

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



PROJET DE FIN D'ETUDE

MASTER

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Energétique

Thème

Analyse de la sensibilité paramétrique d'un thermo-transformateur à absorption destiné à la valorisation des puits de chaleur de bas Potentiel

Préparé par :

- MAATOUG Amani Amel
- AGGOUNI Roufaïda

Soutenu publiquement le : 23 / 06 / 2024, devant le jury composé de :

M. AKERMI Nessereddine	Maître de Conférences "A"(Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. MEKROUSSI Said	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
Mme.KHALDI Sabrina	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
Mme. CHEIKH Samra	Maître Assistant "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant

Année universitaire : 2023 - 2024

Remerciements

Tout d'abord, Nous tenons à remercier notre Dieu ALLAH tout puissant de nous avoir donné la patience et le courage pour réaliser ce modeste travail avec succès.

Nous exprimons notre profonde gratitude envers notre encadreur, Madame CHEIKH Samra, Maître Assistant« B » à l'Université Ibn Khaldoun.

Nous remercions aussi à tous nos enseignants de département de génie mécaniques à l'Université Ibn Khaldoun.

Nous remercions les autres membres de jury, Monsieur BELMILOUD Mohamed Maître conférences « B » à l'Université Ibn Khaldoun de Tiaret qui a accepté de présider ce jury, Monsieur MEKROUSSI Said Maître conférences «A » à l'Université Ibn Khaldoun de Tiaret, Madame KHALDI Sabrina de conférences« B » à l'Université Ibn Khaldoun de Tiaret, qui ont bien voulu examiner notre travail et participer au jury.

Dédicace

À ma très chère mère, quoi que je fasse ou que je dise, je ne saurais point te remercier comme il se doit, ton affection me couvre, ta bienveillance me guide et ta présence à mes côtés a toujours été ma source de force pour affronter les différents obstacles.

Mon cher papa : Ahmed, signe de fierté et d'honneur, ce travail est le vôtre inchallah et ma profonde gratitude et ma reconnaissance envers lui, pour toutes ces années de sacrifice pour moi.

À mon frère et mes sœurs : Abdelsamed, Malika, Fadhila, Faiza, Zahra, Bouchra, Fatima.

MAA7OUQ Amani Amel

Dédicace

Je dédie ce travail à :

à ma mère, la source de tendresse et la lumière qui guide mes routes et qui m'emmène aux chemins de la réussite, pour tous ses sacrifices consentis et ses précieux conseils, pour toute son assistance et sa présence dans ma vie.

A mon père que je le remercie énormément pour ses efforts, ses conseils et sa surveillance.

À mes chers frère et sœurs: Amine, Abdelbasset, Ilyas, Houda, Hayat.

À mon meilleure amie

À tout ce que je connais sans exceptions.

A tous mes enseignants sans exception

Enfin, j'offre mes bénédictions à tous ceux qui m'ont soutenu dans l'accomplissement de ce travail

Roufaida Aggouni

Sommaire

Remerciements	i
Dédicace	ii
Dédicace	iii
Sommaire.....	iv
Liste d'abréviation.....	vi
ملخص.....	viii
Résumé.....	ix
Abstract.....	x
Introduction générale	1

Chapitre I : Etat de l'art

Introduction.....	4
Conclusion.....	16
Références bibliographiques.....	17

Chapitre II : Zoom sur les thermo-transformateurs à absorption

Introduction.....	23
II. Les thermo-transformateurs à absorption	23
II.1.Le principe de fonctionnement.....	24
II.2. Fluides de travail utilisés.....	25
II.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés.....	27
II.3.1. Diagramme d'Oldham.....	27
II.3.2.Diagramme de Merkel.....	28
II.4. La performance d'un thermo-transformateur à absorption.....	29
II.4.1. La performance énergétique (COP_I).....	29
II.4.2. La performance exergetique (COP_{II}).....	30
II.5. Facteurs influençant la performance d'un thermo-transformateur à absorption.....	30

II.5.1. Le taux de circulation.....	30
II.5.2. Le saut thermique.....	31
II.5.3. Efficacité de l'échangeur de chaleur (économiseur).....	31
II.5.4. Paramètres opératoires.....	31
II.5.5. La destruction d'exergie (E_{XD}).....	32
II.5.6. Caractéristiques du fluide de travail.....	33
II.5.7. L'architecture du cycle et le choix des composants.....	33
II.6. Modélisation d'un transformateur de chaleur à absorption.....	33
II.6.1. Bilans massiques et énergétiques.....	34
II.6.2. Les propriétés thermodynamiques du fluide de travail.....	37
II.7. Étude de sensibilité paramétrique.....	40
II.7.1. Définition.....	41
II.7.2. Les méthodes d'analyse de sensibilité paramétrique.....	41
Conclusion.....	42
Références bibliographiques.....	43

Chapitre III : Résultats et discussions

Introduction.....	46
III. Résultats et discussions.....	46
III.1. Validation du modèle thermodynamique choisit.....	46
III.2. Étude de sensibilité paramétrique.....	47
III.2.1. Influence du taux de circulation	48
III.2.2. Influence de la source ambiante (T_0).....	51
III.3. Influence de la température de la source chaude (TSC).....	52
Conclusion.....	58
Références bibliographiques.....	59
Conclusion générale et perspectives.....	60
Liste des figures.....	62
Liste des tableaux.....	63

Liste d'abréviation

C_p : Chaleur spécifique à pression constante	kJ/Kg. K
F : Le taux de circulation (le débit spécifique de solution)	
h : Enthalpie massique	(kJ/Kg)
ṁ : Débit massique	[kg/s]
P : Pression	(Pa)
P_c : Pression critique	(Pa)
q : Quantité de chaleur	[KJ/Kg]
Q : Flux de chaleur	[kW]
t : température	(°C)
T : Température	[k]
T₀ : température ambiante	[k]
W : Travail	[kJ]
Ẇ : Puissance	[kW]
X : La concentration massique en absorbant	[%]
X_d : La concentration massique de la solution diluée	[%]
X_c : La concentration massique de la solution concentrée	[%]
ε : Efficacité de l'échangeur de chaleur	[%]
ρ : Masse volumique	[Kg/m ³]
ads : Adsorbant	
Abs : Absorbeur	
c : concentré	
C : Condenseur	
d : dilué	
E : Évaporateur	

G : Générateur

is : isentropique

l : liquide

p : pauvre

r : riche

ref : réfrigérant

s : saturation

sc : source chaude

sf : source froide

sol : solution

SHX : Échangeur de solution

SP : La pompe de solution

Sur : surchauffé

U : utile

v : vapeur

AbHT : Le thermo-transformateur à absorption (Absorption heat transformer en anglais)

COP : Coefficient Opérationnel de Performance

Ex_D : La destruction d'exergie

F : Le taux de circulation (le débit spécifique de solution)

GTL : Le saut thermique (Gross temperature lift en anglais)

TTA : Thermo-transformateur à absorption

PAC : Pompe à chaleur

ΔT : Le pincement thermique

ملخص:

الهدف من هذا العمل المقترح هو دراسة الحساسية البارامترية بالنسبة إلى أبعاد دورة بسيطة لمحوّل حراري للامتصاص حيث يعمل بعزم الدوران $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ ، ويقصد به تّمين الأبار الحرارية ذات القدرة المنخفضة، مثل الطاقة الشمسية والطاقة الحرارية الأرضية المتجددة والتصريفات الحرارية الصناعية المنخفضة الحرارة، التي تقل عادة عن 100 درجة مئوية بشكل عام في التحليل الديناميكي الحراري لمحاولات الحرارة الممتصة، الهدف هو زيادة الأداء من أجل تحديد مجالات التحسين لذلك من المهم التحديد، ليس فقط محصول الدورة الذي تم أخذه في الاعتبار، ولكن أيضاً نطاق درجة الحرارة المفيد الذي يمكن الوصول إليه كدالة لدرجة حرارة المصدر المحتمل المنخفض (الطاقة الكهربائية المنخفضة) و بارامترات التشغيل الأخرى التي يمكن التحكم فيها من خلال دراسة الحساسية البارامترية للتعرف على المكان والطريقة الأنسب لرصد التغييرات في معايير التقييم والاستخدام الأمثل كدالة على متغيرات القرارات مع مراعاة ظروف التشغيل المختلفة مثل درجات الحرارة المتاحة الساخنة والباردة والمحيطية. وسيتم وضع نموذج للكشف عن تأثير بارامترات التحكم ومسارات التحسين وتصنيف أهم مكونات الدورة من حيث التحليل الديناميكي الحراري.

الكلمات المفتاحية : دراسة الحساسية البارامترية ؛ ومحول حراري للامتصاص ؛ والأحواض الحرارية المحتملة المنخفضة ؛ وإنتاج الطاقة ؛ ومؤتمر الأطراف المعني بالطاقة ؛ مؤتمر الأطراف النشط.

RÉSUMÉ

Le travail proposé est consacré à l'étude de sensibilité paramétrique relative au dimensionnement d'un simple cycle d'un thermo- transformateur à absorption fonctionnant avec le couple LiBr/H₂O, destiné à la valorisation des puits de chaleur de bas potentiel, tels que les énergies renouvelables de type solaire et géothermique et les rejets thermiques industriels de basse température, qui sont généralement inférieure à 100 °C.. Généralement dans l'analyse thermodynamique des transformateurs de chaleur de sorption, le but escompté est d'augmenter les performances afin d'identifier les pistes d'amélioration. il est donc important de déterminer, non seulement le rendement de cycle considéré, mais aussi la plage de températures utile qui peut être atteinte en fonction de la température de la source à faible potentiel(faible exergie) et d'autres paramètres de fonctionnement contrôlables à travers l'étude de la sensibilité paramétrique pour reconnaître où et comment est-ce qu'il serait le plus approprié pour suivre les évolutions des critères d'évaluation et d'optimisation (la puissance produite et le COP énergétique et exergétique) en fonction des variables de décision compte tenu des différentes conditions de fonctionnement telles que les températures des sources chaude, froide et ambiante disponibles.

Un modèle sera élaboré pour déceler l'influence des paramètres de contrôle et les pistes d'amélioration et la classification des composants les plus critiques du cycle en termes d'analyse thermodynamique.

Mots clés : Étude de la sensibilité paramétrique ; un thermo- transformateur à absorption ; puits de chaleur de bas potentiel ; la puissance produite ; le COP énergétique ; le COP exergétique.

Abstract :

The proposed work is devoted to the study of parametric sensitivity relative to the dimensioning of a simple cycle of an absorption thermo-transformer operating with the LiBr/H₂O torque, intended for the valorization of low potential heat wells, such as solar and geothermal renewables and low-temperature industrial thermal discharges, which are typically below 100°C.. Generally in the thermodynamic analysis of sorption heat transformers, the aim is to increase performance in order to identify areas for improvement. it is therefore important to determine, not only the cycle yield considered, but also the useful temperature range that can be reached as a function of the temperature of the low potential source (low exergy) and other operating parameters controllable through the study of parametric sensitivity to recognize where and how it would be most appropriate to monitor changes in evaluation and optimization criteria (power output and energy and exergetic COP) as a function of decision variables taking into account different operating conditions such as available hot, cold and ambient source temperatures.

A model will be developed to detect the influence of control parameters and improvement paths and classification of the most critical components of the cycle in terms of thermodynamic analysis.

Keywords: Study of parametric sensitivity; an absorption thermo-transformer; low potential heat sinks; power output; energy COP; exergetic COP.

Introduction Générale

Introduction générale

La production et l'utilisation de l'énergie sont au cœur des préoccupations mondiales actuelles (épuisement des ressources, pollution et bouleversement climatique), traduites par la recherche des solutions alternatives. Dans ce contexte, plusieurs réponses aux défis énergétiques du futur sont envisageables. La première consiste à augmenter le rendement des systèmes énergétiques actuel afin de réduire les besoins en énergie primaire. Une autre réside dans la recherche d'autres sources d'énergies, disponibles en grande quantité, à faible coût, et si possible renouvelable.

A l'heure de la mondialisation, et de la course effrénée à la croissance économique, l'utilisation des différentes sources d'énergie alternatives comme l'énergie thermique, se développe de plus en plus en raison des différents avantages. Parmi les avantages qui sont en faveur du développement de l'énergie thermique il y a lieu de citer sa présence en quantité variables en grande variété. Elle n'est pas uniquement disponible dans les éléments naturels (soleil, géothermie,..), mais elle peut aussi provenir des nombreux processus issus de l'activité humaine (industrie,..). Cependant, son exploitation n'est pas aussi répandue en raison de son potentiel qui reste moins attractif pour les différentes applications énergétiques.

En fait, la chaleur perdue contient toujours une grande quantité d'énergie et d'exergie qui peuvent être réutilisées pour fournir de la chaleur, du froid ou du travail grâce à des technologies de récupération de chaleur appropriées [1].

Dans ce contexte, une récupération rationnelle de ce type d'énergie par des technologies de thermo-transformation efficaces est sensé jouer un rôle important dans les économies d'énergie et de développement durable. En fait, les systèmes de la thermo-transformation à sorption apparaissent comme une alternative prometteuse. En effet, les fluides frigorigènes utilisés sont neutres vis-à-vis de la couche d'ozone et leur impact sur le réchauffement climatique est faible [1].

C'est pour ces raisons que les technologies de la thermo-transformation ont été qualifiées de «technologies futures qui seront importantes pour l'utilisation de l'énergie au 21^{ème} siècle» par l'Agence internationale de l'énergie [2].

Néanmoins, en raison du manque de connaissances techniques établies et de l'absence de registres complets des applications réussies des transformateurs thermiques, le manque de personnel spécialisé et une connaissance insuffisante de la technologie par les utilisateurs finaux. La faisabilité et la fiabilité des transformateurs thermiques à absorption ont été remises en question et la diffusion de cette technologie est restée limitée.

Dans ce contexte, une démarche choisie permet de proposer une analyse approfondie basé sur une étude de sensibilité paramétrique dont l'objectif à identifier les conditions de fonctionnement qui ont le plus grand effet sur la performance permettant une meilleure prise de décision et une optimisation. Ainsi de faire évoluer les niveaux de températures et les performances atteignables par les cycles à simple effet de la thermo-transformation à absorption, les étudier permet de cibler les opérations unitaires nécessitant d'améliorations et donc fournir une base d'information riche qui permet de déverrouiller leur application à grand échelle. Pour cela ce projet est divisé en deux parties :

La première partie, comprenant les chapitres 1 et 2, dans lesquelles, un état de l'art des connaissances sur les transformateurs de chaleur à absorption a été abordé, vise à examiner une vue d'ensemble du potentiel d'application du thermo-transformateur à absorption dans des environnements réels, mettant en lumière ses avantages et ses limitations. Les méthodes d'évaluation de leur performance à partir de la première et la seconde loi de la thermodynamique sont aussi présentées dans le but de trouver les opérations unitaires critiques sur le fonctionnement de cette machine, et de déceler les pistes d'amélioration des performances de la machine en question. Un examen approfondi des aspects théoriques essentiels, explorerons le comportement thermodynamique de cycle de la thermo-transformation à absorption, leur mode de fonctionnement, les diagrammes thermodynamiques employés, les différents fluides de travail utilisés, ainsi que les concepts théoriques, fournissant une compréhension complète des paramètres de contrôle et des pistes d'amélioration sont consacré dans le chapitre 2. De plus une étude de sensibilité paramétrique a été proposée comme un outil essentiel pour comprendre le comportement de système étudié, identifier les paramètres critiques, d'optimiser les performances et de gérer les risques liés aux incertitudes.

Une seconde partie comprend le troisième chapitre, qui s'intéresse à l'analyse du comportement thermodynamique du thermo-transformateur à absorption en fonction des variables de décision, tels que les températures des sources chaude, froide et ambiante...etc... De plus, une validation de modèle sélectionné sera effectuée, en s'appuyant sur une revue de la littérature existante.

Ce travail permet de fournir une compréhension approfondie et détaillée sur la technologie du thermo-transformateur à absorption, offrant ainsi une base solide pour leur application pratique et leur optimisation future dans le cadre de la valorisation de l'énergie thermique de bas potentiel.

- [1] Z. Ma, H. Bao, A. P. Roskilly (2016). Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer. *Applied Thermal Engineering* 101, pp. 350–361.
- [2] A. Sözen, H.S. Yücesu (2007). Performance improvement of absorption heat transformer. *Renewable Energy* 32, pp.267–284.

Chapitre I

État de l'art

Introduction

Un état de l'art sur des différentes techniques de la valorisation de l'énergie thermique de bas potentiel plus particulièrement le thermo-transformateur à absorption nommé aussi pompe à chaleur à absorption de type II. Il renferme une vue globale sur le potentiel d'application de cette technologie dans un environnement réel. Les méthodes d'évaluation de leur performance à partir de la première et la seconde loi de la thermodynamique sont ensuite présentées.

Les pompes à chaleur pouvant technologiquement faire passer la chaleur d'un niveau de température bas vers un autre plus élevé. C'est donc un système qui permet de valoriser utilement de l'énergie sous forme de chaleur lors de son aspiration d'une source froide pour être refoulée vers une source chaude à température plus élevée [1].

Le principe de fonctionnement des pompes à chaleur est basé soit sur un cycle à compression mécanique, ou sur un cycle à compression thermique. La première catégorie consiste à utiliser pour produire de la chaleur (chauffage domestique), ou encore du froid (les réfrigérateurs domestiques) et de la chaleur de manière alternée (groupes réversibles) ou simultanée (les installations de climatisation automobiles et domestiques) [2].

Selon le premier contexte, le système de compression de vapeur a été le premier processus qui a marqué l'invention de la réfrigération artificielle. Merci à Oliver Evans (1755-1819), un Américain, qui a décrit ce cycle pour la première fois en 1805. Le premier brevet, le premier modèle d'exploitation de l'éther (1835) a été breveté par l'américain Jacob Perkins (1766-1849). [3]

Par ailleurs, il y a lieu de rappeler quelques résultats de potentiel d'application de cette technologie.

L'installation de première pompe à chaleur à compression mécanique dans une piscine à Zürich en Suisse durant la Deuxième Guerre mondiale, due à l'arrêt de l'approvisionnement par l'Allemagne, où la source froide était le fleuve Limmat tandis que la chaleur dégagée au condenseur de cette machine à ammoniac servait au chauffage des douches, des sols, ... et de l'eau de la piscine [4].

L'année 1932 marqua l'installation d'une pompe à chaleur un immeuble de bureaux de la Southern California Edison Company à Los Angeles. Dans la même année, Willis Carrier installa sa première pompe à chaleur à l'Utility Company à Uji, au Japon [4].

Par la suite, l'année 1938 marqua l'apparition de la première pompe à chaleur européenne mise en service pour le chauffage et le rafraîchissement de locaux à l'Hôtel de Ville de Zürich [4].

Durant l'année 1930, plusieurs pompes à chaleur dans des bâtiments avaient été mises en

service, principalement au États-Unis, avec des appareils de conditionnement d'air assurant un chauffage électrique propre [5].

Au milieu des années 50, les pompes à chaleur pour le résidentiel et les petits bâtiments tertiaires étaient proposées par plusieurs fabricants américains, avec un marché annuel croissant : 2 000 unités en 1954, 76 000 en 1963 et 325 000 en 1976[5].

L'année 1980 a vu l'installation de plusieurs pompes à chaleurs qui avaient été mis en place en Allemagne, en Autriche et au Japon, où la Tokyo Electric Power Company destinés pour le chauffage résidentiel [5].

Dans la même année, les fabricants lancèrent l'installation de plusieurs types de pompes à chaleur dans des brasseries, des imprimeries, des caves, des serres et d' autres application, celles permettant la récupération de chaleur sur des groupes refroidisseurs de liquide, répondant aux nouveaux besoins perçus, liés à un intérêt accru pour la maîtrise de l'énergie[5].

En 1987, le Protocole de Montréal attira l'attention au niveau mondial sur la question de la réduction de la couche d'ozone et fixa des limites pour la production des fluides frigorigènes de type CFC (chlorofluorocarbones). Quelques années plus tard, l'Accord de Copenhague introduisit des limites pour les HCFC (hydro chlorofluorocarbones). Ces deux accords sonnèrent le glas pour les fluides frigorigènes sûrs et « sympathiques » (non toxiques, non inflammables) utilisés alors dans la plupart des équipements de conditionnement d'air et de réfrigération dans le monde [5].

En 1993, le Programme « Pompes à Chaleur » de l'AIE lança une étude en partenariat sur les applications potentielles de ces matériels [5].

Selon le même auteur, l'année 2000 marqua la croissance du marché des pompes à chaleur à compression mécanique (et des climatiseurs). Cette dernière est liée à l'augmentation spectaculaire de l'efficacité de ces technologies, une efficacité énergétique saisonnière moyenne en mode froid de 2 ou moins dans les années 1970 à des valeurs supérieures à 3 en 2000 en raison des améliorations supplémentaires attendues.

On retiendra des années 1987 les efforts continus pour les économies d'énergie (l'énergie consommée par ces systèmes est coûteuse) et réduire les impacts environnementaux (problèmes posés par certains frigorigènes, polluants, dont la production est bannie par le protocole de Montréal), ce qui offrent de bonnes possibilités pour éprouver de nouveaux systèmes malgré les avantages présentés par cette technologie (très bon coefficient de performance, simplicité du cycle et de machine, bonne sécurité d'emploi, mais avec les frigorigènes actuels qui sont mis en accusation, variation de puissance frigorifique facile à mettre en œuvre).

Les fabricants firent face au double problématique de trouver des alternatives adaptées à ces fluides frigorigènes traditionnels et de développer des produits plus performants pour respecter les réglementations sur l'efficacité énergétique. Dans ce contexte les systèmes de la thermo-transformation à sorption apparaissent comme une alternative prometteuse. En effet, les fluides frigorigènes utilisés sont neutres vis-à-vis de la couche d'ozone et leur impact sur le réchauffement climatique est faible.

C'est pour ces raisons que les technologies de la thermo-transformation ont été qualifiées de «technologies futures qui seront importantes pour l'utilisation de l'énergie au 21^{ème} siècle» par l'Agence internationale de l'énergie [6].

Ce chapitre présente une revue bibliographique concernant surtout des moyens de valorisation de des puits de chaleur de bas potentiel à un puits de chaleur de haut potentiel, Les transformateurs de chaleur à sorption (absorption ou adsorption) offrent une solution prometteuse pour valoriser les puits de chaleur à bas potentiel (moins de 100°C) en augmentant leur température pour des applications de chauffage, de production d'eau chaude sanitaire ou de production d'électricité. Ces technologies utilisent un cycle thermodynamique basé sur l'absorption d'un réfrigérant par un absorbant sous le nom des **transformateurs de chaleur à absorption** ou l'adsorption d'adsorbat (réfrigérant) par un adsorbant (solide) sous le nom des **transformateurs de chaleur à adsorption**, ce qui permet de transférer la chaleur d'une source à basse température vers une source à haute température.

Dans cette étude, on s'intéresse uniquement sur la thermo-transformation à absorption. Dans ce contexte, il y a lieu de citer l'étude de Nesselmann [7] qui a repris en 1933 l'idée de la valorisation de la chaleur en vue d'améliorer la qualité d'énergie dans sa publication intitulée « la théorie de la transformation de la chaleur ».

Par la suite un état de l'art de la thermo-transformation a été présenté en 1983 par Trepp [8], qui décrit l'histoire et la théorie de base détaillées des transformateurs de la chaleur.

Une autre étude théorique a été présentée par la suite par Stephan et Seher [9] en 1984 décrit une revue de connaissances sur les thermo-transformateurs à absorption.

En plus, une recherche bibliographique consacrée sur l'étude et le potentiel d'application dans un environnement réel de la technologie de la thermo-transformation à absorption a été abordé dans [10].

Dans ce contexte, la première conception du transformateur de chaleur à absorption a été effectuée en 1981, alimenté par une source chaleur perdue à une température de 98°C pour la production de l'eau chaude à une température de 133°C, avec une performance de 0.45 et une puissance thermique utile avoisinant les 2354 KW [11].

Durant cette même année, il y a eu la mise en service de plusieurs transformateurs de chaleur à absorption, principalement au Japon [12].

En 1984, l'Allemagne a conçu le premier transformateur de chaleur à absorption industriel d'Europe. Cette technologie innovante permettait de convertir la chaleur perdue à 100°C en une chaleur utile de 145°C, générant ainsi une puissance thermique d'environ 1 MW [13].

Après un an, une autre installation du transformateur de chaleur à absorption industriel a été mise en service aux pays bas. Ce dispositif révolutionnaire a permis avec une élévation de température de 45°C et une production de la puissance thermique de 780KW [14].

D'autres résultats d'intégration de transformateurs de chaleur à absorption dans les procédés industriels tels que la distillation. Il y a lieu de citer ceux de Eisa et al.[15] et Tufano et al.[16] qui ont révélé le potentiel d'intégration du thermo-transformateur à simple et à double étage pour récupérer la chaleur perdue au niveau de la colonne de distillation. Les auteurs ont déduit que cette intégration permet une récupération de 10% à 60% de l'énergie perdue, se qui conduit à une amélioration significative de l'efficacité globale du procédé. Les mêmes auteurs ont conclu que la technologie de la thermo-transformation à absorption présente une solution potentielle alternative aux pompes de chaleur à compression mécanique.

Dans le même contexte, Revira et al. [17] ont montré le potentiel d'utilisation de cette technologie dans un procédé de distillation de butane et pentane dans une raffinerie au Mexique. Cette étude montre que l'intégration du cycle de la thermo-transformation à simple absorption permet une réduction de 26% à 43% des besoins thermiques de la chaudière, tandis que l'intégration tandis que la configuration à double absorption conduit à une réduction de 28% à 33%.

D'autres résultats d'intégration des transformateurs de chaleur à absorption dans différents processus industriels ont été examinés par plusieurs études. Il y a lieu de citer celle de Artamo [18] qu'il a étudié la possibilité d'intégrer un transformateur de chaleur à absorption dans une usine d'acier pour récupérer de la chaleur résiduelle de l'eau de refroidissement à 90°C. Cette intégration permet une élévation de température de 40°C avec une production de l'énergie utile de 4,2 MW.

En 1993, Jeday et al. [19] ont discuté les résultats d'intégration d'un thermo transformateur à absorption dans une usine de production de l'acide sulfurique pour valoriser une source chaude de température de 106°C afin de produire une vapeur préchauffée à température de 180°C avec un COP de 0,4.

Dix ans plus tard, d'autre possibilité d'intégration de cette technologie dans une usine de caoutchouc synthétique pour récupérer la chaleur de l'eau à partir de 95°C à 100°C est abordée

par Ma et al. [20]. Les résultats cette intégration indiquent une possibilité d'une élévation de température de 25°C avec une performance de l'ordre de 0.47 et une production de puissance thermique de l'ordre de 5000 KW.

En 2010, Horuz and Kurt [21] ont étudié la possibilité d'intégrer un transformateur de chaleur à absorption dans l'industrie du textile pour valoriser des rejets thermiques perdues de l'ordre de 90°C à une température jusqu'à 120°C.

La même équipe a analysé la possibilité d'introduire d'autres configurations de thermo-transformateur à absorption (à simple et à double absorption) dans l'industrie du textile pour valoriser des rejets thermiques perdues de l'ordre de 90°C. L'analyse des résultats obtenus montrent que la configuration à simple absorption permet d'obtenir une élévation de température de l'ordre de 40°C et 70°C respectivement avec une performance de 0.482 et 0.377 [22].

Le potentiel d'intégration des cycles de la thermo-transformation dans les procédés de purification de l'eau et de dessalement de l'eau de mer a fait partie intégrante de la préoccupation des nombreux chercheurs et concepteurs. Il est intéressant de noter celles de Bourouis et al. [23], Siqueiros et Romero [24], Romero et al. [25], Srinivas et al. [26], Rosenberg et al. [27], Contreras-Valenzuela et al. [28], Hernández et al. [29], Velazquez et al. [30], Escobar et al. [31], Huicochea et al. [32], Sekar et Saravanan [33], Huicochea et Siqueiros [34,35], Zhiwei et al.[36] et Gomri[44].

D'après Huicochea et al. [32] la faisabilité d'un procédé de production d'eau potable via un système de dessalement intégré à un transformateur thermique à absorption d'une capacité de 1kW à partir d'une source d'alimentation thermique de 68 à 78°C. Cette installation permet de produire entre 200 et 500 ml/h d'eau purifiée avec un rendement du système de l'ordre de 0.1 à 0.3.

D'autre installation de dessalement de l'eau de mer alimenté à partir de l'absorbeur d'un thermo-transformateur à absorption d'une capacité de 1KW et une source d'alimentation de température comprise entre 68 et 78°C a fait l'objet de l'étude Huicochea et al. [32]. Les résultats d'analyse expérimentale indiquent un rendement compris entre 0.1 et 0.3 et une capacité de production d'eau potable variant entre 200 et 500 ml/h.

La même installation a été étudiée par Huicochea et Siqueiros [34,35] pour source d'alimentation du TTA de température de 70°C et capacité d'absorbeur de l'ordre de 700W. Les résultats obtenus montrent que le COP le plus élevé atteint est de l'ordre de 0,432 avec une production maximale de l'eau purifiée de l'ordre de 684 ml/h. Les auteurs ont déduit également que la valeur typique du COP est augmentée par la récupération de chaleur dans le système de

purification.

Par la suite, l'étude de Sekar et Saravanan [33] est consacré sur l'analyse d'autre système de dessalement de l'eau de mer alimenté à partir de l'absorbeur d'un thermo-transformateur à absorption d'une capacité de 5KW et une source alimentation de température comprise entre 60 et 80°C . Les résultats d'analyse de cette étude indiquent un rendement compris entre 0.3 et 0.38 et une capacité de production d'eau potable de l'ordre de 401Kg/h.

Une analyse énergétique et exergetique d'un système de dessalement de l'eau de mer intégrée dans un transformateur de chaleur alimenté avec un concentrateur solaire a effectué par Gomri [37]. Cette étude montre la possibilité d'utiliser les bassins solaires comme sources d'alimentation naturelles. Zhiwei et al.[36] affirme la possibilité d'utiliser d'autres configurations des transformateurs de chaleur à simple et double effet dans les procédés de dessalement de l'eau de mer.

Dans le même égard, en 2013 Parham et al. [38] ont montré cette possibilité à travers d'une étude d'une installation de dessalement de l'eau de mer couplé avec différentes configuration de thermo-transformateur à absorption. L'analyse des résultats expérimentaux indique une augmentation de la performance du cycle du thermo-transformateur proche de 0.55, ce qui entraine aussi une augmentation de la productivité du système de dessalement jusqu'à 0,2435Kg/s d'eau distillée.

Par la suite, Khamoochi et al. [39] ont analysé la possibilité d'intégration de six différentes configurations d'un transformateur de chaleur à triple absorption dans système de dessalement d'eau de mer. Les résultats d'analyse indiquent que les configurations modifiées permettent d'améliorer la productivité du système de dessalement de 0,1307 kg/s par rapport au système conventionnel avec un COP maximal de 0,25 et une puissance de production destinée au cycle de la thermo-transformation avoisinant les 1200 kW.

D'après l'analyse de ces travaux et ceux de Siqueiros et Romero [24] et Romero et al.[25]. L'intégration de la technologie de la thermo-transformation dans les procédés de dessalement permet de produire de l'eau douce d'une part et d'autre part d'améliorer la performance.

Selon la littérature, un intérêt considérable des procédés de la thermo-transformation à absorption pour valoriser le potentiel des bassins solaire qui reste moins attractive à cause de son faible potentiel. il y a lieu de citer l'étude de Rivera [40] qui a montré expérimentalement le potentiel d'utilisation d'un transformateur de chaleur à absorption à simple étage utilisant le carrol/eau comme fluide de travail pour la valorisation du potentiel thermique des bassins solaires. L'analyse des résultats indiquent une performance de l'ordre de 0.14 à 0.36 avec un saut thermique de l'ordre de 50°C pour une capacité d'absorbeur de 1KW.

Par la suite, un modèle mathématique a été développé par la même équipe pour simuler les performances des différentes architectures du cycle d'un thermo-transformateur à absorption solaire. Les auteurs ont conclu l'adéquation de l'architecture à simple étage et à double absorption avec une performance de l'ordre de 0.45 et 0.33 respectivement, correspond à une élévation de température de 50°C et 100°C.

Un an plus tard, Murugesan et al. [41] ont mené une étude numérique d'un transformateur thermique à absorption utilisant deux fluides de travail différents le R134a/DMAC et le R134a/DMETEG R134a pour valoriser le potentiel thermique des bassins solaires. L'analyse des résultats indique une performance de l'ordre de 0.1 et 0.34 avec un saut thermique compris entre 10 et 30°C. Cette étude montre également une performance supérieure pour R134a/DMAC en comparaison avec R134a/DMETEG.

Des études similaires menées par Sencan et al. [42] et Sozen [43]. Ces études sont consacrées sur l'utilisation des transformateurs de chaleurs à absorption pour exploiter le potentiel thermique des bassins solaires. Les auteurs montrent que l'intégration de cette technologie pouvait contribuer à améliorer l'efficacité des bassins solaires. Ce qui a des implications positives pour les applications de production de l'eau chaude, de chauffage ou de production d'électricité.

En 2021, un état de l'art des différentes applications industrielles de la thermo-transformation à absorption documentées dans la littérature existante et dans des rapports non publiés a été présenté par Cudok et al.[10]. En plus de la recherche bibliographique, un échange de connaissances approfondi avec trois des principaux fabricants de transformateurs thermiques à absorption a permis d'obtenir une vision précise du niveau technologique des produits commerciaux et des installations opérationnelles. Il est démontré qu'entre 1981 et 2019, 48 transformateurs thermiques à absorption ont été installés dans 42 usines, avec une capacité totale de 134 MW. Deux principales périodes de mise en œuvre, séparées par 25 ans d'installations de transformateurs thermiques peu fréquentes, ont été identifiées. Plus de 74 % des installations se situaient en Asie. Environ 61 % des installations de transformateurs thermiques ont été appliquées dans l'industrie chimique.

Les mêmes auteurs ont cité également, l'importance économique de l'installation d'un système AHT qui repose principalement sur la possibilité de consommer de l'électricité à seulement 1 % de sa capacité, ce qui rend cette solution financièrement viable.

En plus de la recherche bibliographique sur le potentiel d'application de la technologie de la thermo-transformation à absorption dans un environnement réel, un échange de connaissances sur l'analyse approfondie de cette technologie qui permet de fournir une compréhension

approfondie sur le fonctionnement de ce cycle thermodynamique, et de faire ressortir les différentes méthodes qui contribuent aussi à l'amélioration de leur performance.

Dans ce contexte, Eisa et al. [45] ont mené une analyse thermodynamique d'un thermo-transformateur à absorption fonctionnant avec le couple bromure de lithium/eau (LiBr/H₂O).

L'analyse porte sur les paramètres clés du cycle, incluant les températures de fonctionnement, les concentrations de la solution, les débits de circulation et les enthalpies. Les résultats indiquent des plages de températures optimales qui reflètent l'équilibre entre la performance du cycle et les exigences énergétique pour chaque élément constitutif du cycle.

Une analyse approfondie a mis en évidence l'impact des trois principaux critères d'évaluation d'un thermo-transformateur à absorption (COP, le saut thermique et le contenu énergétique des fluides utilisés) sur l'optimisation de leur performance est effectuée par Liu et al. [46]. A travers de cette analyse les chercheurs ont identifié la stratégie pour la performance de cette machine, en ajustant les données thermodynamiques du couple de travail utilisé et les conditions de fonctionnement.

Un autre critère d'évaluation pour un transformateur de chaleur à absorption avec une capacité calorifique de 3 kW utilisant le R21-DMF comme fluide de travail a été mis en évidence dans le travail de George et al. [47]. Les résultats expérimentales ont permis de valider l'importance de saut thermique comme un critère qui porte la même importance que les critères cités précédemment.

Dans le même égard, un modèle mathématique d'un cycle de transformateur thermique à absorption fonctionnant avec le couple de travail ammoniac/ eau a été élaboré afin d'évaluer la performance en utilisant le COP et d'autre critère qui donne une indication de la taille de la machine à absorption par unité de production de chaleur sous le nom de taux de circulation. Les résultats obtenus de la modélisation montre l'influence des différentes conditions de fonctionnement sur les critères d'évaluation mis en évidence dans cette étude. Cette étude permet également d'identifier la plage de fonctionnement optimale [48].

D'autre modèle mathématique a été élaboré par Chen [49] d'un thermo-transformateur à absorption à cycle endoréversible avec un écoulement continu prenant en considération les résistances thermiques qui couvrent le parcours des flux de chaleur dans les échangeurs et les réservoirs de chaleur. L'analyse des résultats obtenus mis en lumière l'importance de considérer non seulement les conditions de fonctionnement classiques, mais aussi des résistances thermiques qui ont un grand potentiel pour avoir un fonctionnement optimale et une conception optimale de cette machine.

D'autres systèmes de thermo-transformation couplés avec une source de chaleur d'origine

solaire avec différentes architectures ont été évalués, en utilisant le coefficient de performance et le saut thermique comme critères d'évaluation et d'optimisation. Cette évaluation est effectuée par la mise en œuvre une simulation thermodynamique par le biais d'un modèle mathématique développé [50,51]. Rivera et al.

En 2010, Barragán Reyes et al. [52] ont montré que les deux critères cités auparavant sont considérées comme des cruciales dans l'étude de la performance des transformateurs thermiques. Ces dernières sont fortement liées aux propriétés thermodynamiques du fluide de travail utilisé et au type d'architecture de cycle choisi.

Une analyse approfondie d'un transformateur thermique à absorption irréversible a été effectuée par Bhardwaj et al. [53] dans le cadre d'une optimisation en utilisant la théorie des temps finis. Cette analyse met en évidence la variation du COP, des températures du fluide actif et du taux de transfert de chaleur entre le système et ses réservoirs thermiques en fonction des paramètres de fonctionnement.

Dans le même égard, Siqueiros et al. [34, 35] ont étudié l'effet de la température de la source chaude sur la performance d'un thermo-transformateur à absorption intégré dans un procédé de purification de l'eau.

Une analyse paramétrique d'un thermo-transformateur à simple et à double étage a été effectuée, par le biais d'une simulation dont le but est d'étudier l'effet des différentes températures sur la performance des cycles en question. Les résultats obtenus montrent bien que les meilleures performances obtenues correspondent aux faibles températures de condensation et hautes températures de la source chaude [21, 22].

Un modèle mathématique a été développé afin d'estimer la performance d'un transformateur de chaleur à double et à triple absorption de $H_2O/ LiBr$. Cette estimation est basée sur une étude de sensibilité paramétrique en choisissant les températures de fonctionnement, la concentration de solution riche et pauvre en réfrigérant, le taux de circulation et les efficacités de l'échangeur de chaleur comme critères d'évaluation. L'analyse des résultats obtenus montre que les meilleures performances avoisinant 0.332 et de 0.2491 pour le cycle à double et triple absorption atteignent respectivement [54, 55].

Une étude similaire a été effectuée en 2023 par Navneet et al.[56], dans laquelle un modèle mathématique est développé dans le cadre de l'évaluation de la performance d'un transformateur thermique à absorption fonctionnant à cycle de $H_2O/ LiBr$ sur la base d'une analyse du premier principe de la thermodynamique. Les résultats ont montré que la quantité d'énergie produite dans l'absorbeur est plus élevée à environ 40% en comparaison avec

d'autres travaux pour les mêmes conditions de fonctionnement. Les auteurs ont conclu une augmentation du COP est d'environ 19,565%.

Dans la même année, une modélisation thermodynamique d'un système innovant proposé par Beniwal et al. [57] a été réalisée. Il s'agit d'une combinaison de trois technologies distinctes : un transformateur thermique à absorption, un système de réfrigération à absorption de vapeur et un système de dessalement. Les performances thermodynamiques du système sont prédites en termes de COP, de température de réfrigération et de débit de production de distillat.

D'autre critère d'évaluation et d'optimisation est mis en évidence dans plusieurs études, se basant sur la 2^{ème} loi de la thermodynamique ou bien l'analyse exergetique. Il y a lieu de citer celle de Stephan, et Seher [58], qui sont considérés parmi les premières équipes qui sont appuyées dans leur analyse thermodynamique d'un transformateur de chaleur à absorption sur le critère exergetique. Dans leur étude, une efficacité exergetique de l'ordre de 0.45 a été atteinte pour un transformateur de chaleur à absorption utilisant l'ammoniac-eau comme fluide de travail mené pour une valorisation de l'ordre de 40°C.

Par la suite, un modèle mathématique simplifié a été mené par Ciambelli et Tufano [59], prendre en considération l'efficacité exergetique, la chaleur utile et le coût d'exploitation comme un critère économique, afin d'évaluer et d'optimiser un transformateur de chaleur à absorption utilisant l'eau- acide sulfurique comme fluide de travail.

Duarte et Bugarel [60] ont étudié la performance d'un transformateur de chaleur à absorption utilisant le couple H₂O/LiBr, dont l'objectif est d'identifier les conditions de fonctionnement optimales de la machine étudiée. Dans leur étude, un nouveau paramètre d'évaluation a été introduit dans le cadre d'optimisation, qui est l'indice d'exergie, directement lié à l'efficacité exergetique. Les auteurs ont également suggéré l'introduction d'un critère économique directement lié aux coûts de l'énergie et des équipements.

Dans le même contexte, une simulation d'un thermo-transformateur à absorption de NaOH/H₂O a été mise en évidence par Jernqvist et al. [61] dans le cadre d'évaluation énergétique et exergetique. Les auteurs concluent que l'évaluation de la performance selon la première loi de la thermodynamique n'est pas toujours un indicateur fiable de l'efficacité des cycles à sorption. Sa pertinence se limite à la comparaison de différents transformateurs de chaleur à absorption fonctionnant avec le même débit de circulation. En revanche, l'évaluation de la performance selon la seconde loi de la thermodynamique (efficacité exergetique) s'avère être une mesure plus adéquate, car elle intègre les pertes de chaleur, les échanges thermiques et les variations de température. Cette conclusion souligne l'importance de combiner l'analyse

exergétique à l'analyse énergétique pour une évaluation complète de l'efficacité des cycles à sorption.

Lee et Shérif [62] ont analysé théoriquement le fonctionnement des transformateurs de chaleur d'absorption à plusieurs étages utilisant le couple LiBr/H₂O comme fluide de travail, en utilisant la deuxième loi de la thermodynamique. Leur étude a permis de développer une base théorique pour déterminer un fonctionnement optimale.

Une simulation de la performance d'un thermo-transformateur à absorption fonctionnant avec le couple H₂O/NH₃ destiné à valoriser le potentiel thermique d'un panneau solaire a été effectuée par Sozen [63]. L'analyse des performances thermodynamique indique une valeur maximale de l'ordre de 0.4 correspond à un saut thermique maximale de l'ordre de 93.5°C. Tandis que l'analyse des résultats exergétique indique que l'absorbeur et le générateur ont le plus grand potentiel pour améliorer l'efficacité énergétique du cycle.

Une étude similaire a été effectuée par Gomri [37], dans laquelle un modèle mathématique a été développé pour simuler la performance d'un transformateur de chaleur solaire utilisant le couple bromure de lithium/eau comme fluide actif, intégré dans un système de dessalement de l'eau de mer. L'analyse énergétique et exergétique approfondie de chaque élément du système étudié indique que les irréversibilités les plus élevées sont présentées par l'absorbeur suivi par le générateur.

Les différents avantages et limitations des deux méthodes d'analyse (énergétique et exergétique) ont été présentés par les deux équipes [64, 65], à travers d'une analyse approfondie de la performance d'un transformateur thermique à absorption à double étage et à double absorption fonctionnant avec le couple LiBr/H₂O. Les auteurs ont montré l'influence des irréversibilités de chaque composant des cycles en question sur la détérioration de la performance des systèmes étudiés.

Les deux méthodes d'analyse ont été utilisées pour estimé la performance d'une nouvelle architecture d'un transformateur de chaleur à absorption destiné à valoriser le potentielle thermique des bassins solaire. Il s'agit d'un cycle d'un transformateur de chaleur injecteur – absorption. L'analyse des résultats montre une réduction de 12% et 10% des pertes d'exergie au niveau du l'absorbeur et du générateur, tandis que le COP et l'efficacité exergétique sont respectivement de l'ordre de 14% et 30% [66].

Selon le même contexte, Donnellan et al. [67] ont mis en œuvre une analyse énergétique et exergetique d'une autre nouvelle architecture d'un thermo-transformateur à absorption. C'est un thermo-transformateur à absorption de triple étage utilisant le couple LiBr/H₂O. Les résultats de cette étude indiquent une performance de l'ordre de 0.2 pour une valorisation maximale obtenue est de l'ordre de 140°C.

Dans le même contexte, un modèle mathématique a été élaboré pour simuler les performances d'un transformateur thermique à double absorption de LiBr/H₂O. L'analyse du cycle thermodynamique proposé a été effectuée en se basant sur la première et la seconde loi de la thermodynamique, pour estimer les différents paramètres d'évaluation ; le coefficient de performance, le coefficient de performance d'exergie, l'exergie totale, la destruction d'exergie dans le système et la destruction de l'exergie dans chacun des composants principaux, en fonction des températures du système, de l'efficacité de l'économiseur, du saut thermique et du taux de circulation. Les résultats indiquent que les irréversibilités (destruction d'exergie) du générateur sont les plus élevées contribuant à environ 40% de la destruction totale des exergie dans l'ensemble du système [68].

Récemment, une analyse exergetique approfondie a été réalisée par Mehrjouiee et al.[69] pour un cycle de transformateur thermique à double absorption utilisé pour la valorisation des rejets thermiques industriels à basse température. L'analyse exergetique avancée se distingue de l'analyse conventionnelle en révélant les sources d'irréversibilité dans les composants du système et en fournissant des données plus détaillées sur les interactions mutuelles entre eux. De plus, une étude paramétrique est menée pour étudier l'effet de la température de la source de chaleur sur différentes parties de l'exergie.

Conclusion

Ce chapitre a exploré l'état actuel des connaissances sur les transformateurs de chaleur à absorption. Nous avons examiné le potentiel d'utilisation de cette technologie pour la récupération des sources d'énergie de faible exergie. L'analyse a révélé un potentiel significatif pour les TT à absorption dans divers secteurs, notamment le chauffage, la climatisation et la production d'eau potable et l'eau chaude sanitaire, grâce à leur capacité à utiliser différentes sources d'alimentation telles que les sources de chaleur renouvelables et à réduire les émissions de CO₂. À travers de cette étude, une analyse plus approfondie de l'application et de ses avantages potentiels a été fournie.

Cependant, plusieurs défis persistent, notamment le manque de personnel spécialisé et une connaissance insuffisante de la technologie par les utilisateurs finaux.

Bibliographie

- [1] ZEHIOUA Raouf, Etude de l'influence de la fonction d'excès de Gibbs sur la performance d'un transformateur de chaleur a absorption (A.H.T). Thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2010.
- [2] LARKECHE Ouassila. Modélisation d'une machine frigorifique a absorption : Application des équilibres de phases. Thèse de doctorat, Université Mentouri de Constantine, 2012.
- [3] Histoire de la Production du Froid - Mairie de Xertigny
- [4] le document téléchargeable à l'adresse Internet : <http://www.zogg-engineering.ch/publi/HistoryHP.pdf>, intitulé « History of heat pumps – Swiss contributions and international milestones », donne plus d'informations sur l'histoire des pompes à chaleur en Suisse.
- [5] Gerald C. Groff, A short history of heat pumps - who uses them and why? The European HVAC Journal, vol. 47, n°2, pages 50-56, mars 2010.
- [6] A. Sözen, H.S. Yücesu (2007). Performance improvement of absorption heat transformer. Renewable Energy 32, pp.267–284.
- [7] K. Nesselmann, Zur theorie der wärme transformation. Wissensch Veröffentl Sitemens Konzern, Vol. 12, No. 4(1933), pp 77-81
- [8] Ch. Trepp, History and prospects of heat transformation. [International Journal of Refrigeration](#). Vol.6 (1983), pp 309-318.
- [9] K. Stephan, D. Seher, Heat transformer cycles – I. one and two-stage processes, Journal of Heat Recovery Systems, Vol. 4, No. 5(1984a), pp 365-369.
- [10] F. Cudok, N. Giannetti, J. L. C. Ciganda, J. Aoyama, P. Babu, A. Coronas, T. Fujii, N. Inoue, K. Saito, S. Yamaguchi, F. Ziegler, Absorption heat transformer - state-of the-art of industrial applications, 141 (2021). <https://doi.org/10.14279/depositonce-11672>.
- [11] K. Mashimo, Overview of heat transformer in Japan, Heat pumps: Prospects In Heat Pump Technology and Marking, Florida, USA (1987), pp 271-285.
- [12] K.M. Berntsson, T. Berntsson, P. Franck, P. Holmberg, E. Wallin, Learning from experiences with heat transformers in industrial processes(1989), CADDET, sittard, The Netherlands.

- [13] L. Suhr, P. Paikert, H. Bokelmann, Operational experience with an industrial-scale heat transformer, Proc. Of the Int. Workschop on Heat transformer and Storage, Ispra, Italy (1985), pp 381-393.
- [14] J.W.J. Bouma, Experience with a heat transformer in the chemical industry, IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol. 8, No. 4(1990), pp 12-15.
- [15] VII, a feasibility study on heat transformers assisted distillation systems, Int.J. Energy Res. 11 (4) (1987) 445-457.
- [16] V. Tufano, Heat recovery in distillation by means of absorption heat pumps and heat transformers, Appl. Therm. Eng. 17 (2) (1997), pp. 171-178.
- [17] W. Rivera, J. Cerezo, R. Rivero, J. Cervantes, R. Best. Single stage and double absorption heat transformers used to recover energy in a distillation column of butane and pentane. Int J EnergyRes; 27(14) (2003), pp.1279–92.
- [18] Artamo, Steam generating heat transformer, Heat Pumps for Energy Efficiency and Environmental Progress, Elsevier Science Publisher BV, Amsterdam, The Netherlands(1993), pp 463-468.
- [19] M.R. Jeday, J. Labidi, P. Le Goff, Heat transformer for upgrading the waste heat of an industrial sulfuric acid plant, Chem. Eng. Res. Des. 71 (A5) (1993), pp. 496-502.
- [20] Xuehu Ma, Jiabin Chen, Songping Li, Qingyun Sha, Aiming Liang, Wei Li, Jiayan Zhang, Guojun Zheng, Zhihao Feng, Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant. Applied Thermal Engineering 23 (2003), pp. 797–806.
- [21] Ilhami Horuz, Bener Kurt, Absorption heat transformers and an industrial application, Renew. Energy 35 (2010) 2175-2181.
- [22] Ilhami Horuz, Bener Kurt, Single stage and double absorption heat transformers in an industrial application, Int. J. Energy Res. 33 (2009) 787-798.
- [23] M. Bourouis, A. Coronas, R.J. Romero, J. Siqueiros, Purification of sea water using absorption heat transformers with water-(LiBr-LiI-LiNO₃-LiCl) and low temperature heat sources. Desalination; 166, (2004):209–14.
- [24] J. Siqueiros, R.J. Romero, Increase of COP for heat transformer in water purification systems. Part Ie increasing heat source temperature, Appl. Therm. Eng. 27 (2007) 1043-1053.
- [25] R.J. Romero, J. Siqueiros, A. Huicochea, Increase of COP for heat transformer in water purification systems. Part-II e without increasing heat source temperature, Appl. Therm. Eng. 27(2007), pp. 1054-1061.
- [26] G. Srinivas, S. Sekar, R. Saravanan, S. Renganarayanan , Studies on a water-based

absorption heat transformer for desalination using MED. *Desalination Water Treat*(2009);1:75–81.

[27] J. Rosenberg, A. Romero, Rodríguez-Martínez, Optimal water purification using low grade waste heat in an absorption heat transformer. *Desalination* 220 (2008), pp. 506–513.

[28] M.R. Contreras-Valenzuela, R.J. Romero, A. Rodríguez-Martínez, Productivity evaluation of water purification process by means of heat transformer, *Chem. Eng. Trans.* 17 (2009),pp. 397-402.

[29] J.A. Hernández, R.J. Romero, D. Juárez, R.F. Escobar, J. Siqueiros. A neural network approach and thermodynamic model of waste energy recovery in a heat transformer in a water purification process. *Desalination* 243 (2009), pp. 273–285.

[30] VM. Velazquez, J.A. Hernández, D. Juárez, J. Siqueiros, S.F. Mussati, On-line LiBr+H₂O estimation for the performance of a water purification process integrated to an absorption heat transformer. *Desalination and Water Treatment.* 5 (2009), pp. 12–18.

[31] R.F. Escobar, J. Uruchurtu, D. Juárez, J. Siqueiros, J.A. Hernández, On-line indirect measures estimation for the performance of an absorption heat transformer integrated to a water purification process. *Measurement* 42 (2009), pp. 464–473.

[32] A. Huicochea, J. Siqueiros, R.J. Romero, Portable water purification system integrated to a heat Transformer, *Desalination* 165 (2004), pp. 385-391.

[33] S. Sekar, R. Saravanan, Experimental studies on absorption heat transformer coupled distillation system, *Desalination* 274 (2011), pp. 292-301.

[34] A. Huicochea, J. Siqueiros, Increase of COP for an experimental heat transformer using a water purification system, *Desalination Water Treat.* 12 (2009), pp. 305-312.

[35] A. Huicochea, J. Siqueiros, Improved efficiency of energy use of a heat transformer using a water purification system, *Desalination* 257 (2010), pp. 8-15.

[36] Ma. Zhiwei, Huashan Bao, Anthony Paul Roskilly, Performance analysis of ultralow grade waste heat upgrade using absorption heat transformer. *Applied Thermal Engineering* 101 (2016), pp. 350–361

[37] R. Gomri, Energy and exergy analyses of seawater desalination system integrated in a solar heat transformer. *Desalination* 2009; 249(1):188–96.

[38] K. Parham, M. Yari, U. Atikol, Alternative absorption heat transformer configurations integrated with water desalination system. *Desalination* (2013), 328:74.

[39] M. Khamooshi, K. Parham, F. Egelioglu, M. Yari, H. Salati, Simulation and optimization of novel configurations of triple absorption heat transformers integrated to a water desalination system, *Desalination* 348 (2014), 39-48, 3-1.

- [40] W. Rivera, Experimental evaluation of single-stage heat transformer used to increase solar pond's temperature, *Sol. Energy* 69 (5) (2000), pp 369-376.
- [41] S.N. Murugesan, R. Saravanan, S. Renganarayanan, K.P. Mohamed, Solar pond operated R134a based vapor absorption heat transformer for process heat generation, *Int. J. Ambient Energy* 22 (3) (2001), pp. 155-162.
- [42] A. Sencan, O. Kizilkan, N. C. Bezir, and S. A. Kalogirou, Different methods for modeling absorption heat transformer powered by solar pond, *Energy Conversion and Management*, vol. 48(2007), no. 3, pp. 724–735.
- [43] A. Sozen, Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature. *Renew Energy* (2004); 29(4):501–15.
- [45] MAR. Eisa, R. Best, FA. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat transformers – PartI: operating on water–lithium bromide .J. *heat Recovery Syst*, Vol. 6(1986a) ,pp421–432.
- [46] Bai-Qi Liu, Pierre Le Goff et Zineb Aoufoussi. Critères d'évaluation d'un thermo-transformateur à absorption. *Rev. Int. Froid*, Vol.15 (1991), No3.
- [47] J. George, S. Murthy. Experiments on a vapor AHT. *International Institute of Refrigeration*, 16 (2), (1993) pp. 107–119.
- [48] IM. Ismail, Upgrading of heat through AHT. *International Institute of Refrigeration*, 18(7), (1989) pp.439–446.
- [49] J. Chen, Optimal choice of the performance parameters of an absorption heat transformer. *Heat Recovery Systems & CHP* Vol. 15(1995), No. 3, pp. 249-256.
- [50] W. Rivera, RJ. Romero, Evaluation of a heat transformer powered by a solar pond. *Solar Energy Mater Solar Cells*, 63(2000), pp. 413–422.
- [51] W. Rivera, MJ. Cardoso, RJ. Romero, Single-stage and advanced AHT operating with lithium bromide mixtures used to increase solar pond's temperature. *Solar Energy Mater Solar Cells*, 70(2001), pp. 321–330.
- [52] R.M. Barragán, V.M. Arellano, A. García-Gutiérrez, Performance modelling of single and double absorption heat transformers. *Current Applied Physics* 10 (2010) S244–S248.
- [53] P.K. Bhardwaj, S.C. Kaushik, S. Jain, Finite time optimization of an irreversible vapor absorption heat transformer system, *Int. J. Ambient Energy* 24 (4) (2003) 207-219.
- [54] M. Khamooshi, K. Parham, M. Yari, F. Egelioglu, H. Salati, Hana Salati et Saeed Babadi. Thermodynamic Analysis and Optimization of a High Temperature Triple Absorption Heat Transformer. *Hindawi Publishing Corporation The Scientific World Journal* (2014).
- [55] L. Wang, H. Lia, X. Bua, H. Wanga, W. Maa, Performance Study of a Double

- Absorption Heat Transformer. *J. Energy Procedia* 105(2017). pp.1473 – 1482.
- [56] Navneet Rouhila , Mahesh Sharma, Sh. Pankaj Khatak, Gulshan Sachdeva, Thermodynamic analysis of Absorption Heat Transformer. <https://www.researchgate.net/publication/369660989>
- [57] Ravi Beniwal , Kapil Garg, Himanshu Tyagi (2023). Thermodynamics analysis of a novel absorption heat transformer-driven combined refrigeration and desalination system. *Energy Conversion and Management* , 277, 116597.
- [58] K. Stephan, D. Seher, Heat transformer cycles – II. Thermodynamic analysis and optimization of a single-stage absorption heat transformer, *J. of Heat Recovery Systems*, Vol. 4(1984b), No. 5, pp 371-375.
- [59] P. Ciambelli, V. Tufano, A simplified model for a water-sulfuric acid absorption heat transformer. *Heat Technol.*, 5 (1987), pp. 69-83. 3.
- [60] S.I. Pereira Duarte, R. Bugarel, Optimal working conditions for an absorption heat transformer—analysis of the H₂O/LiBr theoretical cycle, *J. Heat Recovery Systems and CHP*, Vol 9(1989), No 6, pp 521-532.
- [61] A. Jernqvist, K. Abrahamsson, G. Aly, On the efficiencies of absorption heat transformers, *J. Heat Recovery Systems and CHP*, Vol 12(1992), No 4, pp 323-334.
- [62] SF. Lee, SA. Sherif, Second law analysis of multi- stage lithium bromide-water absorption heat transformers. Atlanta, US: ASHRAE Transactions (2000), p. 106.
- [63] A. Sozen, Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature. *Renew Energy* (2004); 29(4):501–15.
- [64] S. A. Fartaj, Comparison of energy, exergy, and entropy balance methods for analyzing double-stage absorption heat transformer cycles, *International Journal of Energy Research*, Vol.28 (2004), pp.1219 – 1230.
- [65] H. Martínez, W. Rivera, Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide, *Int. J. Energy Res.* 33 (2009) 662-674.
- [66] A. Sozen and H.S. Yucesu, Performance improvement of absorption heat transformer, *Renewable Energy*, Vol.32 (2007), pp. 267–284.
- [67] P. Donnellan, E. Byrne, J. Oliveira, K. Cronin, First and second law multidimensional analysis of a triple absorption heat transformer (TAHT), *Appl. Energy* 113 (2014) 141-151.
- [68] S. Cheikh, Étude et analyse des procédés de la thermo-transformation à sorption en cascade pour la production de micro puissance, Thèse de doctorat. Université de Sidi Bel Abbes, 2021.

[69]H. Mehrjouiee, M. Fallah, S. Mohammad S. Mahmoudi (2024). Advanced exergy analysis of a double absorption heat transformer recovering industrial waste heat for pure water production Volume 47, January 2024, 102242.

Chapitre II

*Zoom sur les thermo-
transformateurs à absorption*

Chapitre II

Zoom sur les thermo-transformateurs à absorption

Introduction

Ce chapitre se focalise sur l'étude théorique d'un thermo-transformateur à absorption (TTA) afin de comprendre son fonctionnement et ses performances. L'objectif est de présenter les principes fondamentaux qui régissent le cycle d'absorption nécessaire à la compréhension du comportement thermodynamique de ces systèmes, de leurs modes de fonctionnement, des diagrammes thermodynamiques utilisés, des différents fluides de travail l'efficacité énergétique et exergétique d'un thermo-transformateur à absorption et d'introduire les paramètres clés qui influencent son efficacité énergétique.

II. Les thermo-transformateurs à absorption

Le thermo-transformateur à absorption ou pompe à chaleur à absorption type II, fait partie des pompes à chaleur à compression thermique de vapeur qui se différencient des pompes à chaleur à compression mécanique par le fait que c'est un système qui fonctionne avec trois source de chaleur (tritherme). Dans lesquels la compression mécanique du fluide frigorigène est remplacée par une compression thermique (système à sorption) couplé à un générateur de chaleur. Parmi celles-ci, on peut citer les PAC à absorption et les PAC à adsorption. Le fluide véhiculé dans le système selon le cycle thermodynamique d'une PAC à absorption est un couple frigorigène/absorbant. Tant que le couple adsorptif est composé d'un adsorbant (solide) et adsorbat (réfrigérant) selon le cycle thermodynamique d'une PAC à adsorption, ce qui est n'est pas l'objectif de la présente étude [1].

Cette machine pouvant technologiquement faire passer la chaleur d'un niveau de température bas vers un autre plus élevé. C'est donc un système qui permet de valoriser utilement de l'énergie sous forme de chaleur lors de son aspiration d'une source froide pour être refoulée vers une source chaude à température plus élevée. [2]

Selon [1], les thermo-transformateurs (transformateur de chaleur) à absorption sont des machines trithermes (nécessitent au moins trois sources de chaleurs) capables de revaloriser le potentiel thermique des chaleurs perdues inexploitées (naturelles ou industrielles) à un niveau moyen de température en chaleur utile à un potentiel thermique élevé et en chaleur rejetée vers l'atmosphère à température proche de celle ambiante (production du froid).

Les transformateurs de chaleur à absorption sont des processus physico-chimiques qui reposent sur l'équilibre physique qui existe lorsque une phase gazeuse (l'absorbat) diffuse vers le film d'une phase liquide (l'absorbant) dans lequel l'opération (absorption) est un processus exothermique où la chaleur valorisée produite à niveau élevé de température est considérée comme énergie noble. Ce phénomène est parfaitement réversible, par lequel l'absorbat se détache du l'absorbant par un processus endothermique nommé la désorption grâce à un apport d'énergie à moyen niveau thermique. Les deux phénomènes se produisent dans certaines conditions physiques (pression, température).

II.1. Le principe de fonctionnement

Comme il est représenté sur la figure ci-dessous. Le cycle d'un thermo-transformateur à absorption standard (à simple effet), est constitué d'un générateur (désorbeur), d'un absorbeur, d'un évaporateur, d'un condenseur, d'un échangeur de solution, de deux pompes et d'un détendeur. Le générateur qui contient une solution riche en frigorigène reçoit une quantité de chaleur Q_G de la source de bas potentiel à la température intermédiaire. Ce qui provoque la désorption d'une partie du fluide frigorigène dissout dans la solution. À la sortie du générateur une vapeur riche en frigorigène et une solution dite "pauvre" (pauvre en frigorigène) sont obtenues.

La vapeur de frigorigène arrive dans le condenseur (au point 7) où elle subit une condensation (rejet de la chaleur Q_C). Le fluide à l'état liquide (au point 8) obtenu à la sortie de condenseur, est pompé et pressurisé à la pression de l'évaporateur (au point 9), où il subit une évaporation. L'évaporation s'effectue par un apport de chaleur à la température moyenne et à haute pression. La vapeur issue de l'évaporateur (au point 10) est admise dans un absorbeur contenant une solution dite "pauvre", provenant du générateur (au point 3), elle se dissout de manière exothermique dans cette solution, provoquant l'enrichissement de la solution. Il s'agit donc, de l'absorption accompagnée d'un dégagement de chaleur Q_{Abs} (Q_U) au niveau de l'absorbeur vers un puits de niveau thermique plus élevé à T_{Abs} (T_U). Le mélange est de nouveau préchauffé par un échangeur thermique (au point 5) en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom «échangeur de solution». Son intérêt est d'augmenter le COP. Par la suite, le mélange est détendu dans le détendeur (point 6). Il entre dans le désorbeur pour recommencer le cycle.

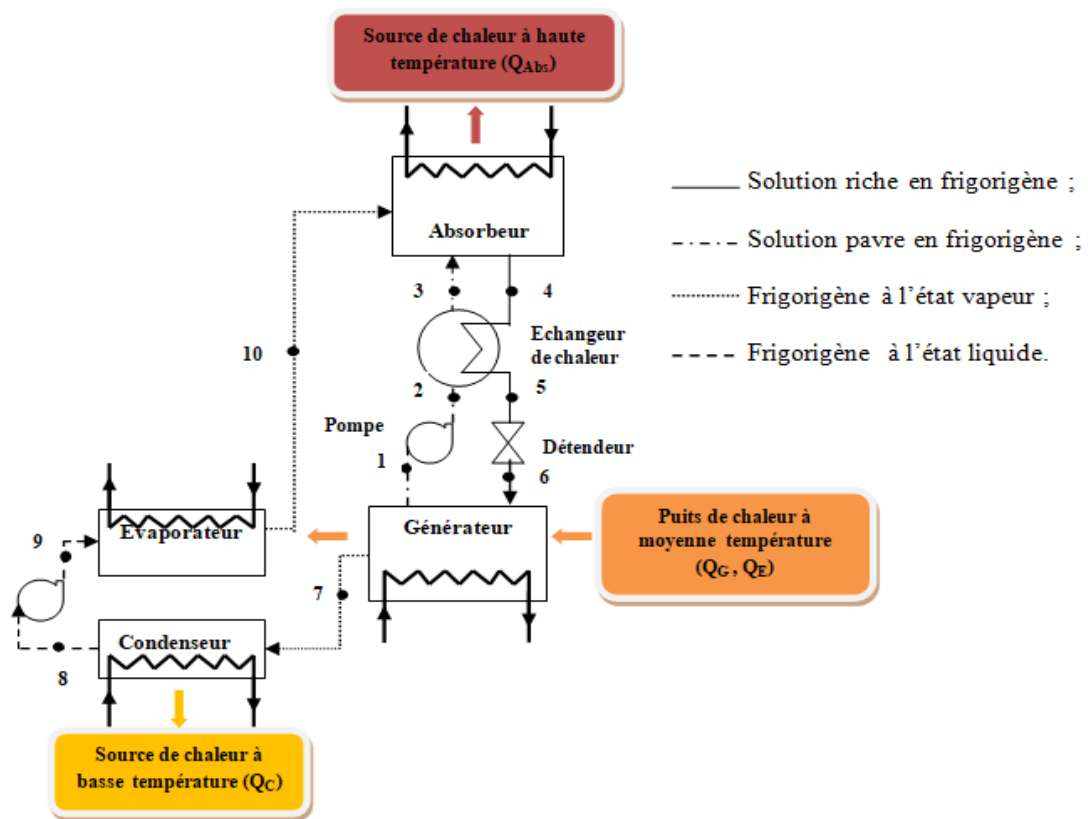


Figure II.1. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur à absorption simple effet [1].

II.2. Fluides de travail utilisés

Le fluide de travail est le moyen de transport de la chaleur dans un transformateur de chaleur à absorption. Sa capacité à changer d'une phase à autre permet de transférer l'énergie thermique d'un élément à un autre. Ce dernier est un mélange binaire constitué d'un composé léger (réfrigérant) et d'un composé lourd (absorbant) possédant certaines caractéristiques dépend de l'application à laquelle la machine est destinée, de type d'architecture et donc des températures des sources froide et chaude.

Plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la littérature, une investigation faite par Marcriss et al. [3,4] sur les fluides a permis d'établir une liste d'environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels. Il convient de préciser que les critères recherchés pour le choix optimal des fluides utilisés ont été cités par Holmberg et Berntsson [5].

Pour les cycles à absorption, les mélanges binaires doivent posséder un certain nombre de caractéristiques communes avec l'application pour laquelle la machine est destinée, entre autre les mélanges doivent être adaptés et appropriés aux plages de température des sources chaude et froide.

Le choix d'un fluide de travail pour un transformateur de chaleur à absorption est crucial pour son bon fonctionnement et son efficacité énergétique. Les principaux critères à prendre en compte sont les critères techniques, écologiques et économiques qui sont résumés comme suit:

Le réfrigérant doit avoir:

- Une basse température d'ébullition pour permettre l'évaporation à basse température (source froide) ;
- Une haute chaleur latente de vaporisation pour maximiser le transfert de chaleur par unité de masse ;
- Pression de vapeur suffisamment élevée pour assurer un bon flux dans le système, mais pas trop élevée pour éviter des pressions de fonctionnement excessives ;
- Haute capacité thermique spécifique pour maximiser la quantité de chaleur absorbée par unité de masse ;
- Faible viscosité pour minimiser les pertes de charge et faciliter le pompage ;
- Conductivité thermique plus élevée pour favoriser le transfert de chaleur ;
- Stabilité thermique: résistance à la décomposition à haute température ;
- Faible ou nulle toxicité pour la sécurité des opérateurs et de l'environnement ;
- Faible ou nulle inflammabilité pour la sécurité ;
- Impact environnemental: respectueux de l'environnement (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone et effet de serre bas).

L'absorbant doit avoir:

- Affinité élevée pour le réfrigérant qui est caractérisée par une forte capacité à absorber le réfrigérant à basse pression ;
- Température d'ébullition élevée, bien supérieure à celle du réfrigérant pour éviter l'évaporation à haute température (source chaude) ;
- Haute capacité thermique spécifique pour maximiser l'absorption de chaleur du réfrigérant.
- Faible viscosité pour faciliter la circulation dans le système ;
- Haute conductivité thermique pour favoriser le transfert de chaleur ;
- Stabilité thermique qui est caractérisée comme la résistance à la décomposition à haute température ;
- Faible ou nulle corrosivité pour éviter la corrosion des composants du système ;
- Faible ou nulle toxicité pour la sécurité des opérateurs et de l'environnement.

II.3. Diagrammes thermodynamiques utilisés

Les diagrammes thermodynamiques sont des outils précieux pour étudier et analyser le cycle d'un transformateur de chaleur à absorption et déterminer son rendement. Voici les principaux diagrammes utilisés:

II.3.1. Diagramme d'Oldham

Le diagramme d'Oldham (figure ci-dessous) permet de visualiser les courbes de pression saturante du mélange considéré, pour différentes valeurs de sa composition (en fraction massique du soluté ou du solvant selon les cas).

La pression apparaît en ordonnée, avec une échelle logarithmique, tandis que les abscisses correspondent à la température de bulle T_b .

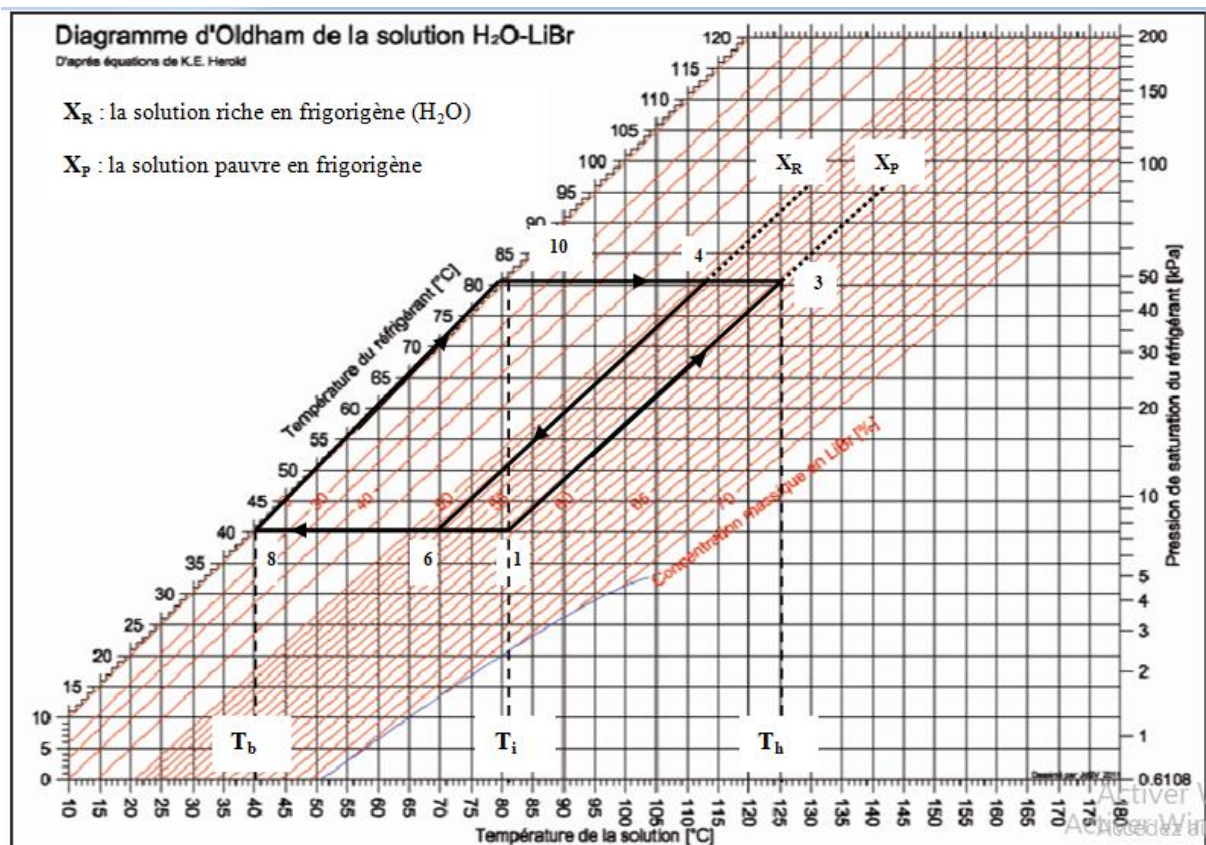


Figure II.2. Diagramme d'Oldham relatif au couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr) [1].

II.3.2. Diagramme de Merkel

Le diagramme d'Oldham est facile à comprendre et à utiliser, mais, tout comme les lentilles d'équilibre isobares ou isothermes, il présente l'inconvénient de ne fournir aucune information sur les énergies mises en jeu.

Le diagramme de Merkel (ou diagramme enthalpie-concentration) est quant à lui construit avec l'enthalpie comme ordonnée, et la fraction massique du soluté (ou souvent du solvant pour le couple LiBr-H₂O) en abscisse. Il permet ainsi de superposer les informations de plusieurs lentilles d'équilibre isobares tout en faisant apparaître les enthalpies. On trouvera ci-dessous le diagramme de Merkel du mélange Eau/ Bromure de Lithium.

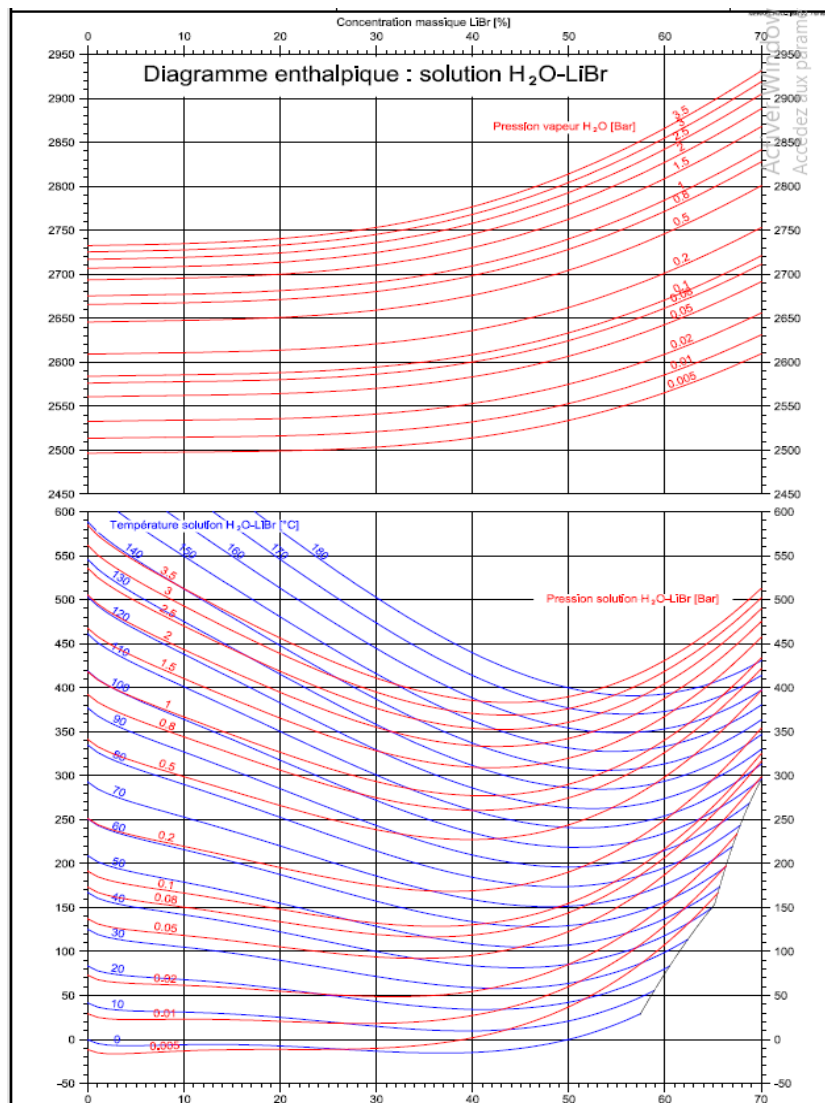


Figure II.3. Diagramme de Merkel relatif au couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr) [1].

II.4. La performance d'un thermo-transformateur à absorption

Est un facteur crucial pour déterminer son efficacité, sa pertinence et faisabilité, il est défini comme étant la ration de la sortie désirée par rapport au entrée requise. Cette dernière est évaluée essentiellement par le biais des critères quantitatifs caractérisant la fiabilité du système et établis sur la base de la première et seconde loi de la thermodynamique. Ce facteur peut être exprimé par son coefficient de performance (COP).

Selon [1], l'analyse thermodynamique selon la première loi de la thermodynamique stipule que l'énergie doit être conservée dans tout le système. Ainsi, cette loi impose simplement la restriction au cycle selon laquelle l'énergie thermique sortant du système doit être égale à l'énergie thermique totale qui y pénètre plus toute énergie créée. Ce type d'analyse permet donc de quantifier les attributs du cycle tels que la fraction de chaleur résiduelle recyclée par le système. Cependant l'analyse thermodynamique selon la seconde loi de la thermodynamique doit être utilisée pour quantifier toutes les irréversibilités et les non-idéalités au sein des composants. L'utilisation de ces deux approches permet d'optimiser le fonctionnement du système en minimisant les pertes d'énergie et en maximisant le rendement énergétique.

Les paramètres d'analyse de la première loi thermodynamique utilisés sont le coefficient de performance du système (COP_I) tandis que les paramètres de la seconde loi sont les paramètres exergetique (COP_{II}).

II.4.1. La performance énergétique (COP_I)

L'efficacité d'un cycle réel de la thermo-transformation à absorption, mesurée par le COP (Coefficient de Performance), Elle est exprimée comme le rapport entre la quantité de chaleur utile produite évacuée au niveau de l'absorbeur et la somme des quantités de chaleur consommées au niveau du générateur et de l'évaporateur, auxquelles s'ajoute l'énergie mécanique fournie aux pompes.

$$COP_I = \frac{Q_U}{Q_E + Q_G + \sum \dot{W}_P} \quad (II.1)$$

II.4.2. La performance exergetique (COP_{II})

Selon [6], le coefficient de performance exergetique ou bien l'exergie, est définie comme le travail maximal qui peut être extrait d'une source de chaleur. Cette dernière est considérée comme conservée dans un processus idéal, mais détruite dans les processus réels. Ce paramètre d'évaluation, il est défini comme le rapport de l'exergie utile à l'exergie investie.

Selon les mêmes auteurs [6], le rendement exergetique représente l'efficacité du système en ce qui concerne l'usage de l'exergie.

$$\text{COP}_{\text{II}} = \frac{|Q_U| * \left(1 - \frac{T_0}{T_{U_1}}\right)}{|Q_G| * \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) + |Q_E| * \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) + \Sigma |W_P|} \quad (\text{II.2})$$

II.5. Facteurs influençant la performance d'un thermo-transformateur à absorption

À partir de la première phase d'étude d'un état de connaissances sur les cycles de thermo-transformateurs à absorption réalisée dans le premier chapitre, où les différentes méthodes d'évaluation de leurs performances à partir de la première et la seconde loi de la thermodynamique, sont exposées. Plusieurs paramètres affectant la performance d'un thermo-transformateur à absorption, ces dernières ont une influence remarquable sur la performance, la conception et sur leurs optimisation. Donc, il est primordial de prendre en compte tous les facteurs mentionnés ci-dessous et qui sont bien résumés par [1].

II.5.1. Le taux de circulation (le débit spécifique de solution)

Ce paramètre présente une influence importante dans la conception et l'optimisation de la machine à absorption, car il est directement lié à la taille et le coût du générateur, absorbeur de l'échangeur de chaleur, et la pompe. Donc, il donne une indication de la taille de la machine à absorption par unité de production de chaleur. Il est exprimé comme la ration des flux massiques de la solution pauvre en frigorigène ou concentré (\dot{m}_c) entrantes dans l'absorbeur par rapport aux flux massiques de la vapeur de fluide frigorigène (\dot{m}_f) sortant du générateur.

$$F = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{10}} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_7} \quad (\text{II.3})$$

L'influence de ce paramètre est perceptible une fois examinée l'expression de coefficient de performance établir en fonction des enthalpies massiques au niveau des différents points du cycle.

La méthode suivie pour la détermination de ces dernières sera décrite ultérieurement.

$$\text{COP} = \frac{F \cdot h_8 + h_{10} - (F+1) \cdot h_4}{F \cdot h_1 + h_7 - (F+1) \cdot h_6 + h_{10} - h_9 + \sum W_p} \quad (\text{II.4})$$

La valeur du débit spécifique de solution devrait être bien choisie (l'objectif général est de minimiser sa valeur) de façon à réduire au maximum la puissance absorbée par la pompe.

II.5.2. Le saut thermique

Appelée aussi gain de température brute (GTL) ou bien élévation de la température, ce paramètre représente l'élévation maximale de température qu'il est possible d'obtenir. Ce dernier permet de quantifier le potentiel thermique de la valorisation qui est l'objectif des procédés de la thermo-transformation. Il est défini comme la différence de température entre celle atteinte au niveau de l'absorbeur et celle atteinte au niveau de l'évaporateur. Ce paramètre est considéré comme un critère d'évaluation et d'optimisation à la fois, Plus la valeur de (GTL) est importante plus la machine est puissante.

$$\text{GTL} = T_U - T_E \quad (\text{II.5})$$

II.5.3. Efficacité de l'échangeur de chaleur (économiseur)

Est utilisé essentiellement pour récupérer l'énergie thermique du cycle et donc d'augmenter la performance, en particulier dans les transformateurs de chaleur à absorption où un échangeur de chaleur supplémentaire installé entre le générateur et l'absorbeur sous le nom d'un échangeur de solution. Ce dernier utilisé pour préchauffer la solution riche en frigorigène provenant du l'absorbeur en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre en frigorigène allant de générateur au l'absorbeur. Des études expérimentales ont montré qu'un échangeur de solution devrait faire partie de toute installation puisqu'il permet d'augmenter le COP d'environ 60 %.

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{max}}} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (\text{II.6})$$

Avec $0 \leq \varepsilon \leq 1$

II.5.4. Paramètres opératoires

a- Influence des différentes températures de fonctionnement

Les performances techniques et économiques des thermo-transformateurs à absorption dépendent

des températures des puits et sources de chaleur disponibles et le niveau thermique souhaité. Ainsi l'interaction entre ces conditions de fonctionnement affecte le COP et limite le fonctionnement du cycle, voyons que ces paramètres peuvent être modifiés pour améliorer la performance du cycle étudié. L'influence des différentes températures de fonctionnement sur les performances d'un cycle de la thermo-transformation sera présenté plus en détaille dans le dernier chapitre.

b- Influence de la pression de travail

La pression de travail est essentiellement liée aux dimensionnement et le cout de la conception de la machine. Les cycles conventionnels d'un transformateur de chaleur à absorption opèrent à deux niveaux de pression ; une basse et haute pression correspond à la température de condensation et d'évaporation respectivement. Une autre pression de travail pourra être envisagée si elle permet de trouver un couple de travail permettant le fonctionnement optimal du cycle.

c- Influence du pincement thermique (ΔT)

Le pincement thermique est défini comme étant la différence minimale de température entre les fluides chauds et froids dans les échangeurs de chaleur, c'est-à-dire les pincements thermiques entre les deux milieux intérieur et extérieur de l'échangeur de chaleur (le condenseur, l'absorbeur, le générateur et l'évaporateur). Selon [30], le pincement thermique a une influence sur la performance des cycles de la thermo-transformation (COP_I , COP_{II} et EX_D). Ce paramètre soit la plus faible possible sur le plan économique.

II.5.5. La destruction d'exergie (EX_D)

La destruction d'exergie totale est une mesure quantitative du potentiel de travail perdu par rapport à celui alimenté au système .Ce paramètre est généralement utilisé pour quantifier les irréversibilités dans les processus irréversibles. Comme indiqué dans le premier chapitre, l'estimation de la quantité d'irréversibilité dans un système de thermo-transformation à absorption selon l'analyse exergetique à un potentiel pour améliorer l'efficacité énergétique du cycle de façon que cette quantité doive être minimisée en tout temps. Ce paramètre est quantifié en additionnant la destruction d'exergie pour chaque composant (i) donnée par:

$$EX_{D,Totale} = \sum_{i=1} (EX_D)_i \quad (II.7)$$

II.5.6. Caractéristiques du fluide de travail

La paire de fluides de travail utilisée dans un transformateur thermique à absorption peut influencer de façon significative la performance, le coût d'investissement initial de l'unité et les opérations d'entretien requises. En effet les fluides conventionnels (NH₃/H₂O et H₂O/LiBr) présentent certaines limitations malgré leurs l'adaptation dans les cycles à absorption plus particulièrement les transformateurs de chaleur, à cause de ses propriétés thermodynamique assez intéressantes. Ces limitations obstruent l'amélioration du fonctionnement des cycles de la thermo-transformation vers des niveaux de température plus difficiles à atteindre (saut thermique supérieur) tout en conservant un COP acceptable. Cependant, la recherche de nouveaux fluides alternatifs et adéquats fait toujours l'objet de plusieurs travaux de recherches, dans ce contexte un très grand nombre de composés chimiques ont été suggérés dans la littérature, notamment les additifs, combinaison eau-sel, les hydroxydes, paires à réfrigérant tétrafluoro éthylène et glycol, les absorbants organiques, paires a réfrigérant fluorocarbon, alcanes, des alcools, des éthers, des halogénures d'alcanes et les liquides ioniques. Selon le critère environnemental, Certains fluides sont non-conformes, voire certains fluides sont désormais interdits dans certaines régions du monde. Tendis que le critère technique permet d'éliminer les combinaisons les moins performantes et qui ne permettent pas d'atteindre un saut thermique le plus élevée possible.

II.5.7. L'architecture du cycle et le choix des composants

L'exigence fondamentale de pouvoir faire fonctionner le transformateur de chaleur à absorption à des hautes températures avec une possibilité d'atteindre des performances supérieures, ne peut pas être favorisé par le cycle conventionnel d'un transformateur de chaleur à absorption. Dans ce contexte, la modification au niveau de l'architecture du cycle permet d'atteindre les objectifs souhaités ; soit par l'inclusion des composants additionnels aux cycles de base (conventionnel) tels qu'un deuxième échangeur de chaleur, un deuxième générateur ou absorbeur/évaporateur ou la communication de plusieurs transformateurs thermiques du même ou de différentes types, soit par la conception des nouveaux cycles dont les éléments constitutifs fonctionnant selon de nouveau principe tels que les cycles à multi compartiments absorbeur/générateur ou les cycles à éjection ou les cycles absorption/démixtion[1].

II.6. Modélisation d'un transformateur de chaleur à absorption

Selon la littérature, les cycles d'un transformateur de chaleur à absorption adoptent plusieurs modèles qui caractérisent leurs comportements statiques, dynamiques et phénoménologiques.

Dans ce contexte, le modèle statique dans lequel l'estimation des performances en fonction de la température initialement prédéfinie dans un cahier des charges. Alors que le deuxième est dynamique et a pour l'objectif l'évolution temporelle du comportement de la machine en fonction de conditions variables. Tandis que le dernier que l'on dénommera phénoménologique repose sur l'établissement de lois de conservations classiques (masse, énergie), qui permet d'estimer en régime stationnaire les performances de la machine à absorption, ainsi que les températures à la sortie de chacun de ses composants [7].

Dans notre cas où le système étudié est considéré comme une boîte noire où le nombre de paramètres à définir est restreint, le modèle phénoménologique est plus adapté à notre étude.

D'autres avantages qui justifient notre choix sont exposés comme suit:

- Le modèle phénoménologique permet l'amélioration de modèle statique simplifié qui s'éloigné de la réalité pour la simulation des machines à absorption dont la plage de fonctionnement n'est pas couverte par les polynômes [8].
- Selon [9], il détermine les performances attendues d'un cycle réel d'absorption en fonction d'un nombre minimal de caractéristiques (conditions de fonctionnement), ainsi que les températures à la sortie de chacun de ses composants [10].
- Il permet l'amélioration et l'optimisation de la performance des cycles réels d'absorption en fonction d'autres paramètres [11,12].
- Ce type de modèle est bien adapté pour des applications de type boîte noire où le nombre de paramètres à définir est restreint et où le modèle une fois implémenté dans l'environnement de simulation peut couvrir une large plage de fonctionnement de machine à absorption [9].

Ce modèle est composé essentiellement de trois sous-modèles importants sont énumérés comme suit :

- Bilans massiques et énergétiques de tous les dispositifs formant le cycle ;
- Modélisation des propriétés thermodynamiques pour pouvoir déterminer les grandeurs d'équilibres (T, P, X et H);
- Modélisation des enthalpies des fluides de travail en tout point du cycle de la thermo-transformation à absorption pour pouvoir déterminer les puissances mises en œuvre et enfin estimer la performance du cycle.

La modélisation des performances des cycles de la thermo-transformation à absorption est faite en tenant compte des propriétés thermodynamiques aux conditions opératoires des fluides dans chacun des composants du cycle. Certaines hypothèses simplificatrices sont généralement faites [10,13 et 14] :

- Le fluide frigorigène sortant du condenseur 1 (point 8) est considéré comme de l'eau saturée à la température et à la pression correspondantes ;
- Le fluide frigorigène entrant dans le condenseur1 (point 7) est de la vapeur d'eau surchauffée à la température et à la pression correspondantes ;
- Le fluide frigorigène sortant de l'évaporateur1 (point 10) est à l'état de vapeur saturée;
- Les détenteurs sont isenthalpiques.

Selon la configuration choisie (un thermo-transformateur à absorption à simple effet), d'autres hypothèses simplificatrices sur lesquelles les calculs vont être basés, ces dernières peuvent être énoncées comme suit :

- La pression au niveau de l'évaporateur est égale à celle de l'absorbeur (perte de charge négligeable). La pression au niveau du désorbeur est égale à celle du condenseur (perte de charge négligeable);
- La température de la solution à la sortie du premier générateur T_G est égale à celle de l'évaporateur T_E ;
- Le fluide de travail considéré dans cette étude est le LiBr/eau qui s'impose comme le couple le plus performant pour ce système ;
- La solution diluée (riche en fluide frigorigène) à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température T_4 . La concentration de l'absorbeur X_a est fonction de la pression haute et de la température à la sortie de l'absorbeur $X_a=f(T_4, P_E)$. De même, la solution concentrée (pauvre en fluide frigorigène) X_c quittant le générateur est fonction de la pression basse et de la température du générateur $X_c=f(T_1, P_C)$;
- L'efficacité de l'échangeur opérant à contre courant pour préchauffer la solution riche sortant du l'absorbeur par la solution pauvre sortant de générateur est supposée égale à 80% ;
- Les températures d'entrée sont considérés les températures du générateur T_G , du condenseur T_C , de l'évaporateur T_E et de l'absorbeur T_U . Cependant, l'accès à ces températures est impossible puisque les transferts de chaleur ne sont pas pris en considération dans cette étude. Néanmoins, l'introduction de la notion de pincement aux échangeurs ΔT_{AbHT} permet de déterminer la température à la sortie de chaque composant à

partir de sa température d'entrée comme rapporté dans [8, 10, 15 et 16] par les expressions suivantes :

- les températures de la solution à la sortie du générateur et de l'évaporateur sont inférieures à 5°C par rapport à la température de la source chaude de bas potentiel (T_{SC}), $T_G = T_{SC} - \Delta T_{AbHT}$;
- la température à la sortie de l'absorbeur est supérieure de 5°C par rapport à la température de la chaleur valorisée de haut potentiel, $T_{11} = T_U + \Delta T_{AbHT}$;
- la température de condensation est supérieure de 5°C par rapport à la température du milieu environnement T_0 , $T_C = T_0 + \Delta T_{AbHT}$ [1];

II.6.1. Bilans massiques et énergétiques

Les bilans de masses et d'énergie rapportés sont établis pour chaque compartiment et sont représentés dans le tableau

Tableau II. 1. Bilan massique et énergétique d'un simple cycle de thermo-transformateur à absorption

Compartiment	Bilan	Bilan	Bilan énergétique
	massique global	massique individuel	
	$\Sigma \dot{m}_s = \Sigma \dot{m}_e$	$\Sigma \dot{m}_s X_s = \Sigma \dot{m}_e X_e$	$\Sigma Q + \Sigma \dot{W} + \Sigma \dot{m}_e h_e = \Sigma \dot{m}_s h_s$
Générateur	$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7$	$\dot{m}_6 X_6 = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_7 X_7$	$Q_G = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_6 h_6$
Absorbeur	$\dot{m}_3 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3 X_3 = \dot{m}_4 X_4$	$Q_U = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_{10} h_{10}$
Condenseur	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$		$Q_C = \dot{m}_8 (h_8 - h_7)$
Evaporateur	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$		$Q_E = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_9)$
Détendeur	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5 X_5 = \dot{m}_6 X_6$	/
Echangeur de solution	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$\dot{m}_4 X_4 = \dot{m}_5 X_5$ $\dot{m}_2 X_2 + \dot{m}_3 X_3$	$Q_{SHX} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2)$ $= \dot{m}_4 (h_5 - h_4)$
La pompe circulation(WP1)	$\dot{m}_9 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_9 X_9 = \dot{m}_8 X_8$	$\dot{W}_{WP1} = \dot{m}_8 (h_9 - h_8)$
La pompe de solution(SP)	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$	$\dot{m}_2 X_2 = \dot{m}_1 X_1$	$\dot{W}_{SP} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$

II.6.2. Les propriétés thermodynamiques du fluide de travail

Une bibliothèque est mise en évidence par plusieurs chercheurs, dans le cadre de fournir des connaissances sur les propriétés thermodynamiques du fluide de travail utilisé dans ce type de cycles thermodynamique qui est le couple eau/bromure de lithium. Dans ce contexte, deux approches ont été rapportées dans la littérature, une première approche consiste à mettre en œuvre une démarche théorique basée sur l'énergie libre de Gibbs et une seconde approche consiste à décrire les évolutions des propriétés thermodynamiques au moyen de corrélations basées sur des données expérimentales [1].

La bibliothèque de propriétés thermodynamiques utilisée dans cette étude pour le couple LiBr-H₂O est construite à partir des travaux de Patek et Klomfar [17, 18] et ASHRAE Fundamentals Handbook [19].

Pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'eau à l'état liquide et gaz, les formulations de Patek et Klomfar [17, 18] ont été utilisées.

a. Les corrélations thermodynamiques du fluide frigorigène (eau)

- Pression de saturation

La pression d'équilibre de l'eau (fluide frigorigène) en fonction de la température est exprimée par la formule expérimentale proposée par Patek et Klomfar [17]

$$P_s(T_{ref,s}) = P_c \exp \left[\frac{T_c}{T_{ref,s}} \sum_{i=1}^6 \alpha_i \left(1 - \frac{T_{ref,s}}{T_c} \right)^{\beta_i} \right] \quad (II.8)$$

Où :

$T_c = 647.096$ K, $P_c = 22.064$ Pa, P (Pa) et T_{ref} (K).

Les coefficients (α , β) sont rapportés dans le Tableau II.2

Tableau II.2. Les coefficients (α , β) pour le calcul de P_s

i	α_i	β_i
1	1.0	-7.85951783
2	1.5	1.84408259
3	3	-11.7866497
4	3.5	22.6807411
5	4	-15.9618719
6	7.5	1.80122502

- **L'enthalpie de l'eau à l'état liquide saturé en fonction de la température**

L'enthalpie de l'eau liquide en fonction de la température est exprimée par la formule empirique suivante [20] :

$$h_l(t_{ref}) = C_p t_{ref} \quad (II.9)$$

Où :

C_p (kJ/Kg °C) et t_{ref} en (°C)

- **L'enthalpie de l'eau à l'état vapeur saturé en fonction de la température**

L'enthalpie de la vapeur de la vapeur d'eau est exprimée par la formule empirique suivante [21] :

$$h_v(t_{ref}) = -125397 \cdot 10^{-8} t_{ref}^2 + 1.88060937 t_{ref} + 2500.559 \quad (II.10)$$

- **L'enthalpie de la vapeur surchauffée en fonction de la pression et de la température**

[22]

$$h_{sur} = h_v(t) + C_p (T_{ref,s} - T_{ref,sur}) \quad (II.11)$$

$$C_p = A_1 + A_2 (T_{ref,s} + T_{ref,sur}) + A_3 \frac{1 - e^{-\left(\frac{T_{ref,s} - T_{ref,sur}}{45}\right)}}{(T_{ref,s} - T_{ref,sur})} \quad (II.12)$$

Avec :

$$A_1 = 1.610693 + 5.472051 \cdot 10^{-2} \cdot P + 7.5175370 \cdot 10^{-4} \cdot P^2 \quad (II.13)$$

$$A_2 = 3.383117 \cdot 10^{-4} - 1.975736 \cdot 10^{-5} \cdot P - 2.874090 \cdot 10^{-7} \cdot P^2 \quad (II.14)$$

$$A_3 = 1.707820 \cdot 10^3 - 1.6994196 \cdot 10 \cdot T_{ref,sur} + 6.2746295 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ref,sur}^2 - 1.0284259 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ref,sur}^3 + 6.4561298 \cdot 10^{-8} \cdot T_{ref,sur}^4$$

(II.15)

Où :

h_{sur} en KJ/Kg, P en MPa et T en K.

b. Corrélations thermodynamiques de la solution (bromure de lithium-eau)

- **Pression de saturation de la solution [19]**

$$\log_{10}(P) = A - \frac{D}{(t_{ref} + 273.15)} + \frac{E}{(t_{ref} + 273.15)^2} \quad (II.16)$$

Avec : A=7.05, D=-1596.49, E=-104095.5, P(kPa) et t_{ref} (°C).

D'où

$$t_{ref} = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log_{10}(P))]^{0.5}} \quad (II.17)$$

- **Température de saturation de la solution [19]**

$$t_{sol} = \sum_{n=0}^3 B_n X^n + t_{ref} \sum_{n=0}^3 A_n X^n \quad (II.18)$$

Où les coefficients (A, B) sont rapportés dans le tableau ci-dessous

t_{ref} : la température du réfrigérant $-15 < t_{ref} < 110$ °C

t_{sol} : la température de la solution $5 < t_{sol} < 175$ °C.

X la concentration en LiBr $45\% < X < 70\%$

Tableau II.3. Les coefficients (A, B) pour le calcul de $t_{sol}(t_{sol}, X)$

n	A_n	B_n
0	-2.00755	124.937
1	0.16976	-7.71649
2	3.133362 E-03	0.152286
3	1.97668 E-05	-7.95090 E-04

- **L'enthalpie de la solution (H₂O/LiBr)**

La relation entre la température, la concentration et l'enthalpie est exprimée par [19] :

Pour : $40\% < X < 70\%$ et $15 < t_{sol} < 165$ °C

$$h_{sol} = \sum_{n=0}^4 A_n X^n + t_{sol} \sum_{n=0}^4 B_n X^n + t_{sol}^2 \sum_{n=0}^4 C_n X^n \quad (II.19)$$

D'où : X(%), t_{sol} (°C) et h(kJ/Kg).

Les coefficients (A, B et C) sont rapportés dans le Tableau II.4

Tableau II.4. Les coefficients (A, B et C) pour le calcul de $h_{sol}(t_{sol}, X)$

n	A_n	B_n	C_n
0	-2024.33	18.2829	-3.7008214 E-02
1	163.309	-1.1691757	2.8877666 E-03
2	-4.88161	3.248041 E-02	-8.1313015 E-05
3	6.302948 E-02	-4.034184E-04	9.9116628 E-07
4	-2.913705 E-04	1.8520569 E-04	-4.4441207 E-09

- La densité de la solution (H₂O/LiBr) [24]

$$\rho(T_{\text{sol}}, X) = (1 - X)\rho'(T) + \rho_c \sum_{i=1}^2 a_i X^{m_i} \left(\frac{T_{\text{sol}}}{T_c}\right)^{t_i} \quad (\text{II.20})$$

D'où :

$T_c = 647.096 \text{ K}$, $\rho_c = 322 \text{ Kg/m}^3$, $\rho' = 999.789 \text{ Kg/m}^3$ et $T_{\text{sol}} (\text{K})$.

Tableau II.5. Les coefficients (m_i , t_i et a_i) pour le calcul de $\rho (T_{\text{sol}}, X)$

i	m_i	t_i	a_i
1	1	0	1.746
2	1	6	4.709

II.7. Étude de sensibilité paramétrique

D'après la revue bibliographique faite sur l'analyse d'un thermo-transformateur à absorption, plusieurs incohérences ou contradictions ont été relevées, surtout l'influence des conditions de fonctionnement sur les performances des cycles et le classement des composants les plus critiques du cycle. Il est important de trouver l'origine de ces divergences afin d'éviter des conclusions hâtives.

Également en raison du manque de connaissances techniques établies et de l'absence de registres complets des applications réussies des transformateurs thermiques, la faisabilité et la fiabilité des transformateurs thermiques à absorption ont été remises en question et la diffusion de cette technologie est restée limitée.

La démarche choisie pour déceler l'origine des divergences est d'analyser le cycle en question suivant la première et la deuxième loi de la thermodynamique. Les plages de valeurs pour les conditions opératoires sont celles utilisées dans les diverses études citées et ont été considérées plus larges afin de balayer des intervalles complets d'opérabilité de cycle étudié. Ceci est fait avec l'objectif de simultanément valider les outils numériques développés pour l'analyse des cycles et d'étudier des nouvelles conditions opératoires.

Dans le but de faire évoluer les niveaux de températures et les performances atteignables par les cycles à simple effet, les étudier permet de cibler les opérations unitaires nécessitant d'améliorations et donc fournir une base d'information riche.

L'impact attendu de ce projet est de proposer une analyse approfondie basé sur une étude de sensibilité paramétrique qui aide à identifier les conditions de fonctionnement qui ont le plus grand effet sur la performance permettant une meilleure prise de décision et une optimisation.

II.7.1. Définition

En général, l'analyse de sensibilité paramétrique étudie comment la variation de la sortie d'un modèle peut être attribuée aux variations des différents paramètres [23]. Elle est considérée également comme une technique puissante qui permet d'analyser l'impact des variations de paramètres d'entrée (les variables de décision) sur la sortie d'un modèle (la fonction objectif), d'un système ou d'un processus.

Selon Kleijnen [24], l'analyse de sensibilité peut être considérée comme une investigation systématique de la réaction d'un modèle vis-à-vis des valeurs extrêmes de ses paramètres ou des changements drastiques dans sa structure. Si dans certains cas la structure du modèle ne peut pas être remise en question, sa sensibilité ou le degré de variation des sorties par rapport aux incertitudes de ses paramètres d'entrée est d'importance et doit être connue.

II.7.2. Les méthodes d'analyse de sensibilité paramétrique

Il existe plusieurs méthodes d'analyse de sensibilité selon le domaine d'application et le niveau de complexité du système. Les trois principales utilisées sont les méthodes de criblage ou screening, les méthodes d'analyse de sensibilité locale et les méthodes d'analyse de sensibilité globale [25].

- **La méthode de 'screening'** analyse qualitativement l'importance des paramètres d'entrée sur la variabilité de la réponse du modèle. L'objectif de cette méthode est, dans un premier temps, d'isoler les paramètres qui sont très influents sur les résultats et donc, de réduire le nombre de paramètres à analyser avec des méthodes plus sophistiquées et/ou plus coûteuses. Ces méthodes sont souvent appliquées dans le cas où le modèle contient un nombre considérable de paramètres d'entrée et nécessite un temps de calcul très élevé. Trois types de techniques peuvent être utilisés pour effectuer une analyse de sensibilité par cette méthode : i) One-Factor-At-A-Time, ii) Factorial Expérimentation et iii) "Fractional Factorial Experiment".

- **La "Local Sensitivity analysis"** s'attache à déterminer l'impact local des facteurs d'entrée sur le modèle. Elle repose sur le principe de calcul des dérivées partielles des fonctions de sorties par rapport aux variables d'entrée. Ces calculs se font numériquement en faisant varier les entrées du modèle dans un intervalle très restreint autour d'une valeur nominale [23].

- La “Global SA” est une méthode quantitative basée sur l’estimation de la contribution de chaque paramètre d’entrée d’un modèle à la variance observée dans les sorties; elle étudie aussi l’interaction entre ces différentes variables d’entrée [26, 27].

Cette dernière méthode est bien adaptée avec notre étude, dans laquelle un des paramètres étudié (les variables de décision) sera changé en gardant les autres inchangés. Il s’agit normalement d’étudier l’effet qu’un seul facteur peut avoir sur le comportement du système à travers des fonctions objectives.

Dans notre cas, les fonctions objectives sont l’efficacité énergétique, l’efficacité exergetique et la puissance produite. Les variables de décision comprennent les différentes conditions de fonctionnement telles que la température des sources chaude, froide et motrice disponibles,etc. Une étude paramétrique avec un petit nombre de paramètres (deux au maximum) permet de tracer une courbe ou une surface représentant la réponse du système en fonction de ses paramètres contrôlables (surface de réponse). Ces graphiques sont utiles pour comprendre rapidement l’effet de chaque paramètre sur la réponse du système car elles permettent d’identifier clairement et sans doute les valeurs optimales locales et les valeurs optimales globales [28]. Lors de notre travail, cette technique d’analyse sert à reconnaître où et comment est-ce qu’il serait le plus approprié de modifier le prototype pour augmenter la puissance produite dans un environnement réel.

Conclusion

Ce chapitre a servi d’introduction aux concepts fondamentaux de la thermodynamique de la technologie de la thermo-transformation à absorption mettant en lumière leur fonctionnement et leurs fluides de travail utilisés en soulignant leurs critères de sélection. Des recherches plus approfondies, incluant les facteurs influençant la performance sont effectuées, de plus étude de sensibilité paramétrique est proposé comme un outil essentiel pour comprendre le comportement de système étudié, identifier les paramètres critiques, d’optimiser les performances et de gérer les risques liés aux incertitudes.

Chapitre III

Résultats et discussions

Chapitre III

Résultats et discussions

Introduction

Ce chapitre présente d'une part une validation de la précision du modèle thermodynamique proposé. D'autre part, une présentation des résultats de l'analyse thermodynamique approfondie d'un transformateur de chaleur à absorption réalisée par le biais d'une étude de sensibilité paramétrique, afin de la prédiction et l'évaluation des performances et pour l'élaboration de stratégies de contrôle. L'analyse de sensibilité a été réalisée en faisant varier les valeurs de différents paramètres d'entrée du modèle dite les variables de décision. La variation de ces paramètres permet d'évaluer leur impact sur les performances du système dite fonctions objectives.

III. Résultats et discussions

III.1. Validation du modèle thermodynamique choisit

Pour valider le modèle thermodynamique proposé, une comparaison entre les résultats de la modélisation obtenue et des données expérimentales disponibles dans une littérature bien fournie a été effectuée. Cette comparaison permet d'évaluer la capacité du modèle à prédire le comportement réel du système et d'identifier les éventuelles limitations du modèle. D'après les résultats obtenus qui sont résumés dans le tableau ci-dessous, il ressort que, ces derniers sont en bon accord avec les résultats expérimentaux d'Ilhami Horuz et Bener Kurt [1].Ce qui permet de garantir sa fiabilité et sa capacité à prédire le comportement du système de manière réaliste.

Le tableau qui résume les résultats de validation

Tableau III. 1. Validation du modèle de transformateur de chaleur à absorption

	Paramètre	unité	Le présent travail	Le travail d'Ihmi [1]
Les paramètres d'entrées	Température de l'absorbeur	°C	130	130
	Température du condenseur	°C	25	25
	Température de l'évaporateur	°C	80	80
	Température du générateur		73	73
	Le débit massique de fluide frigorigène (\dot{m}_f)	Kg/h	807	807
Les paramètres de sorties	La concentration de la solution concentrée (X_c)	%	62.44	62.44
	La concentration de la solution diluée (X_d)	%	59.27	59.26
	Le débit spécifique de la solution (F)	-	18.66	18.66
	La chaleur livrée par l'absorbeur Q_U	KW	490.12	486.91
	La chaleur rejetée par le condenseur Q_C	KW	563.76	566.80
	La chaleur fournie au générateur Q_G	KW	484.69	495.58
	La chaleur fournie à l'évaporateur Q_E	KW	568.93	558.13
	COP(AbHT)	-	0.465	0.46

III.2. Étude de sensibilité paramétrique

Après avoir sélectionné le modèle thermodynamique approprié pour analyser le fonctionnement du transformateur de chaleur à absorption. Une étude de sensibilité paramétrique avec un petit nombre de paramètres permet de tracer une courbe ou une surface représentant la réponse du système en fonction de ses paramètres contrôlables (surface de réponse). Avant d'accéder à la surface de réponse, on doit tout d'abord identifier les paramètres d'entrée (les variables de décision) du modèle qui sont susceptibles d'influencer les fonctions objectives sélectionnées. Dans notre cas, les fonctions objectives sont l'efficacité énergétique, l'efficacité exergetique, la puissance produite et le saut thermique. Les variables de décision comprennent les différentes conditions de fonctionnement telles que la température des sources chaude, froide et motrice disponibles et le taux de circulation. Par la suite une détermination des plages de variation réalistes pour chaque paramètre d'entrée, en fonction des contraintes techniques et opérationnelles du système est indispensable en choisissant une méthode d'analyse de sensibilité appropriée. Dans notre cas, on adopte la méthode, l'analyse de sensibilité globale dite **La "Global SA"**.

III.2.1. Influence du taux de circulation :

Cette analyse de sensibilité peut être entamée en faisant varier la température du puits de chaleur de haute température (T_U) de 323.15 à 413.15 K par un pas de 2 K.

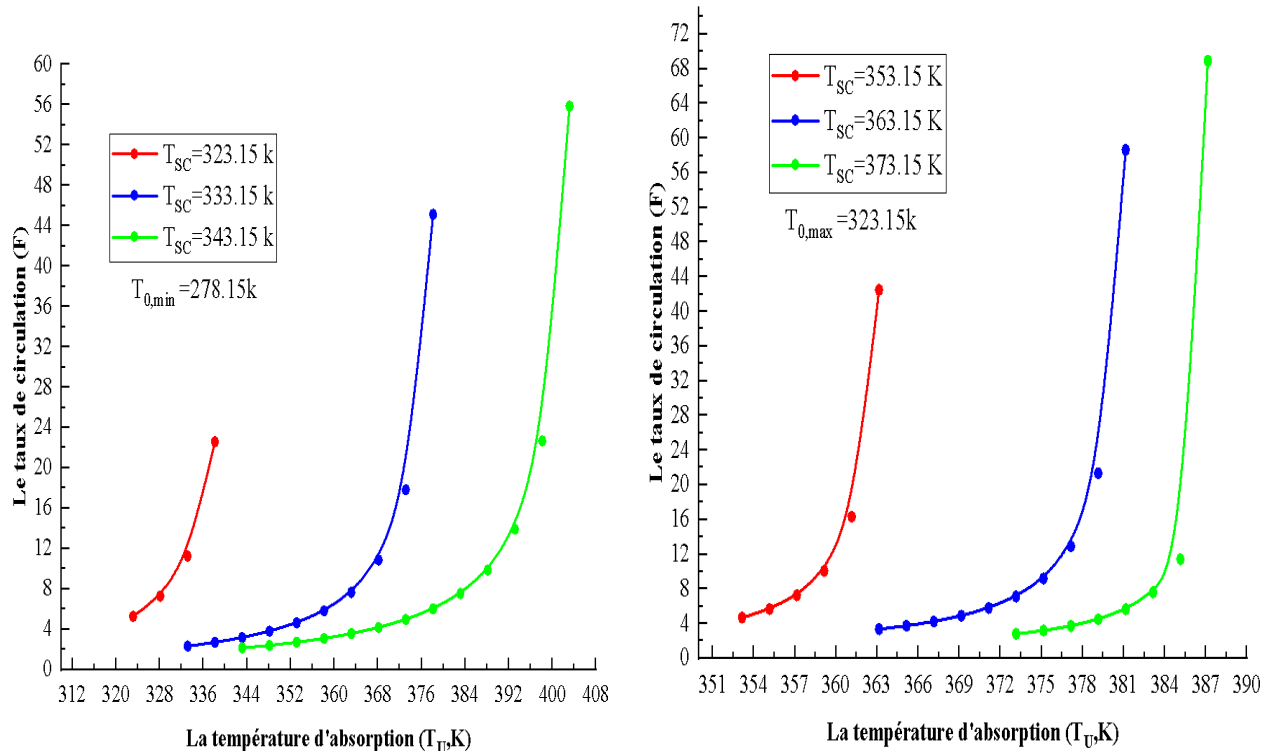


Figure III.1 La variation de taux de circulation en fonction de la température d'absorption

La variation du taux de circulation en fonction de la température d'absorption présente une tendance positive non linéaire. Cela est dû à l'augmentation de la concentration de la solution diluée (X_d) dans l'absorbeur, ce qui conduit à une augmentation de taux de circulation. On remarque également deux plages de dégazage. Une grande plage de dégazage autour de 0.2 (20 %) est associée à une faible valeur du taux de circulation, tandis que la petite plage de dégazage autour de 0.02 (2 %) est liée à un taux de circulation élevé. Selon Zhang et Hu, plus la plage de dégazage est grande, plus la force motrice pour le transfert de masse dans le générateur ou l'absorbeur est grande [2].

On observe également qu'il y a une interdépendance entre la température utile d'absorption et la température de condensation. Plus la température du condenseur est basse, plus la température d'absorption est élevée.

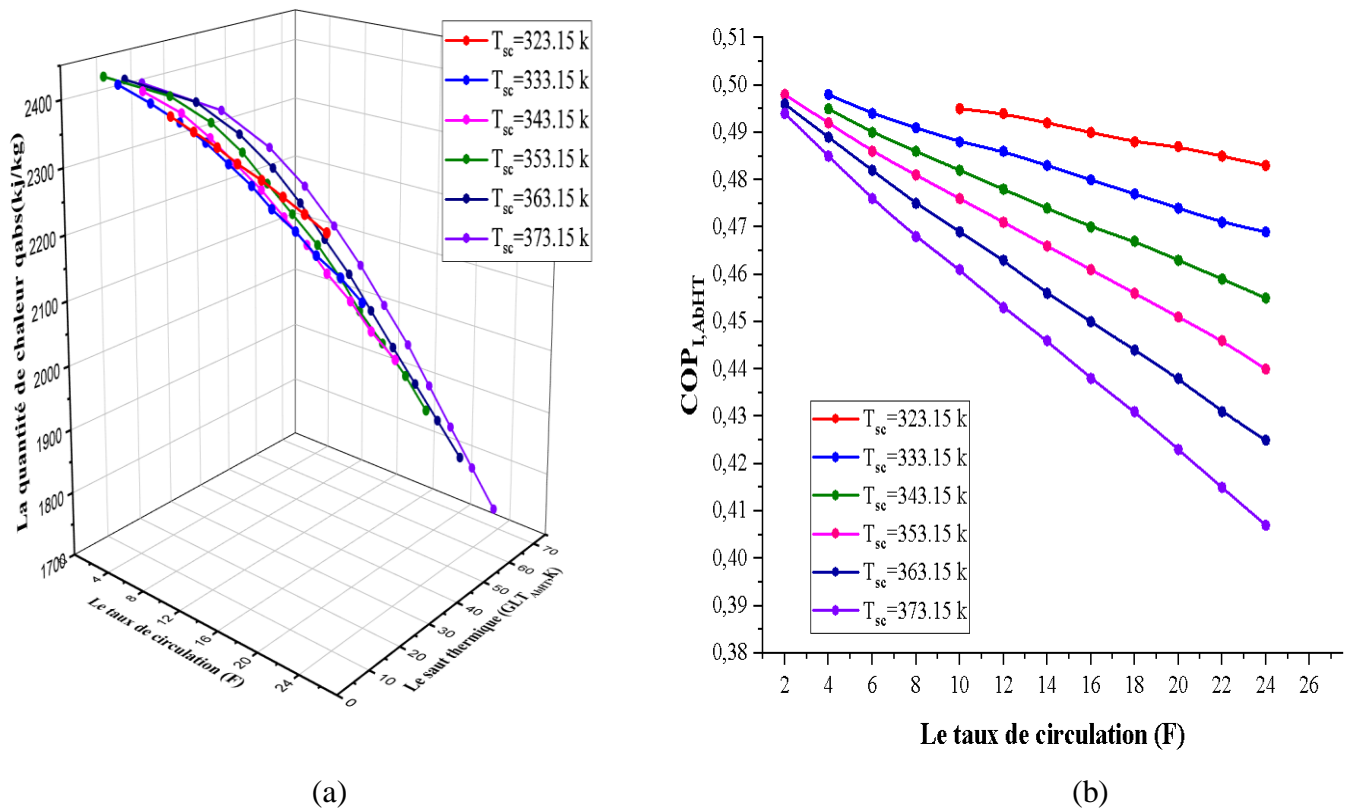


Figure III.2 L'évolution du saut thermique et la quantité de chaleur (a) et du COP énergétique (b) en fonction de taux de circulation (F)

On observe que lorsque le taux de circulation augmente, la quantité de chaleur diminue ce qui entraîne une diminution de la performance énergétique (COP), tandis que les températures valorisées (T_u) et leurs sauts thermiques respectifs augmentent. On remarque également que les sauts thermiques atteignent une valeur maximale et ne changent presque pas pour des taux de circulation plus élevés, ceci signifie qu'à partir d'une certaine valeur de F , cette dernière n'a pas d'influence sur le saut thermique. Ainsi, la diminution du COP est quasi linéaire pour tous les cas envisagés à mesure que la valeur de F augmente. Cela s'explique par le fait que lorsque le taux de circulation augmente, la concentration de la solution diluée (X_d) sera plus élevée, ce qui entraîne une augmentation de la température d'absorption (lorsque les températures de désorption, d'évaporation et de condensation restent inchangées, le X_c ne change pas avec la T_u). Cela conduit à une réduction de la capacité de chaleur à absorber au niveau de l'absorbeur et à une diminution globale de la performance selon la première loi de la thermodynamique.

Selon la littérature, ce paramètre (F) a une influence sur la conception de cette machine. Sa croissance entraîne une augmentation de la puissance absorbée de la pompe (voir les bilans énergétiques) et donc une diminution de la performance [3].

Une limite d'opération a été observée dans les cas de trois source chaude ($T_{sc}=323.15$ K, $T_{sc}=333.15$ K et $T_{sc}=343.15$ K lorsque le taux de circulation est faible et donc la concentration en absorbant dans l'absorbeur (X_d) devient plus faible et la température d'absorption (T_U) serait inférieure à celle de l'alimentation (T_{sc}) (ce qui est impossible).

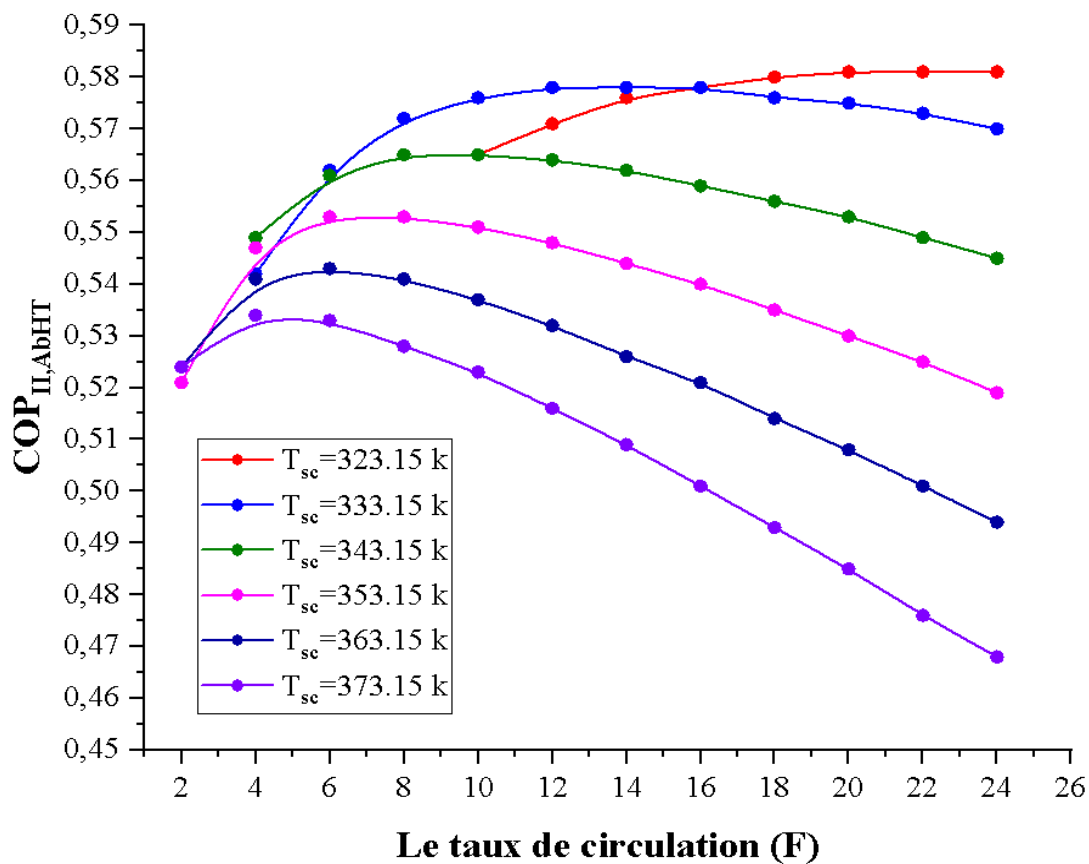


Figure III.3 L'évolution du coefficient de performance exergetique en fonction de taux de circulation (F).

La variation du coefficient de performance exergetique en fonction du taux de circulation (F) adopte une forme parabolique avec un maximum situé dans l'intervalle de 14-22 du taux de circulation F pour les températures de la source d'alimentation situées dans l'intervalle 323.15 K - 333.15 K. Ce maximum est situé dans l'intervalle de F égale à 6 - 10 pour les autres valeurs de la température de la source d'alimentation. Au delà du maximum les performances exergetique diminues avec l'augmentation de F .

Ainsi, pour optimiser le rendement énergétique, il est crucial de trouver un marge commune entre le taux de circulation et les températures de la source chaude, afin de maintenir un COP élevé et stable.

III.2.2. Influence de la source ambiante (T_0)

Analysons maintenant le comportement de la machine en question en fonction des fluctuations de la température de la source ambiante, en faisant varier T_0 de 278.15 K à 323.15 K par pas de 5 K.. Nous avons envisagé quatre températures différentes pour les sources chaudes ($T_{sc}=343.15$ à 373.15 K). Il convient de noter que le taux de circulation est maintenu à une valeur constante de $F=8$.

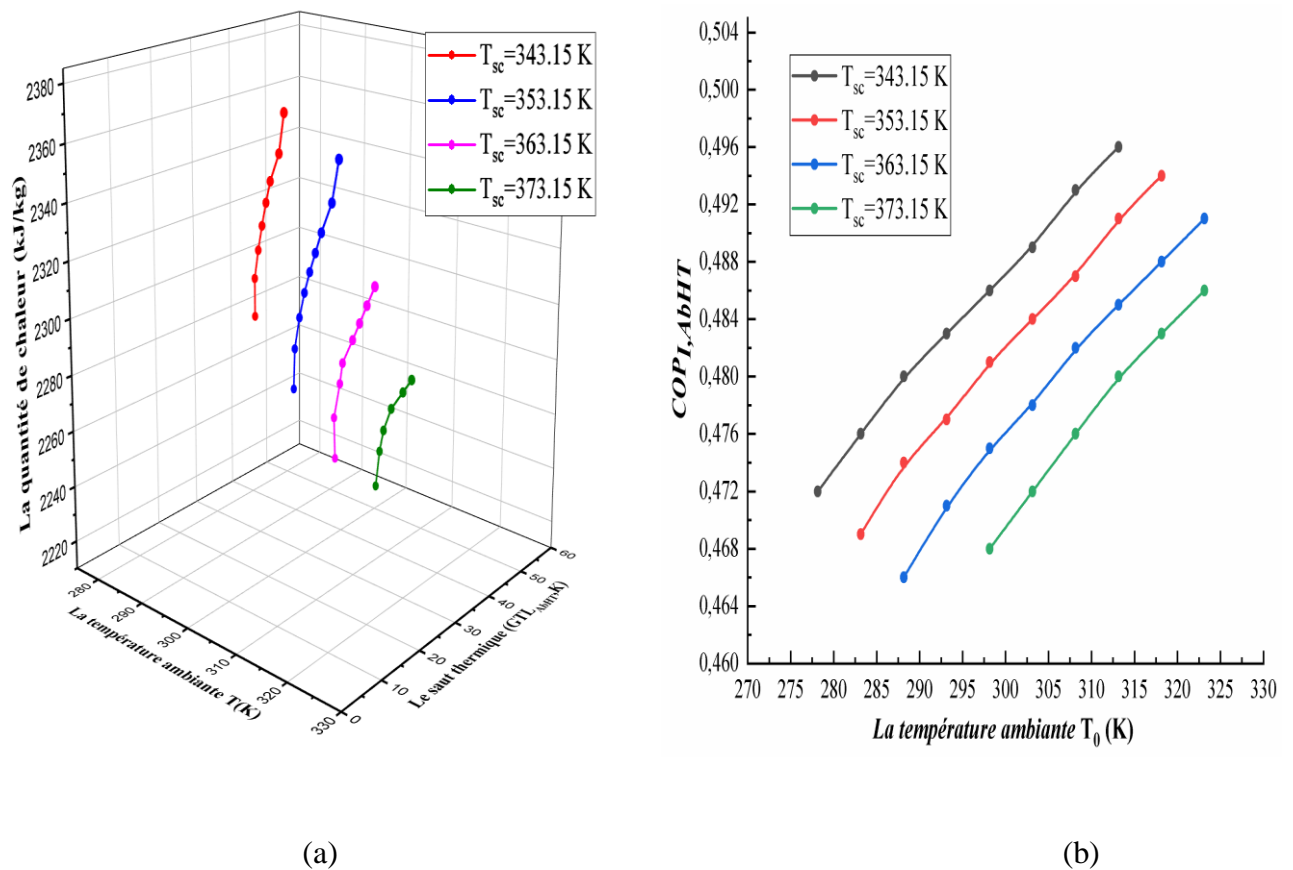


Figure III.4 Les évolutions de l'énergie utile, du saut thermique (a) et de la performance énergétique (b) en fonction de la température à l'entrée du condenseur (T_0)

Cette figure indique une augmentation de l'énergie utile produite au niveau de l'absorbeur en fonction de l'augmentation de la température ambiante pour les quatre cas envisagés. Cette observation découle du fait que lorsque la température de la source chaude (T_{sc}) reste constante et que la température de la source froide à température ambiante, augmente, la pression de

saturation augmente à la fois dans le condenseur et dans le désorbeur. Par conséquent, la concentration en absorbant (X_C) diminue dans le désorbeur, ce qui entraîne une diminution de la concentration en absorbant (X_d) dans l'absorbeur (F étant maintenu constant). Cette diminution de la concentration en absorbant dans l'absorbeur entraîne également une baisse de la température d'absorption, réduisant ainsi le saut thermique. Ces variations simultanées dans les concentrations en absorbant l'augmentation de la puissance thermique produite dans l'absorbeur (Q_U), ce qui entraîne une augmentation du COP et du quantité de chaleur. Il est également observé qu'une source d'alimentation à une température donnée peut couvrir seulement un certain intervalle d'opération de la condensation, comme c'est le cas pour la température de la source chaude $T_{sc}=343.15$ K. Le cycle simple d'un thermo-transformateur à absorption fonctionne avec une température de condensation située dans l'intervalle 278.15 - 318.15 K. Au-delà du seuil supérieur de cet intervalle, soit 318.15 K, le cycle ne peut pas fonctionner. La limite de fonctionnement est observée lorsque la concentration en absorbant dans le générateur est proche de la courbe de cristallisation du LiBr pour les faibles valeurs de la température de condensation.

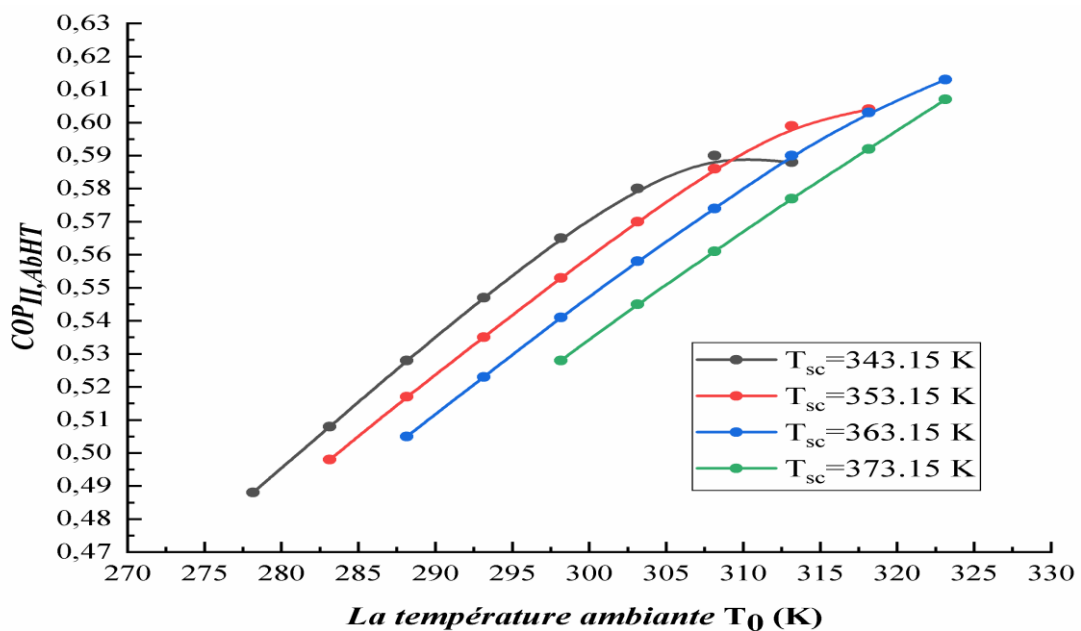


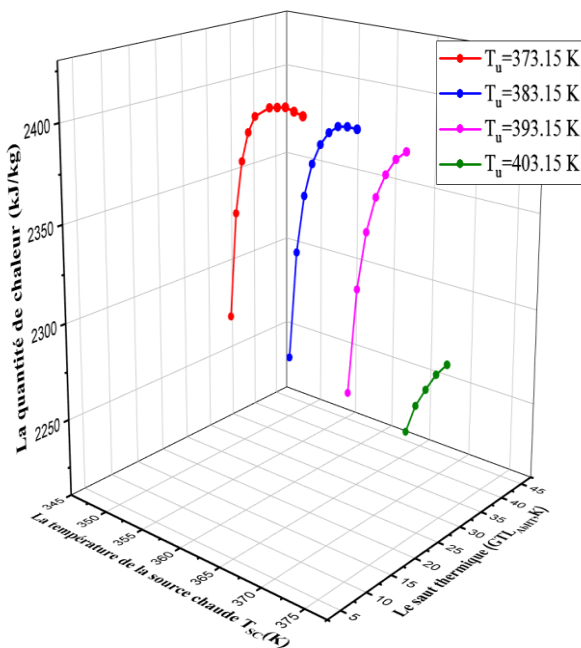
Figure III.5 Variation du coefficient de performance exégetique en fonction de la température ambiante T_0

Figure III.5. Illustre les changements dans l'exergie de la machine, c'est-à-dire la capacité maximale d'extraire du travail d'une source de chaleur, en fonction de la température ambiante (T_0). Selon une température de source chaude (T_{sc}) fixe, il est observé que le COP_{II} , suit un profil parabolique, augmentant en proportion de l'augmentation de la température ambiante

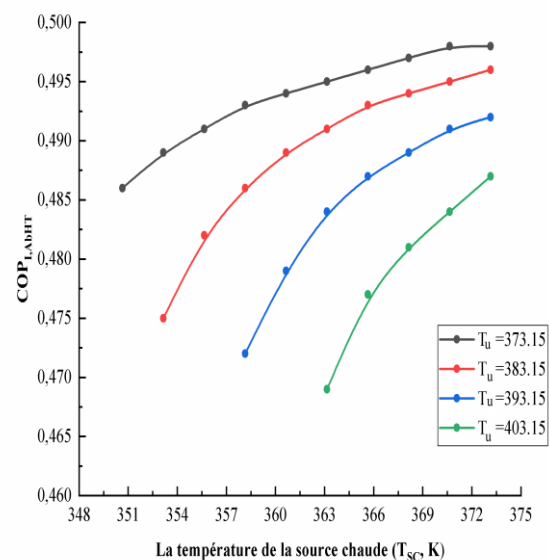
jusqu'à atteindre une valeur maximale. Au-delà de cette limite, la valeur de COP_{II} commence à s'abaisser légèrement lorsque la température ambiante augmente. Cela est dû à la formule de $COP_{II,ABHT}$, qui correspond au COP multiplié par le facteur $(1-T_0/TU_1) / (1-T_0/TSC)$ lorsque le travail des pompes est minime par rapport à la puissance thermique de la source disponible. En augmentant la température ambiante, la valeur du facteur $(1-T_0/TU_1) / (1-T_0/TSC)$ diminue, ce qui conduit à la diminution de $COPII$. Ces résultats sont en bon accord avec ceux de [3].

III.3. Influence de la température de la source chaude (TSC)

Examinons à présent le fonctionnement de la machine en fonction des changements de la température de la source chaude (T_{SC}), en augmentant cette dernière de 343.15 à 373.15 K par pas de 2.5 K et en maintenant T_0 à 298.15 K. Nous avons envisagé plusieurs températures pour la source froide (T_U), allant de 373.15 jusqu'à 403.15K.



(a)



(b)

Figures III.6 L'évolution de $|Q_U|$ et de GTL (a) et du COP_I en fonction de la température de la source chaude (T_{SC})

L'évolution de la performance énergétique présente un profil parabolique de telle sorte que pour température d'absorption fixe, ce qui signifie que le COP et la quantité de chaleur augmentent de manière inversement proportionnelle à la diminution du saut thermique jusqu'à atteindre une valeur maximale. Au-delà de cette limite, le COP demeure pratiquement constant même à des températures d'alimentation plus élevées (ou même à des valeurs de saut thermique faibles). Cela

implique qu'à partir d'une valeur spécifique de T_{SC} (saut thermique), cette valeur n'a pas d'impact sur le COP. Ceci s'explique par le fait que de la température d'alimentation ou la température de l'évaporateur et du générateur augmente ce qui conduit à une augmentation de la pression maximale du système et entraîne une diminution de la concentration en absorbant (X_d) dans le l'absorbeur et du taux de circulation et par conséquent l'augmentation de la capacité thermique d'absorption et du COP et du quantité de chaleur . Un rapport des débits (F) plus faible se traduit par une capacité thermique d'absorption plus élevée et un COP plus élevé [1]

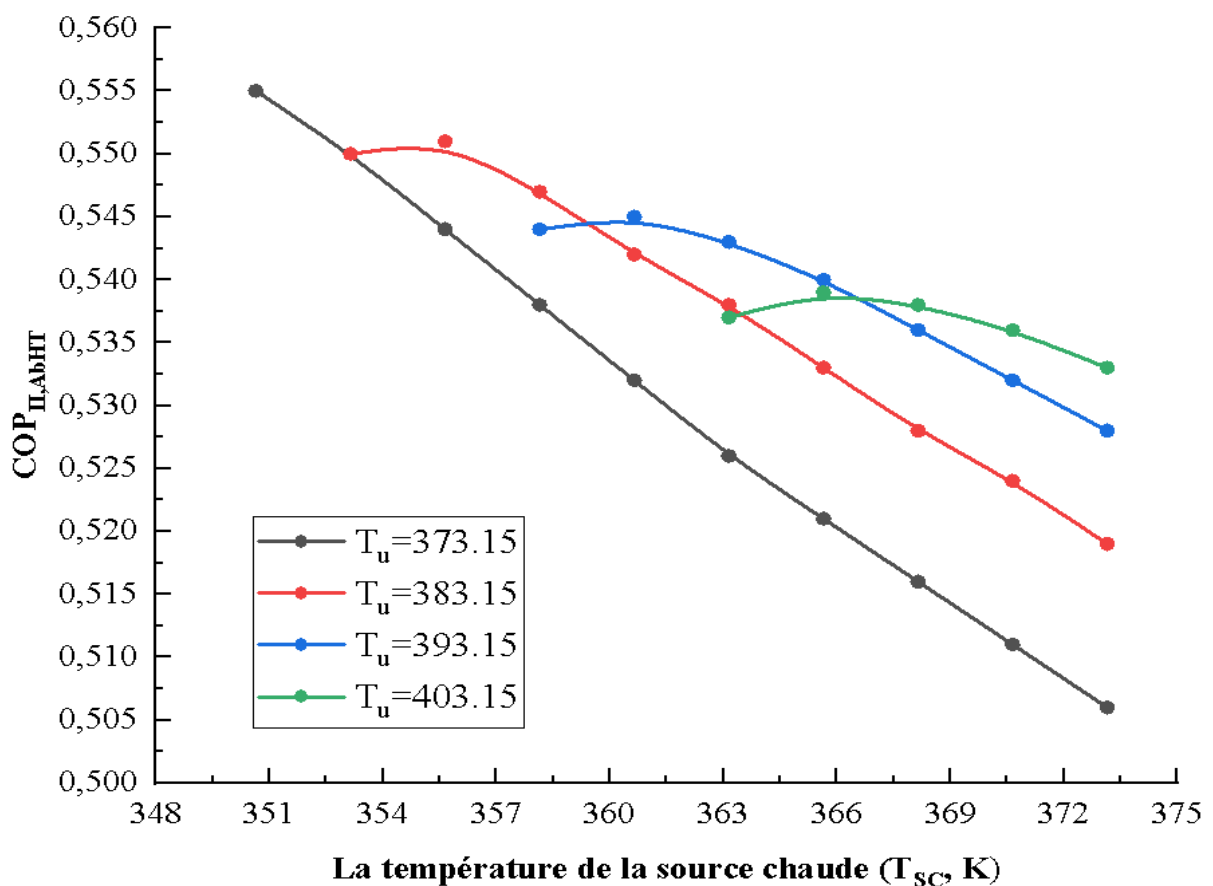


Figure III.7 L'évolution du coefficient de performance exergetique en fonction de la température de la source chaude (T_{SC})

La valeur de COP_{II} augmente avec l'augmentation de la température de la source chaude et atteint son maximum, puis elle commence à diminuer considérablement. Ceci signifie que lorsque les températures d'absorption sont basses, lorsque la température de l'absorbeur reste constante, l'élévation de la température de l'évaporateur et du générateur entraîne une réduction du rapport $(1-T_0/T_{U1})/(1-T_0/T_{SC})$, ce qui entraîne une baisse performance exergetique.

III. 4. Influence de la température de la source froide (T_U)

Analysons désormais le comportement de la machine en modifiant la température de la source froide (T_U) par incréments de 5 K sur une plage étendue, débutant à la valeur minimale d'absorption équivalente à la température de la source chaude ($T_{U,\min}$) et s'étendant jusqu'à une valeur maximale, $T_{U,\max}$, au-delà de laquelle le cycle ne peut pas fonctionner. Tout comme pour l'analyse des sources chaude et ambiante, nous examinerons quatre scénarios distincts.

- cas n°1 : $T_{sc} = 343.15 \text{ K}$
- cas n°2 : $T_{sc} = 353.15 \text{ K}$
- cas n°3 : $T_{sc} = 363.15 \text{ K}$
- cas n°4 : $T_{sc} = 373.15 \text{ K}$

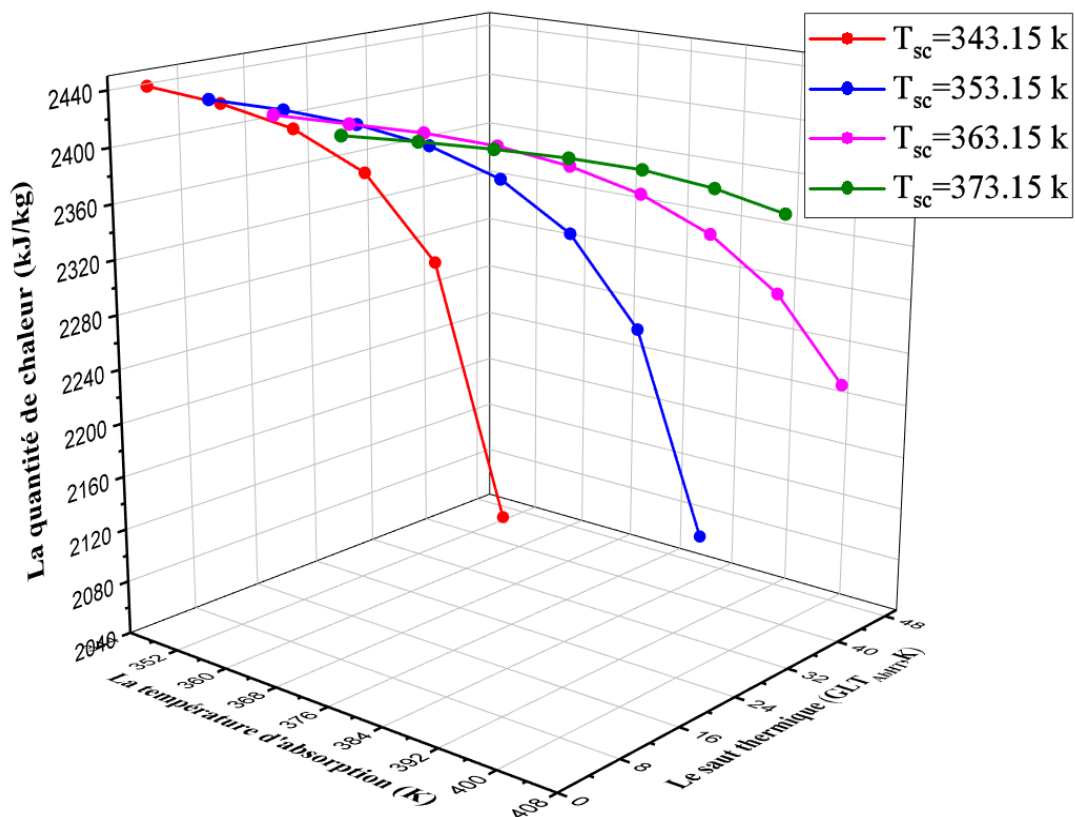


Figure III.8 L'évolution de $|Q_U|$ et de GTL (a) et du COP_I en fonction de la température de la température d'absorption (T_U).

La figure III.8. Montre la quantité de chaleur et la température d'absorption en fonction de l'évolution du saut thermique. On remarque que la température d'absorption est élevée tandis que la quantité de chaleur diminue, avec des sauts thermiques respectivement élevés. Cela; explique par le fait que lorsque le taux de circulation augmente, la solution diluée contient une concentration de X_d plus élevée, ce qui entraîne une augmentation de la température absorption.

Cette relation entre le taux de circulation, la concentration de X_d , et la température d'absorption est cruciale pour comprendre les variations thermiques observées.

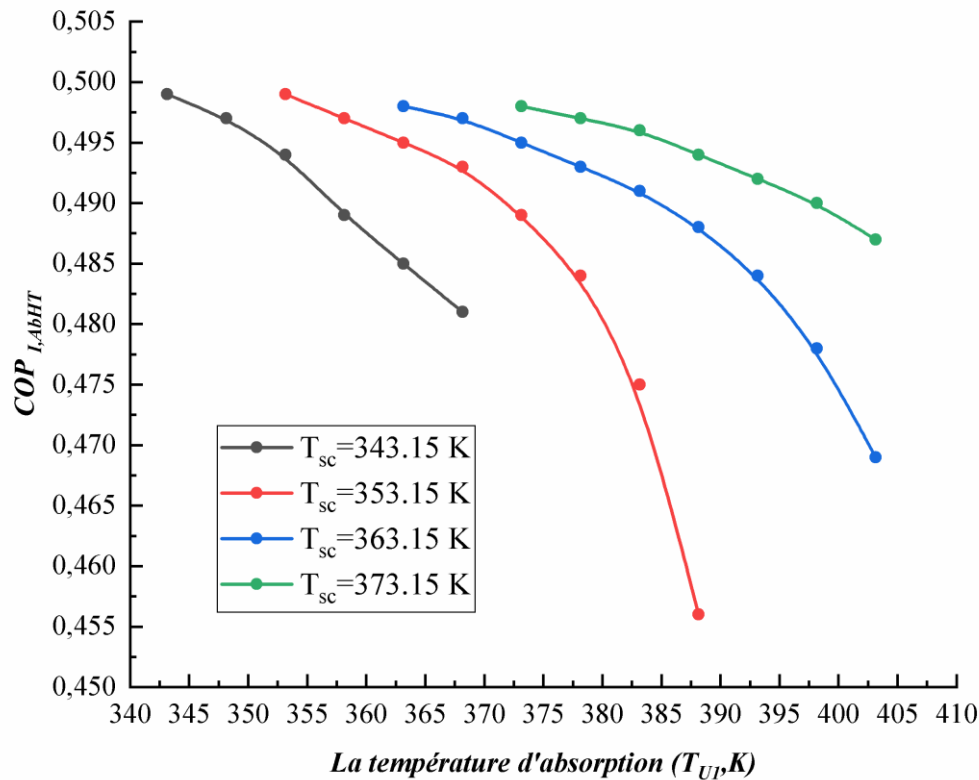


Figure III.9 L'évolution de COP énergétique en fonction des températures d'absorption (T_U) et de la source chaude (T_{sc})

Il est démontré que le COP du transformateur de chaleur à absorption diminue de manière non linéaire lorsque la température utile d'absorption augmente pour les quatre températures différentes de la source de chaleur. Pour chaque situation envisagée, les COP les plus élevés sont proches de 0,49. Il est important de souligner que les zones d'absorption optimales augmentent lorsque la température du capteur solaire augmente. Cela implique que les périodes de fluctuation des températures d'absorption s'étendent. Néanmoins, les tendances de performance demeurent presque constantes., il, il y aura une diminution plus significative du COP. Cela s'explique par le fait que l'augmentation de la température d'absorption entraîne une augmentation de la concentration en absorbant dans l'absorbeur (X_d), ce qui entraîne une augmentation du taux de circulation, ce qui entraîne une diminution de la capacité de chaleur à absorption au niveau de l'absorbeur et une diminution totale du COP.

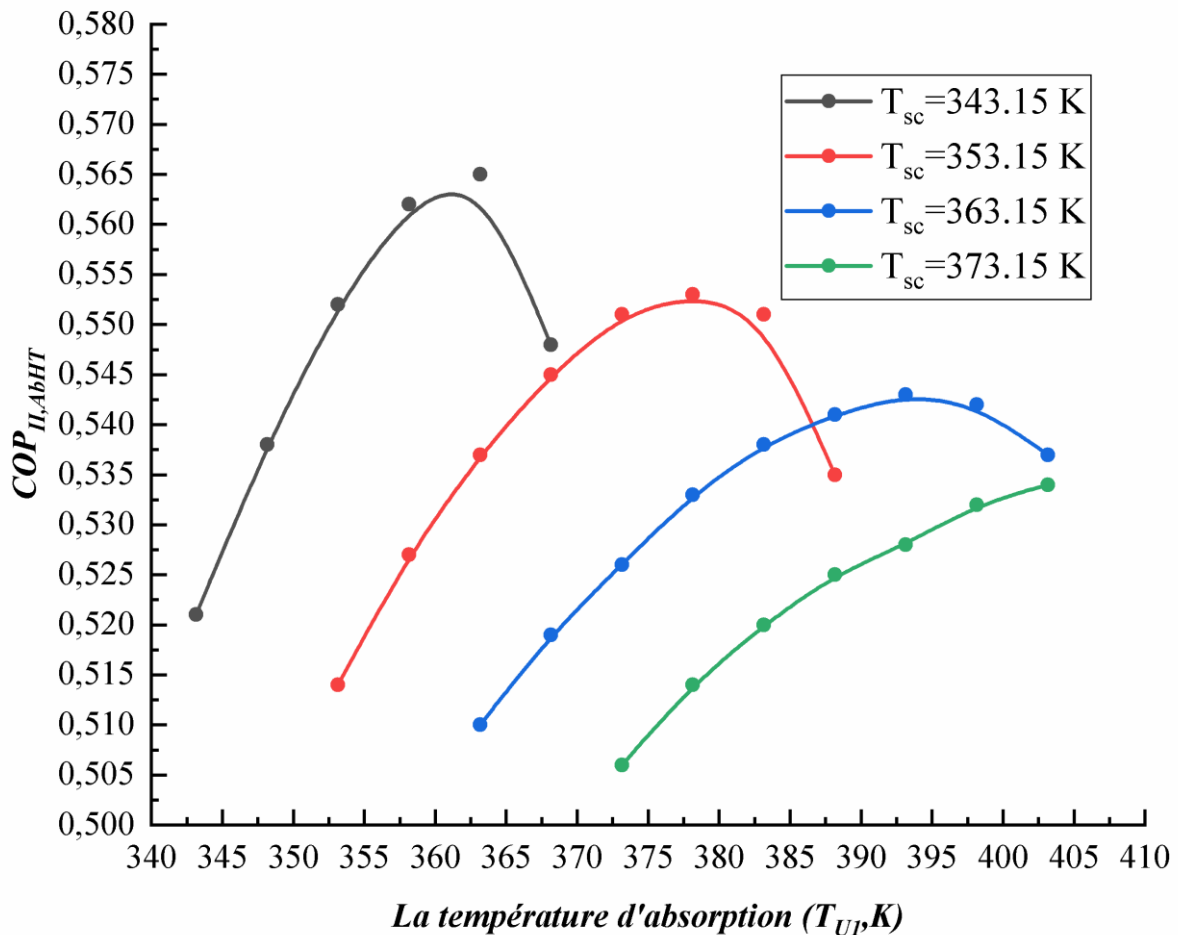


Figure III.10. L'évolution du COP exégétique en fonction des températures d'absorption (T_U) et de la source chaude (T_{sc})

La Figure III.11. Illustre la variation de $COP_{II,ABHT}$ en fonction des températures d'absorption (T_U) et de la source chaude T_{sc} . La variation de $COP_{II,ABHT}$ est représentée par une courbe parabolique avec un maximum situé dans l'intervalle de saut thermique compris entre 20K et 40K. L'augmentation de la température de la source chaude disponible et du saut thermique entraîne une diminution de la valeur maximale de $COP_{II,ABHT}$. Ces conclusions sont en totale conformité avec celles mentionnées dans [30].

Conclusion

Ce chapitre contribue à la compréhension du fonctionnement du transformateur de chaleur à absorption et fournit des informations cruciales pour l'optimisation de son design et de ses performances. La validation du modèle proposé permet de garantir sa fiabilité et sa capacité à prédire le comportement du système de manière réaliste.

Bibliographie

- [1] Ilhami Horuz and Bener Kurt. Absorption Heat Transformer and an Industrial Application. *Renewable Energy* 35(2010), pp. 2175-2188.
- [2] X D. Zhang and D P. Hu, Performance analysis of the single-stage absorption heat transformer using a new working pair composed of ionic liquid and water. *Applied Thermal Engineering* 37(2012), pp.129-135.
- [3] S. Cheikh, Étude et analyse des procédés de la thermo-transformation à sorption en cascade pour la production de micro puissance, Thèse de doctorat. Université de Sidi Bel Abbes, 2021.

*Conclusion Générale
et Perspectives*

Conclusion générale et perspectives

Cette étude a permis d'analyser la sensibilité paramétrique d'un transformateur de chaleur à absorption destiné à la valorisation des puits de chaleur de bas potentiel pour la prédiction, l'évaluation des performances et pour l'élaboration de stratégies de contrôle. Cette stratégie de contrôle a été réalisée dont le but de cibler les opérations unitaires nécessitant d'améliorations en évoluant la gamme de fonctionnement de ces dernières. Ces conditions opératoires étudiées couvrent un intervalle de fonctionnement plus large que celui considéré dans les documents consultés dans l'état de l'art, et identifier leurs impact significatif sur leurs performances atteignables et donc fournir une base d'information riche qui permet de comprendre le comportement de système étudié, identifier les paramètres critiques, d'optimiser les performances et de gérer les risques liés aux incertitudes. Ce qui aider à déverrouiller leur application à grand échelle

Notre étude a également conduit à l'élaboration d'un modèle mathématique basé sur les bilans thermodynamiques des divers composants du système énergétique. La validation de ce modèle a été réalisée en comparant ses résultats avec ceux déjà publiés dans la littérature pour des conditions de fonctionnement similaires.

Les résultats obtenus mettent en évidence les conclusions suivantes :

L'impact significatif des températures de fonctionnement (la température de source chaude, froide et ambiante) conduit à l'élaboration d'une stratégie crucial pour le meilleur choix de ces dernières en tenant compte des compromis entre l'efficacité énergétique et exergetique.

Le choix du taux de circulation dans un transformateur de chaleur est crucial pour optimiser sa performance car ce paramètre (F) à une influence sur la conception de cette machine. Sa croissance permet de transporter davantage de fluide chaud vers le fluide froid, augmentant ainsi le flux de chaleur et améliorant le coefficient de transfert de chaleur global. Leur croissance entraîne aussi une augmentation de la puissance absorbée de la pompe (voir les bilans énergétiques) et donc une diminution de la performance, en parallèle l'augmentation de ce paramètre conduit également à une augmentation de saut thermique, ce qui entraîne une diminution de la capacité de chaleur à absorption au niveau de l'absorbeur et une diminution

totale du COP. Alors pour chaque marge de fonctionnement, Il existe un point bien défini de débit massique qui maximise le transfert de chaleur tout en minimisant les pertes de charge.

Donc, Il est nécessaire de trouver un équilibre entre l'amélioration du transfert de chaleur et la minimisation des pertes de charge.

En conclusion, les thermotransformateurs à absorption offrent un potentiel significatif dans le paysage de la transition énergétique. Leur capacité à convertir la chaleur en énergie utile, en exploitant des sources à basse température telles que les déchets industriels de chaleur, le solaire et la géothermie, en fait des outils précieux pour réduire les émissions de gaz à effet de serre et promouvoir une utilisation plus efficace des ressources énergétiques.

Cependant, plusieurs défis persistent, notamment en ce qui concerne le choix des fluides de travail, la conception optimale de système et leur intégration dans des applications spécifiques. Des recherches supplémentaires sont nécessaires pour surmonter ces défis, en se concentrant notamment sur les contraintes économiques, la réduction des coûts et l'optimisation des performances dans des conditions variables qui doit prendre en compte non seulement les performances techniques mais également les aspects économiques, tels que le coût des matériaux et de l'installation.

Liste des figures

Chapitre II

- Figure II.1. Schéma représentatif d'un transformateur de chaleur à absorption simple effet [1].....25
- Figure II.2. Diagramme d'Oldham relatif au couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr)[1].....27
- Figure II.3. Diagramme d'Oldham relatif au couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr) [1].....28

Chapitre III

- Figure III.1. La variation de taux de circulation en fonction de la température d'absorption.....48
- Figure III.2. L'évolution du saut thermique et la quantité de chaleur (a) et du COP énergétique (b) en fonction de taux de circulation (F).....49
- Figure III.3. L'évolution du coefficient de performance exergetique en fonction de taux de circulation (F).....50
- Figure III.4. Les évolutions de l'énergie utile, du saut thermique (a) et de la performance énergétique (b) en fonction de la température à l'entrée du condenseur (T_0).....51
- Figure III.5. Variation du coefficient de performance exergetique en fonction de la température ambiante T_052
- Figure III.6. L'évolution de $|Q_U|$ et de GTL (a) et du COP_I en fonction de la température de source chaude(T_{SC}).....53
- Figure III.7. L'évolution du coefficient de performance exergetique en fonction de la température de la source chaude (T_{SC}).....54
- Figure III.8. L'évolution de $|Q_U|$ et de GTL (a) et du COP_I en fonction de la température de la température d'absorption (T_U).....55
- Figure III.9. L'évolution de COP énergétique en fonction des températures d'absorption (T_{ul}) et de la source chaude (T_{SC}).....56
- Figure III.10. L'évolution du COP exergetique en fonction des températures d'absorption (T_U) et de la source chaude (T_{SC}).....57

Liste des tableaux

Chapitre II

Tableau II.1. Bilan massique et énergétique d'un simple cycle de thermo-transformateur à absorption.....	36
Tableau II.2. Les coefficients (α , β) pour le calcul de P_{sol}	37
Tableau II.3. Les coefficients (A, B) pour le calcul de $t_{sol}(t_{sol}, X)$	39
Tableau II.4. Les coefficients (A, B et C) pour le calcul de $h_{sol}(t_{sol}, X)$	39
Tableau II.5 Les coefficients (m_i , t_i et a_i) pour le calcul de $\rho(T_{sol}, X)$	40

Chapitre III

Tableau III.1. Validation du modèle de transformateur de chaleur à absorption	47
---	----