

Sommaire

Remercîments

Dédicaces

Résumé

Listes des figures

Listes de tableaux

Nomenclature

Introduction générale

Chapitre I : Revue technologique des systèmes frigorifiques à absorption

I.1. Introduction	1
I.2. Etat de l'art	1
I.2.1 Production de froid naturel	2
I.2.2 Historique des machines frigorifiques à absorption	2
I.2.3 Consommation énergétique	3
I.2.4 Explosion énergétique	4
I.2.5 Enjeux énergétiques	4
I.3. Machine à absorption	4
I.3.1 Principe de fonctionnement	5
I.3.2 Avantages et inconvénients d'une machine à absorption	6
I.3.3 Comparaison entre un système à compression et un système à absorption	7
I.3.4 Classification des systèmes	8
I.3.3.1 Systèmes frigorifiques à H ₂ O-LiBr	8
I.3.3.2 Systèmes frigorifiques à NH ₃ / H ₂ O	8
I.3.5 Critères de choix du couple binaire	9
I.3.4.1 Choix de la technologie H ₂ O/LiBr	9
I.4 Composants d'une machine à absorption	11
I.4.1 Evaporateur	11
I.4.2 Absorbeur	11
I.4.3 Concentrateur	12

I.4.4	Condenseur	13
I.5.	Différents systèmes à absorption.....	13
I.5.1	Système H ₂ O/BrLi à simple effet	13
I.5.2	Système H ₂ O/BrLi à double effet	14
I.5.3	Cycle demi-effet	15
I.5.4	Cycle à triple effet	17
I.6.	Marché des machines à absorption.....	18
I.7.	Conclusion.....	20

Chapitre II : Description technologique d'une machine à absorption

II.1	Introduction	21
II.2	Importance du rejet de chaleur	21
II.3	Types de systèmes de rejet de chaleur	23
II.3.1	Tours de refroidissement humides ouvertes	23
II.3.2	Tours de refroidissement humides fermées	24
II.3.3	Aéroréfrigérants secs.....	24
II.3.4	Tours de forage	26
II.3.5	Description des composants d'une tour de refroidissement.....	26
II.4	Echangeurs de chaleur.....	29
II.4.1	Types des échangeurs de chaleur	30
II.4.1.1	Echangeurs tubulaires	30
II.4.1.2	Echangeur à plaque	35
II.4.1.3	Echangeur à spirales.....	37
II.4.2	Classification des échangeurs	38
II.4.2.1	Classement technologique.....	38
II.4.2.2	Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	39
II.4.2.3	Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	39
II.4.2.4	Classement fonctionnel	39
II.4.2.5	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	39
II.5	Conclusion.....	40

Chapitre III : Etude paramétrique des échanges externes dans une machine à absorption à simple effet

III.1	Introduction	41
III.2	Performance d'une machine à absorption	41
III.2.1	Principes de base du cycle d'absorption	41
III.2.2	Cycles de Carnot	41
III.3	Modélisation thermodynamique d'une installation à absorption à simple effet	45
III.3.1	Bilan massique et énergétique	47
III.3.1.1	Au niveau de l'absorbeur	47
III.3.1.2	Au niveau du désorbeur	48
III.3.1.3	Au niveau du condenseur	49
III.3.1.4	Au niveau de l'évaporateur	49
III.3.1.5	Au niveau de l'échangeur intermédiaire SHX	49
III.3.1.6	Au niveau de la pompe de solution	50
III.3.1.7	Au niveau de la vanne de détente	50
III.3.2	Simulation EES (Engineering Equation Solver)	51
III.3.2.1	Conditions d'utilisation du refroidisseur d'eau à effet unique / bromure de lithium	51
III.3.3	Etude paramétrique du cycle	52
III.4	Influence de l'apport de chaleur	53
III.5	Influence du rejet de chaleur sur les performances du cycle	56
III.6	Conclusions	60

Conclusion générale

Bibliographie

Listes de figures

Figure I. 1 : Représentation schématique d'une machine à absorption.....	5
Figure I. 2 : Evaporateur.....	11
Figure I. 3 : Absorbeur.....	12
Figure I. 4 : Concentrateur ou désorbeur.....	12
Figure I. 5 : Condenseur.....	13
Figure I. 6 : Schéma du cycle d'un refroidisseur à absorption simple effet eau / bromure de lithium.....	14
Figure I. 7 : Schéma de tuyauterie à double effet eau / bromure de lithium.....	15
Figure I. 8 : Cycle schématique pour le cycle demi-effet.....	16
Figure I. 9 : Cycle schématique pour le cycle triple effet.....	18
Figure II. 1 : Réfrigération mécanique vs réfrigération à absorption.....	22
Figure II. 2 : Tour de refroidissement ouverte.....	23
Figure II. 3 : Tour de refroidissement fermée.....	24
Figure II. 4 : Aéroréfrigérant sec.....	24
Figure II. 5 : Aéroréfrigérant sec hybride.....	25
Figure II. 6 : Corps d'échange type gouttes canaux verticaux.....	27
Figure II. 7 : Exemples de pare-gouttelettes en PVC.....	28
Figure II. 8 : Système de dispersion du fluide à refroidir.....	28
Figure II. 9 : Exemples de bassin de rétention avec point de vidange.....	29
Figure II. 10 : Échangeur monotube en serpentin.....	31
Figure II. 11 : Échangeur coaxial.....	31
Figure II. 12 : Échangeur à tubes séparés.....	32
Figure II.13 : Échangeur à tubes rapprochés.....	32
Figure II. 14 : Échangeur à tubes ailette.....	33

Figure II. 15 : Échangeur à tête flottante.....	33
Figure II. 16 : Échangeur à plaque tubulaire fixe.....	34
Figure II. 17 : Échangeur à tubes en U.....	35
Figure II. 18 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	36
Figure II. 19 : Échangeur à plaque et joint.....	37
Figure II. 20 : Schéma d'un échangeur à spirale.....	38
Figure III. 1 Le cycle de Carnot pour la génération d'énergie sur un diagramme température-entropie.....	43
Figure III. 2 Le cycle de Carnot pour le pompage de chaleur sur un diagramme température-entropie.....	44
Figure III. 3 : représentation de la machine à absorption	46
Figure III. 4 : Points figuratifs d'un système de réfrigération à absorption.....	47
Figure III. 5 : Logiciel EES.....	51
Figure III. 6 : Influence de la température du fluide générateur sur les pressions de travail et le COP.....	54
Figure III. 7 : Influence des quantités de chaleur mises en jeu.....	55
Figure III. 8 : Influence de la taille du désorbeur le COP et la capacité frigorifique.....	55
Figure III. 9 : Influence du débit du fluide générateur sur le COP et la capacité frigorifique.....	56
Figure III. 10 : Influence de la température de rejet de chaleur sur le COP et les pressions de travail.....	57
Figure III.11 : Influence de la température de rejet de chaleur sur le COP et la capacité frigorifique.....	57
Figure III. 12 : Influence du débit de rejet de chaleur sur le COP et la capacité calorifique.....	58
Figure III. 13 : Influence du coefficient global de transfert de chaleur du condenseur sur le COP et la capacité calorifique.....	58
Figure III. 14 : Influence du coefficient global de transfert de chaleur de l'absorbeur sur le COP et la capacité calorifique.....	59

Listes des tableaux

TABLEAU I. 1 : les différences entre un système à compression et un système à absorption.....7

TABLEAU III. 1 : Les conditions de fonctionnement à simple effet52

Nomenclature

Lettres latines

COP	Coefficient de Performance	-
DTLM	Différence de température logarithmique moyenne	K
FR	Taux De Circulation	-
P	Pression	kPa
Q	Quantité de chaleur	kJ/kg
T	Température	K
UA	Coefficient global de transfert de chaleur	kW/K
\dot{W}	Puissance mécanique	kW
h	Enthalpie	kJ/kg
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
s	Entropie	kJ/(kg.K)
v	Volume spécifique	m ³ /kg
x	Titre	-

Lettres grecques

η	Rendement
ε	Efficacité d'échange

Indices

a	Absorbeur
b	Basse
c	Condenseur
ch	Chauffage
d	Désorbeur
e	Evaporateur
ht	Haute
max	Maximale
r	Réfrigération
sp	Pompe de solution

Abréviations et acronymes

CFC	Les chlorofluorocarbones
EES	Engineering Equation Solver
MEA	Moyen-Orient et Afrique
SHX	Echangeur intermédiaire
TCAC	Taux de Croissance Annuel Composé

INTRODUCTION GENERALE

Les estimations de la consommation énergétique mondiale de 2003 à 2030 indiquent une augmentation d'environ 71% [1]. Les taux sans cesse croissants de la démographie, du développement économique et de la consommation d'énergie par habitant constituent la force majeure entraînant l'augmentation de la demande d'énergie pouvant atteindre 35% de 2010 à 2035 selon l'Agence Internationale de l'Energie [2]. Plus que jamais, il y a un consensus général parmi la communauté scientifique indiquant que si les activités humaines se poursuivent avec la même cadence, la température moyenne de la surface de la terre augmenterait de 1.4 à 5.8 °C au cours de la période 1990-2100 [3] et empirera les problèmes environnementaux qui sont déjà responsables de catastrophes à l'échelle planétaire, et ce malgré les mesures prises par la communauté internationale pour contrecarrer le processus.

La prise de conscience mondiale des dangers qui guettent la terre, a conduit les chercheurs et les industriels à développer des modes d'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie. Il devient impératif de développer des solutions alternatives mettant en valeur les différentes formes des énergies renouvelables, en particulier le solaire thermique. L'idée de la production du froid peut être faite par deux principaux systèmes, la compression mécanique est le système le plus utilisé. L'absorption est l'autre système qui doit s'adapter pour offrir les meilleures conditions de vie et de confort et être un bon dole pour l'environnement.

Ce travail s'ajoute aux axes du développement de la machine frigorifique à absorption en ce qui concerne l'optimisation de la performance de la machine COP côté dépenses ou gains en contrôlant les paramètres des échanges externes de chaleur. Notre but est d'améliorer ce COP par la variation des paramètres thermodynamiques, comme la température de bouilleur et la température d'évaporateur etc....

Le présent mémoire est composé de trois chapitres, en plus d'une introduction, et une conclusion générale.

Le chapitre 1 présente une revue bibliographique rapportant un bref historique sur les systèmes à absorption depuis leur apparition jusqu'à nos jours, selon quelques travaux de recherches rapportés dans la littérature, portant sur l'amélioration du principe de fonctionnement de la machine à absorption et sur la recherche des fluides frigorigènes. D'où l'urgence de la mise en place de cette technologie doit s'intégrer immédiatement en raison de l'explosion énergétique et la problématique environnementale qui est la plus importante



dans tout ça, Dans le même chapitre on parle sur les systèmes à absorption en montrant son principe de fonctionnement, ces multi-configurations, et les différents composants de base l'installation en introduisant aussi les fluides de travail utilisés et leurs critères du choix. A la fin on a rapporté les dernières actualités du marché de cette technologie.

Le chapitre 2 est réservé à une description bien détaillé sur les systèmes technologiques de réfrigération d'une machine à absorption c'est-à-dire les composants complémentaires pour un fonctionnement réussi qui est le rejet de chaleur, d'où la production du froid nécessite une récupération des différents dissipations thermiques, en suite une Comparaison entre refroidissement conventionnel et refroidissement à absorption donne une idée sur lequel des deux est le plus fiable, sans oublier a la fin de montré les différents types de systèmes de rejet de chaleur (tours de refroidissement (description des composants acquise), aéroréfrigérants, trous de forage) et les échangeurs de chaleur avec ces différents types.

Le chapitre 3 effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption avec un échangeur de solution avec toutes les hypothèses de bases considérées et les différentes étapes du modèle de calcul élaboré, utilisant le couple ($H_2O/LiBr$) comme fluide de fonctionnement. La simulation est l'objet du ce troisième chapitre, elle est basée sur l'écriture des bilans massiques et énergétiques sur des lois de conservation d'énergie, de transfert thermique et de masse de chaque élément du système frigorifique, où on a fait une modélisation mathématique suivie de création d'un modèle de calcul d'une machine à absorption simple effet qui est réalisée par le logiciel EES (*Engineering Equation Solver*), (un logiciel d'ingénierie informatique publié par *F-Chart Software*). Afin de simuler le coefficient de performance du cycle, et présenté les différents résultats de simulation obtenus ainsi que leurs discussions. Finalement le travail est clôturé par une conclusion générale.

Chapitre I :

**Revue technologique des systèmes
frigorifiques à absorption**

Chapitre I Revue technologique des systèmes frigorifiques à absorption

I.1. Introduction

Les machines à absorption présentent une alternative intéressante aux systèmes de climatisation conventionnels de par l'aspect écologique qu'elles offrent, en termes de la possibilité d'utilisation de l'énergie solaire ou de l'énergie récupérée au niveau des procédés industriels comme des sources de chaleur, mais aussi, du fait que les fluides frigorigènes utilisés ne présentent pas de risque de déplétion de la couche d'ozone. Néanmoins, l'amélioration de la performance de ces machines restent l'un des objectifs sur lesquels travaillent toujours scientifiques et industriels afin de concurrencer les systèmes conventionnels qui dominent encore le marché.

Actuellement, cette technologie nous offre une variété de moyens permettant d'obtenir le froid. La machine à absorption est un choix envisageable selon notre besoin qui est la climatisation.

Dans une première partie on présente une étude bibliographique rapportant un bref historique sur les systèmes à absorption depuis leur apparition jusqu'à nos jours.

Dans la deuxième partie, on parle des machines frigorifiques solaires, en particulier sur la machine à absorption, cette partie comprend le principe de fonctionnement, les schémas de principe ainsi que les caractéristiques des couples binaires utilisées, où nous avons abordé les composants de base d'une installation à absorption.

Dans la troisième partie, on a classifié les différents systèmes frigorifiques à absorption avec leurs améliorations apportées afin de les rendre plus compétitifs.

En fin, dans la dernière partie, on a rapporté les dernières actualités du marché de cette technologie.

I.2. Etat de l'art

L'équipement frigorifique fait partie, aujourd'hui, de la vie quotidienne de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres, à la climatisation. Ce chapitre présente une revue bibliographique concernant surtout l'évolution des moyens de production de froid, passant des voies les plus simples et naturelles à la conception et réalisation de machines frigorifiques très performantes,

particulièrement celles utilisant des systèmes à absorption classiques sous diverses formes, en réfrigération, en pompe à chaleur.

I.2.1 Production de froid naturel

L'homme s'est rapidement rendu compte que les denrées périssables pouvaient être mieux conservées en hiver qu'en été, d'où l'idée d'utiliser du froid par le biais de la production de la glace, de manière naturelle sans l'usage de machines. Cette glace était généralement ramenée de régions froides ou à forte gelée en hiver et conservée dans des glaciers dont les parois sont thermiquement isolantes. Le fait de constater que le mélange de certains sels avec l'eau abaisse notablement la température, a aussi permis d'entrevoir des possibilités de production de froid.

Toutes ces idées simples et naturelles, accompagnées de l'approfondissement des connaissances en thermodynamique pour la production de la chaleur et du froid, ont encouragé la mise au point des premières machines frigorifiques. [4]

I.2.2 Historique des machines frigorifiques à absorption

La machine frigorifique mère a été conçue en 1877 par Narine qui a utilisé le mélange eau-acide sulfurique dans une installation de laboratoire fonctionnant en continu. Ceci a marqué le début des recherches dans le domaine de la production du froid, bien que l'utilisation de ce mélange ait cessé à partir de 1920 pour des raisons de corrosion et de toxicité [5, 6].

L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est apparue durant les années 1859-1860 grâce à Ferdinand Carré qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniacque (frigorigène), eau (absorbant) [5,4].

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

A partir de 1880, Linde « Linde's Ice Machine Company » a mis au point en Europe la première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au début des années 20, toujours avec le mélange eau-ammoniac grâce aux améliorations proposées par Altenkich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur l'aspect pratique et théorique [5].

Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré qui est, depuis, largement utilisée en climatisation [4, 5]. Cependant, le marché de systèmes à absorption a connu un repli aux années 50, dû au développement des machines à compression, possédant une architecture plus simple et ayant des performances énergétiques meilleures [5].

Dès 1960, une industrie Japonaise des climatiseurs s'est développée où au début, les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution $H_2O/LiBr$, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964 [5].

L'année 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz, dépassant celles des machines à absorption, (les groupes à absorption GA sont des machines de production d'eau glacée monobloc à refroidissement par air ou à condensation à air, l'alimentation en énergie étant assurée par la combustion du gaz naturel ou du propane).

La machine frigorifique à absorption a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche dans le but d'améliorer son fonctionnement et d'accroître son efficacité. Les travaux ont été principalement focalisés sur le développement du principe de fonctionnement ainsi que la recherche de nouveaux fluides adéquats. Dans cette partie, un aperçu général est présenté concernant les systèmes à absorption classiques où certaines nouvelles configurations de cette machine sont rapportées [7], tout en insistant sur celle à absorption qui fait l'objet de ce présent travail.

I.2.3 Consommation énergétique

En matière d'énergie, toutes les prévisions actuelles sont fondées sur l'hypothèse que la croissance économique des années passées va continuer tout au long du 21^e siècle.

Aujourd'hui, sur notre planète, la surconsommation la plus débridée côtoie des pénuries criantes : un citoyen américain consomme à lui seul 08 tonnes d'équivalent pétrole (tep) par an, alors qu'un habitant du Bangladesh doit vivre avec 40 fois moins. La consommation d'électricité est encore plus inégale : 7070 kWh par an et par personne en France, contre 22 kWh seulement en Ethiopie ! Et 40 % de la population mondiale reste tout simplement privée d'électricité (R. CHELAN, 2004).

Les estimations de la consommation énergétique mondiale de 2003 à 2030 font état d'une augmentation de l'ordre de 71%. [8]

I.2.4 Explosion énergétique

La consommation mondiale d'énergie est restée très longtemps stable lorsque l'homme n'utilisait l'énergie que pour sa survie et ses besoins alimentaires.

À partir de 1850, la révolution industrielle a provoqué une augmentation brutale des besoins en énergie. Celle-ci n'a cessé ensuite de croître de façon explosive sous l'effet conjoint de l'augmentation du niveau de vie et la croissance simultanée de la population.

Actuellement, la demande mondiale d'énergie croît toujours. Elle a tendance à ralentir dans les pays industrialisés, mais augmente dans les pays émergents.

Le spectre de la pénurie nous conduit tout droit et tout simplement à la guerre pour le contrôle des ressources, marginalisant encore un peu plus les plus pauvres. [8]

I.2.5 Enjeux énergétiques

Il est important de rappeler le contexte énergétique général et sa problématique environnementale pour bien comprendre l'urgence de la mise en place d'une réelle politique d'économies d'énergie et de développement des énergies renouvelables. C'est dans ce cadre et dans cette dynamique que doit s'intégrer la démarche cherchant à rafraîchir les bâtiments. On sent donc poindre le fait que la climatisation solaire n'est pas une fin en soi, mais, le cas échéant, l'ultime étape d'une démarche cohérente que nous détaillerons plus en avant.

Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenue un recours plus fréquent et en même temps très attractif, créant un cadre de renaissance et de développement pour les pompes à chaleur, dépassant les défauts techniques qui ont pu stopper l'essor de la première génération vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables et économiques tout en n'ayant aucune incidence négative envers l'environnement. [8]

I.3. Machine à absorption

La technologie retenue pour la production de froid est basée sur le principe d'absorption. Ce principe n'est pas nouveau : il a été découvert par un Français qui a construit la première machine à absorption vers 1850 [9]. Sur le plan industriel, l'absorption a connu un large développement après la Seconde Guerre mondiale. La technologie n'est pas récente et elle a fait

ses preuves dans plusieurs pays. Les couples les plus utilisés sont le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C , il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbant [10]. Vu l'importance de la gamme de température à couvrir (-10°C à -30°C), le premier couple est le plus important, mais les pressions résultantes sont élevées (10 à 20 bar). Tandis que pour le deuxième, la température se situe vers $+5^\circ\text{C}$, donc l'utilisation des machines correspondantes est limitée dans les applications de conditionnement d'air [11]. Généralement, le rendement dans le cas d'une machine à absorption est plus faible que celui des machines à compression mécanique. En effet, dans le cas d'une machine à compression, le coefficient de performance thermique d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3. Tandis que, dans le cas d'une machine à absorption, ce coefficient tourne autour de 0.7, pour les installations à simple effet jusqu'à 1.4 pour les installations à double effet. [12] Le fait que les machines à absorption fonctionnent à l'aide d'un apport de chaleur, elles deviennent plus compétitives dans certaines applications. Actuellement, elles font l'objet de recherches [13], soit dans le but d'améliorer le rendement, soit dans le but de les adapter à de nouvelles sources d'énergie à basses températures.

I.3.1 Principe de fonctionnement

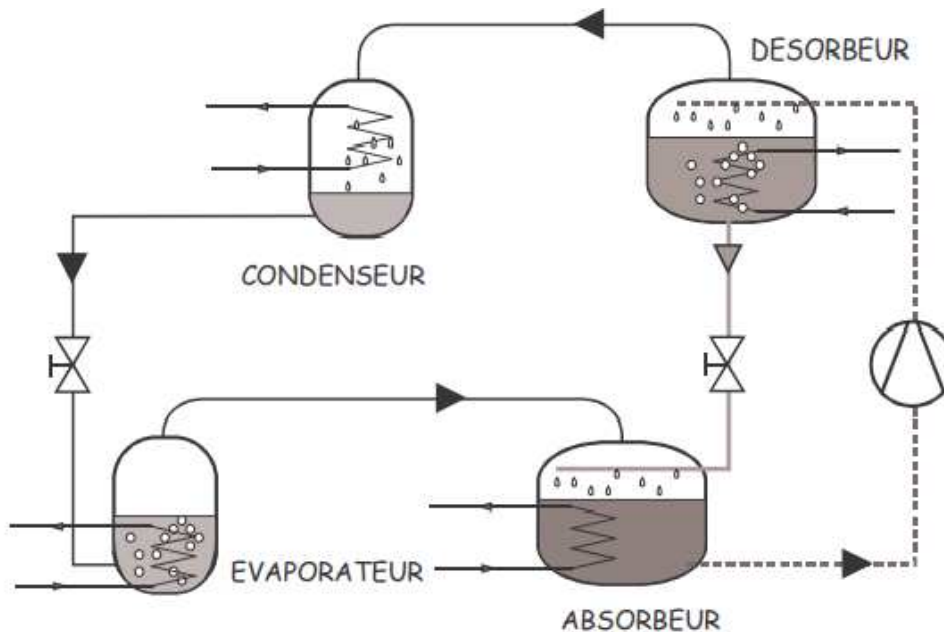


Figure I. 1 : Représentation schématique d'une machine à absorption

Le principe de fonctionnement d'une machine à absorption est le même que pour un système classique à compression, avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur). [14]

La machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans le cycle à absorption, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense. L'énergie qui permet d'élever la température et la pression du fluide frigorigène est fournie par l'énergie mécanique produite par le compresseur.

Dans un système à absorption, la compression de la vapeur du frigorigène est réalisée par l'absorbeur en combinaison avec une pompe de solution et le générateur. La vapeur générée par l'évaporateur est absorbée dans un liquide (l'absorbant) qui se trouve dans l'absorbeur. L'absorbant qui a absorbé la vapeur du frigorigène est pompé vers le générateur où le réfrigérant est relâché sous forme de vapeur qui est dégagée à son tour, puis condensée dans le condenseur. L'absorbant, concentré ou régénéré, est alors reconduit jusqu'à l'absorbeur pour absorber de nouveau la vapeur du frigorigène. La vapeur est fournie au générateur à haute température et rejetée de l'absorbeur à basse température.

I.3.2 Avantages et inconvénients d'une machine à absorption

- **Avantages**
 - Technologie sensiblement plus mature que les autres technologies de froid solaire ;
 - Coefficient de performance plus élevé (de l'ordre de 0,6 à 0,8).
- **Inconvénients**
 - Nécessité de plus hautes températures au générateur ;
 - Les éléments mobiles sont plus nombreux (pompe) d'où une consommation électrique légèrement plus importante.

I.3.3 Comparaison entre un système à compression et un système à absorption

TABLEAU I. 1 : les différences entre un système à compression et un système à absorption.

	Aspect	Cycle à absorption	Cycle à compression
1	Qualité de l'énergie motrice	Les sources d'énergie de faible qualité sont plus que capables de faire fonctionner un système à absorption. Ces sources peuvent être la chaleur résiduelle des fours, la vapeur d'échappement, etc. L'énergie solaire peut également être utilisée pour la faire fonctionner.	Le système de compression de vapeur nécessite une énergie de haute qualité. Il a besoin d'énergie électrique ou mécanique pour faire fonctionner le compresseur qui est une partie essentielle du système de réfrigération.
2	Partie mobile dans le système	La seule partie mobile du système de réfrigération par absorption de vapeur est la pompe.	En compression de vapeur, la partie mobile est le compresseur qui fonctionne par moteur électrique ou moteur, inconfort acoustique
3	Effet de la pression de l'évaporateur	Peu d'effet sur la capacité de réfrigération.	Le COP décroît considérablement avec la pression de l'évaporateur
4	Maniabilité à charge variable	La variation de charge n'a aucun effet sur les performances du système d'absorption de vapeur	Le système à compression de vapeur ne fonctionne pas bien à charge partielle. La performance est très mauvaise.
5	Sortie de l'évaporateur	Dans le système d'absorption de vapeur, si le réfrigérant liquide quitte l'évaporateur, l'effet de réfrigération est réduit mais le système fonctionne bien sans aucun problème.	Le réfrigérant liquide entrant dans le compresseur n'est pas souhaitable dans le système de compression de vapeur. Cela pourrait endommager le compresseur. Le fluide frigorigène est donc surchauffé avant de quitter l'évaporateur.
6	Basse température	Lorsque l'eau est utilisée comme réfrigération, la température atteinte est supérieure à 0 degré Celsius	-150 °C ou même inférieur peut être atteinte avec un système en cascade.
7	COP	Le COP du système de réfrigération à absorption est faible.	COP meilleur
8	Capacité	La capacité au-dessus de 1000 TR est facilement réalisable.	Il est difficile de dépasser 1000 TR avec un système à compression.
9	réfrigérant	L'ammoniac ou l'eau peuvent être utilisés comme réfrigérant avec un absorbant approprié.	Les hydrocarbures, les chlorofluorocarbones et les hydrochlorofluorocarbures HCFC sont utilisés comme réfrigérants.

I.3.4 Classification des systèmes

Deux (02) technologies à absorption distinctes sont actuellement commercialisées au monde : les systèmes à eau/bromure de lithium (H_2O -LiBr) et à ammoniac/eau (NH_3 - H_2O).

I.3.3.1 Systèmes frigorifiques à H_2O -LiBr

Le couple H_2O /LiBr est un fluide de travail à absorption largement utilisé depuis les années 1950 lorsque cette technologie a été mise au point par plusieurs fabricants aux États-Unis. Ce fluide de travail utilise de l'eau comme réfrigérant et est donc limité à l'introduction.

Températures de réfrigération supérieures à 0°C . Les machines à absorption à base de bromure d'eau et de lithium sont généralement configurées en tant que refroidisseurs d'eau pour les systèmes de climatisation dans les grands bâtiments. Les machines sont disponibles dans des tailles allant de 10 à 1500 tonnes. (Remarque : Tonnes est une unité de capacité de réfrigération, $1 \text{ tonne} = 12\,000 \text{ BTU/h} = 3,517 \text{ kW}$.) Le coefficient de performance (COP) de ces machines, défini comme la capacité de réfrigération divisée par l'apport de chaleur, varie généralement plage $0,7 < \text{COP} < 1,2$ en fonction de la configuration du cycle. Ces machines ont une réputation mitigée parmi les opérateurs de salle mécanique. Lorsqu'ils sont utilisés conformément aux spécifications du fabricant, ils offrent un service de refroidissement constant et fiable. Cependant, ils nécessitent des procédures de maintenance spécifiques, et ignorer ces procédures conduit souvent à une défaillance précoce. La principale technologie en concurrence est les refroidisseurs à compression de vapeur, et le choix entre les deux dépend fortement des facteurs économiques. [15]

I.3.3.2 Systèmes frigorifiques à $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

La solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ est une solution utilisée depuis la fin du 21^e siècle pour la production de glace avant l'introduction de la technologie à compression de vapeur. Ce fluide de travail utilise l'ammoniac comme réfrigérant. Ainsi, le rôle de l'eau est nettement différent entre le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et le couple H_2O /LiBr (discuté dans la section I.3.3.1). Un avantage de l'ammoniac en tant que réfrigérant est que la température de réfrigération admissible est beaucoup plus faible (la température de congélation de l'ammoniac est de $-77,7^\circ\text{C}$). Cependant, la toxicité de l'ammoniac est un facteur qui limite son utilisation à des zones bien ventilées. Les refroidisseurs à absorption de couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ sont couramment vendus comme composants de climatisation : cette utilisation est réglementée dans certaines zones urbaines densément

peuplées. La capacité de fournir une climatisation directe au gaz et à l'air est le principal argument de vente de cette technologie.

Les machines sont disponibles dans une capacité allant de 3 à 25 tonnes (10-90 kW) avec COP généralement autour de 0,5. Ces unités ont un marché de niche car il existe peu de technologies concurrentes fonctionnant au gaz adapté à de nombreuses applications. Les applications du couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ sur mesure dans l'industrie pour l'utilisation de la chaleur résiduelle constituent une application intéressante de cette technologie. [15]

I.3.5 Critères de choix du couple binaire

Les deux substances fluides frigorigène-agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorifiques à absorption doivent remplir un certain nombre de critères.

Un couple binaire parfait doit avoir les caractéristiques suivantes :

- ✓ Absence de phase solide ;
- ✓ L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène ;
- ✓ Le fluide frigorigène doit être plus volatile que l'agent absorbant ;
- ✓ Pressions de travail doit être modérée ;
- ✓ Stabilité chimique ;
- ✓ Absence de corrosion ;
- ✓ Sécurité, non toxique non inflammable ;
- ✓ Faible viscosité ;
- ✓ Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable.

Les couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) sont les couples qui remplissent le plus de critères. [16]

I.3.4.1 Choix de la technologie $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

La recherche de nouveaux couples est un problème complexe qui a donné lieu à de nombreux travaux. Mais on préfère encore à l'heure actuelle n'utiliser dans les machines industrielles que deux types de mélange dont les propriétés sont bien connues, il s'agit du couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et du couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$).

Ce dernier présente un avantage non négligeable, car lors de l'ébullition dans le bouilleur de la solution riche, seul le fluide frigorifique (l'eau) se vaporise le reste est le sel dans la solution, les machines à bromure de lithium n'ont donc pas besoin de rectifieur, par contre des phénomènes de cristallisation des solutions de BrLi peuvent apparaître et cela a été frein au développement de ces machines.

- Les machines frigorifiques fonctionnant avec le couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$) sont surtout utilisées dans la climatisation, à cause du risque de gel de l'eau dans l'évaporateur, leur utilisation ne peut s'étendre en dessous de zéro (0°C).
- Au contraire, pour les températures négatives, le mélange ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) convient parfaitement, l'ammoniac qui est le fluide frigorigène, l'eau étant alors le solvant à point de solidification à -77°C .

En outre ces chaleurs latentes mises en jeu sont importantes est le phénomène d'absorption est favorisé par le fait que l'eau est très avide de ce frigorigène. Elle dissout en effet pris de 900 fois son propre volume de gaz ammoniac à 0°C et 1 atmosphère.

Les solutions aqueuses d'ammoniac donnent un mélange frigorigène qui se rectifie relativement bien, par exemple, un liquide qui contient 20% en masse d'ammoniac produit au début de son ébullition à 18 atmosphères une vapeur composée à plus de 70% d'ammoniac ces quelques caractéristiques très intéressantes font que le couple ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) a été et reste le fluide le plus intéressant pour les machines frigorifiques à absorption à basse température [16].

Le bromure de lithium aqueux est utilisé comme fluide d'absorption, car c'est l'un des meilleurs choix parmi les centaines de paires de fluides de travail qui ont été considérées. Bien que le bromure de lithium aqueux soit le choix préféré pour de nombreuses applications, suivant des nombreuses associées à ce choix qui doivent être comprises. [15]

I.4 Composants d'une machine à absorption

La machine frigorifique à absorption se divise en quatre composants principaux :

I.4.1 Évaporateur

Dans l'**évaporateur**, le réfrigérant (ici de l'eau) est pulvérisé dans une ambiance à très faible pression. L'évaporateur est parcouru par un circuit à eau. En s'évaporant, le réfrigérant soustrait sa chaleur à cette eau qui est ainsi refroidie. Une partie du réfrigérant pulvérisé ne s'évapore pas et tombe dans le fond de l'évaporateur où elle est pompée pour être à nouveau pulvérisée. [17]

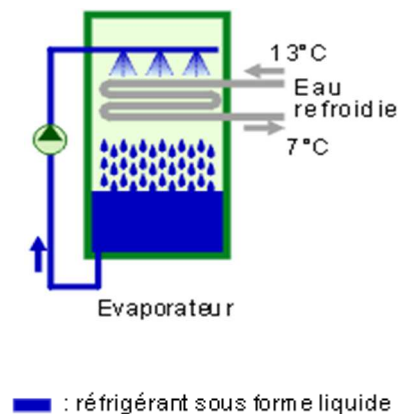


Figure I. 2 : Évaporateur

I.4.2 Absorbeur

La vapeur d'eau créée dans l'évaporateur est amenée à l'**absorbeur**. Il contient la solution absorbante (LiBr) qui est continuellement pompée dans le fond du récipient pour y être pulvérisée. Le LiBr absorbe la vapeur d'eau hors de l'évaporateur et y maintient ainsi la basse pression nécessaire à la vaporisation du réfrigérant.

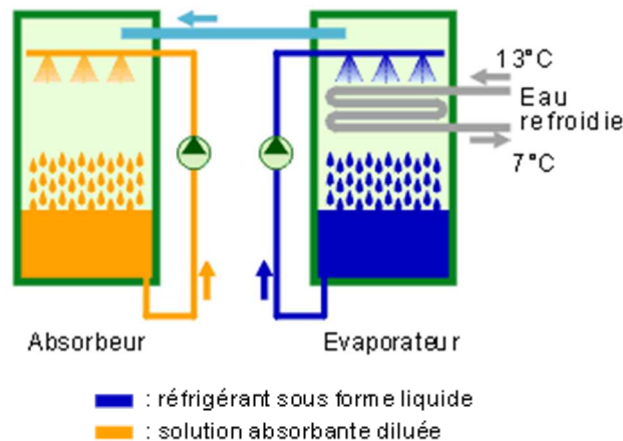


Figure I. 3 : Absorbeur

Au fur et à mesure qu'elle absorbe la vapeur d'eau, la solution absorbante est de plus en plus diluée. Elle finirait par être saturée et ne plus rien pouvoir absorber. [17]

I.4.3 Concentrateur

La solution est donc régénérée dans le **concentrateur**. Elle est réchauffée, par une batterie à eau chaude (environ 85°C) et une partie de l'eau s'évapore. La solution régénérée retourne à l'absorbeur. [17]

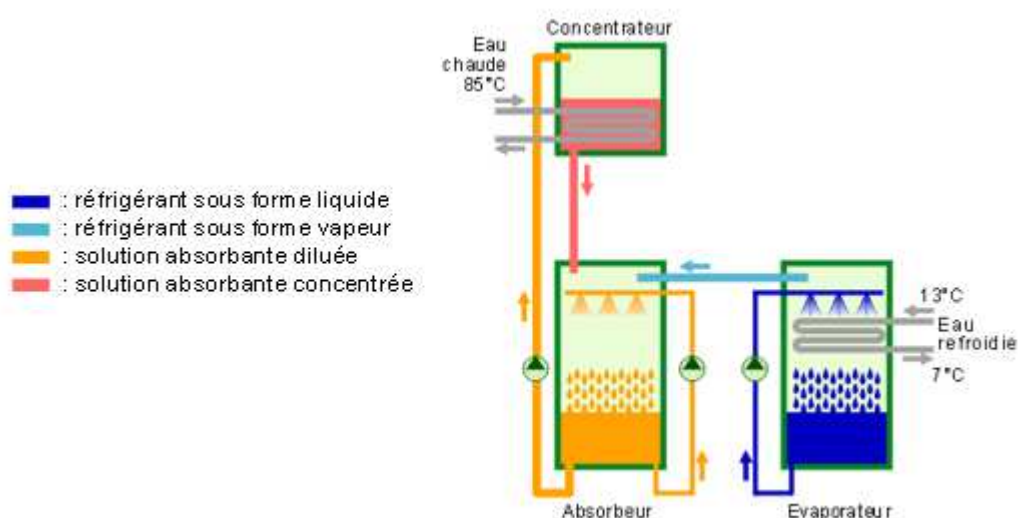


Figure I. 4 : Concentrateur ou désorbeur

I.4.4 Condenseur

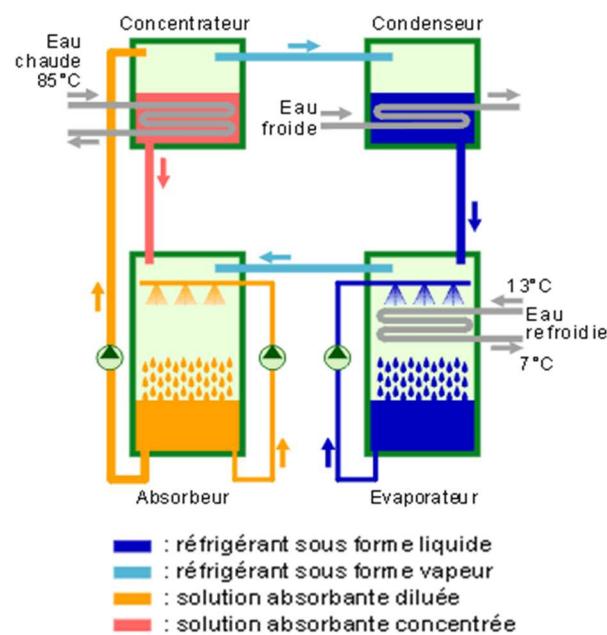


Figure I. 5 : Condenseur

Enfin, la vapeur d'eau extraite du concentrateur est amenée dans le **condenseur**, où elle est refroidie par une circulation d'eau froide. L'eau condensée retourne à l'évaporateur. [17]

I.5. Différents systèmes à absorption

I.5.1 Système H₂O/BrLi à simple effet

Lorsque le réfrigérant et l'absorbant sont régénérés en une seule étape en utilisant une source de chaleur de qualité inférieure, nous appelons cela une machine à absorption à un simple étage. Nous avons seulement un générateur pour régénérer le réfrigérant et l'absorbant.

L'échangeur de chaleur / générateur sera comparativement plus grand en taille, car nous avons moins d'énergie disponible dans la source de chaleur (vapeur / eau chaude), à son tour, le débit sera énorme. COP (puissance de refroidissement / entrée de chauffage (en KW ou Kcal)) - 0,7 (pas d'unité). [18]

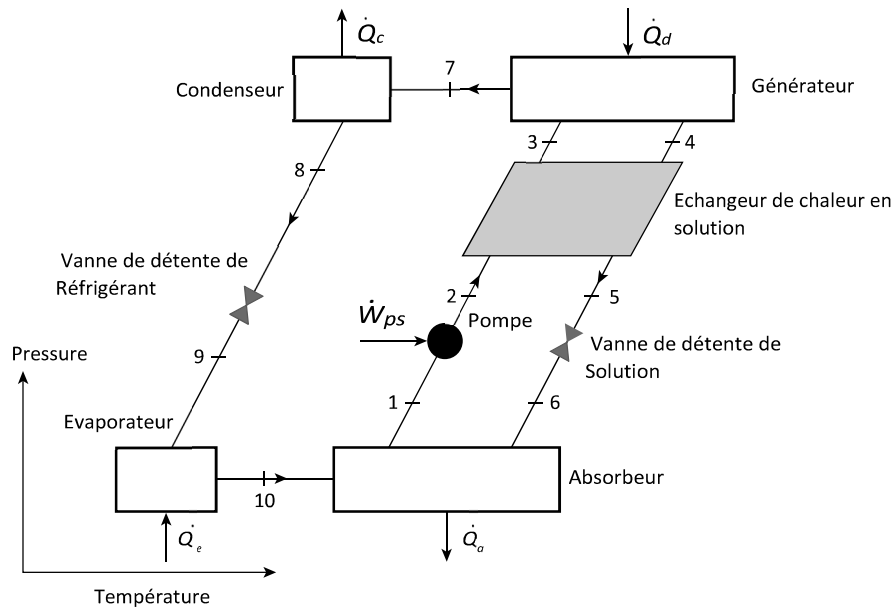


Figure I. 6 : Schéma du cycle d'un refroidisseur à absorption simple effet eau / bromure de lithium.

I.5.2 Système H₂O/BrLi à double effet

Lorsque le réfrigérant et l'absorbant sont régénérés en deux étapes en utilisant une source de chaleur de qualité moyenne, nous appelons cela une machine à absorption à double étage. La source de chaleur de qualité moyenne disponible génère des vapeurs de réfrigérant et une solution absorbante avec une concentration intermédiaire dans la première étape. Ces vapeurs générées sont utilisées comme source de chaleur dans la seconde étape, où les vapeurs de la première étape chauffent la solution absorbante avec une concentration intermédiaire. Pour générer plus de vapeurs et augmenter la concentration de l'absorbant au niveau requis.

Par conséquent, nous revendiquons cela comme un concept double effet. Nous avons deux générateurs pour régénérer le réfrigérant et l'absorbeur, le HTG (générateur de haute température) et le BTG (générateur de basse température). Comme nous avons divisé le processus généré et que nous avons également une meilleure source de chaleur, la taille des échangeurs de chaleur / générateurs sont à peu près moindre par rapport à une machine à effet unique. COP de 1,34 à 1,36 (selon le type de source de chaleur). [18]

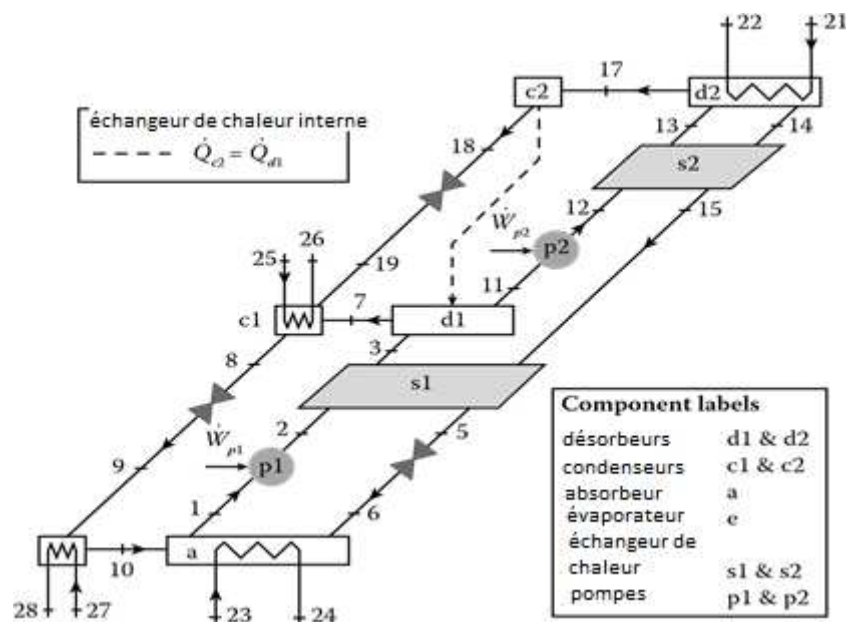


Figure I. 7 : Schéma de tuyauterie à double effet eau / bromure de lithium

I.5.3 Cycle demi-effet

Le cycle à demi-effet est considéré pour une utilisation lorsque la température de la source de chaleur disponible est inférieure au minimum nécessaire pour déclencher un cycle à effet unique. La détermination de la température minimale n'est pas complètement simple car elle dépend des deux autres températures du système. Un schéma de Dühring de la machine à demi-effet est fourni à la figure I.8. Cette figure montre la relation générale entre les pressions de fonctionnement et les températures des composants primaires. La machine à demi-effet est une machine à trois niveaux de pression. Les niveaux de haute et de basse pression fonctionnent de manière familière à partir de la pratique à effet unique. Le niveau de pression intermédiaire est la nouvelle caractéristique. Au niveau de la pression intermédiaire, le désorbeur bas fournit la vapeur de réfrigérant à l'absorbeur élevé. Le circuit de haute solution transporte le réfrigérant jusqu'au désorbeur haut, où il est bouilli hors de la solution une deuxième fois. Le réfrigérant traverse ensuite le condenseur, l'évaporateur et l'absorbeur bas comme d'habitude. [15]

; il est avantageux d'utiliser l'effet le plus élevé pouvant fonctionner sous la température d'entrée de chaleur disponible. La niche pour le cycle à demi-effet est celle où la chaleur perdue à basse température est disponible et où la température est trop basse pour déclencher un cycle à simple effet. [15]

I.5.4 Cycle à triple effet

Une simple extension du concept de double effet peut être faite pour arriver à la machine à triple effet à quatre pressions représentées schématiquement sur la figure I.9. Ce cycle comprend deux processus d'échange de chaleur interne entre un condenseur et un désorbeur, comme le montrent les lignes pointillées de la figure I.9. Ainsi, chaque unité de chaleur est utilisée dans trois désorbeurs différents pour générer de la vapeur et d'où le nom d'effet triple. Ce cycle particulier est une machine à trois étages. Un certain nombre d'autres configurations à trois étages et à triple effet sont également possibles en théorie. Cependant, pour l'eau / bromure de lithium.

En comparaison avec la conception à double effet, on peut voir que le concept à triple effet nécessite un désorbeur supplémentaire et un échangeur de chaleur en solution au niveau de température le plus élevé. En outre, le condenseur à haute température doit être intégré dans le désorbeur de température la plus élevée des composants à double effet. La taille relative des échangeurs de chaleur change quelque peu parce que les taux de transfert de chaleur changent. Comme prévu avec des composants supplémentaires, le nombre de choix de conception est augmenté, ce qui entraîne une difficulté accrue pour arriver à une conception optimisée.

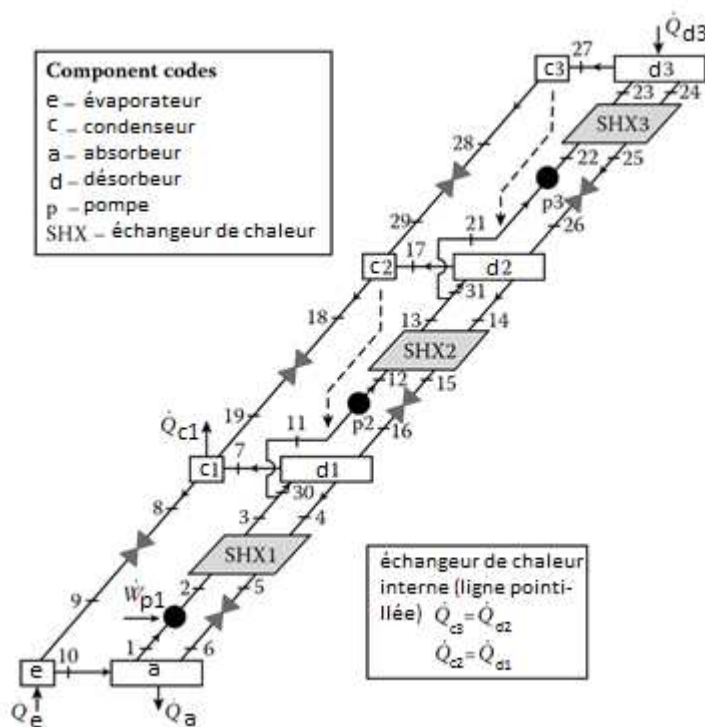


Figure I. 9 : Cycle schématique pour le cycle triple effet

Les compromis de conception qui se traduisent par une performance réduite sont généralement dus à l'économie. Le premier coût de telles machines est un problème important sur le marché, et le premier coût peut être réduit en réduisant la taille des échangeurs de chaleur et en abandonnant quelques points sur la COP. La compacité est aussi un problème économique. Si la machine est petite, elle se vendra mieux, mais le plus petit équipement entraîne des vitesses plus élevées qui tendent à entraîner l'entraînement et le report entre les composants. Le transfert de liquide peut être une source majeure de réduction de la COP dans une machine réelle. Les éliminateurs de brouillard peuvent minimiser ce problème, mais la solution ultime consiste à augmenter les zones d'écoulement de sorte que les vitesses de vapeur soient suffisamment faibles pour éviter complètement le problème. De telles questions doivent être traitées dans la conception à triple effet si l'on veut obtenir les meilleures performances. [15]

I.6. Marché des machines à absorption

Le dernier rapport de Persistence Market Research, intitulé « Absorption Chillers Market : Analyse et prévision de l'industrie mondiale 2017-2025 », donne une vision globale du marché mondial des machines à absorption. Le rapport commence par un résumé analytique détaillé mais concis qui contient un aperçu succinct du marché mondial des machines à absorption et donne les chiffres importants du marché sur la base d'une prévision détaillée. Le

résumé explique également les moteurs, les contraintes et les tendances du marché mondial des machines à absorption, donnant un aperçu des différentes forces du marché et de leur impact sur le marché mondial des refroidisseurs à absorption. [19]

La demande de refroidisseurs thermiques dans plusieurs secteurs industriels est appelée à augmenter dans un avenir proche. Compte tenu de la demande croissante de machines électriques dans les environnements commerciaux, résidentiels et industriels, l'adoption de ces machines à absorption augmentera considérablement la vitesse de traction. En consommant moins d'énergie que les machines électriques conventionnels, les machines à absorption généreront également une demande excédentaire pour ne pas utiliser de chlorofluorocarbones appauvrissant la couche d'ozone (CFC) à des fins de refroidissement. Le dernier rapport de Persistence Market Research fournit des informations clés pour l'avenir du marché mondial des machines à absorption, dont des extraits soulignent que d'ici la fin de 2025, plus de 2 milliards de dollars de réfrigérateurs à absorption seront vendus dans le monde. [20]

A propos du rapport, intitulé "Absorption Chillers Market : Analyse et prévision de l'industrie mondiale, 2017-2025," la demande pour les refroidisseurs à absorption va augmenter alors que le marché devrait croître à un TCAC (Taux de Croissance Annuel Composé) robuste de 6,3%. Le rapport prévoit également que l'Asie-Pacifique sera le plus grand marché de machines à absorption au monde. En 2025, près d'un tiers du marché mondial des machines à absorption sera attribué aux ventes en Asie-Pacifique. Moyen-Orient et Afrique (MEA) semble également être un rapport lucratif pour la croissance du marché des machines à absorption. Au cours de la période de prévision, les revenus provenant des ventes de refroidisseurs à absorption dans la région MEA devraient augmenter au taux le plus élevé de 7%. [20]

Le rapport a également compilé des facteurs d'instrumentation de cette croissance des ventes de machines à absorption dans diverses régions. Premièrement, la demande mondiale d'applications non liées à l'électricité augmente. Les machines à absorption alimentées par la technologie de l'énergie solaire deviennent de plus en plus compatibles pour les grandes applications de refroidissement. Leur demande prend également de l'ampleur, car les systèmes de refroidissement par absorption à énergie solaire fournissent une performance de refroidissement maximale avec une consommation d'énergie minimale, réduisant ainsi l'impact des systèmes de conditionnement sur les factures d'électricité pendant les étés. [20]

En outre, la demande de machines à absorption devrait également augmenter en raison de leur utilisation intensive pour refroidir les températures d'entrée chaudes des turbines et des moteurs. On estime également que les entreprises fabriquant des refroidisseurs à absorption

bénéficieront de l'adoption croissante de la machine à absorption par les industries d'utilisation finale afin de se conformer aux normes industrielles en matière de durabilité environnementale. Le rapport présente les principaux fabricants de refroidisseurs à absorption, notamment *Broad Air Conditioning Co. Ltd.*, *Thermax Inc.*, *Shuangliang Eco-Energy Systems Co. Ltd.*, *Carrier Corporation*, *EAW Energie anlagenbau GmbH*, *Trane Inc.*, *Kawasaki Thermal Engineering Co.*, *Johnson Controls, Inc.*, *Hyundai Climate Control Co., Ltd.*, *Robur Corporation* et *Yazaki Corporation*. [20]

I.7. Conclusion

Dans ce chapitre on a parlé sur les différents systèmes utilisant l'énergie solaire pour la production du froid, sur les systèmes à absorption en particulières avec ces multi-configurations et on conclue que ce dernier travaille avec des couples binaires représentant frigorigène/absorbant qui sont choisis dépendent leurs caractéristiques physiques. Et que cette technologie est favorable pour l'environnement telle qu'elle sera la technologie de l'avenir en raison que sa consommation d'énergie est moins que les machines électriques conventionnels.

Chapitre II :

**Description technologique d'une
machine à absorption**

Chapitre II Description technologique d'une machine à absorption

II.1 Introduction

Les systèmes de réfrigération à absorption entraînés par la chaleur nécessitent des composants complémentaires pour un fonctionnement réussi. Un aspect important est l'absorbeur et le rejet de chaleur du condenseur. Cette chaleur est la somme de la chaleur retirée et de la chaleur d'entraînement et est généralement rejetée à des températures comprises entre 24 et 40 ° C, parfois jusqu'à 65 ° C, selon l'application. Dans la plupart des cas, ce niveau de température est trop bas pour être utile pour d'autres applications, bien que dans le dernier la chaleur de rejet est utilisée pour le chauffage des piscines. Cependant, dans la plupart des cas, cette chaleur à basse température est rejetée à température ambiante.

Différents dissipateurs thermiques sont possibles pour rejeter la chaleur d'un refroidisseur thermique :

- Air (refroidisseur sec, tour de refroidissement humide, refroidisseur hybride) ;
- Terre couplée (forage vertical ou horizontal) ;
- Eau (nappe phréatique, rivière, lac, mer ou piscine) ;

Les systèmes frigorifiques à absorption comprennent généralement un stockage de chaleur. Un autre système de stockage thermique consiste à stocker le froid dans des dispositifs de stockage appropriés. Cela peut être avantageux dans des applications sous zéro comme le stockage de glace ou lorsque le refroidissement de nuit est requis.

II.2 Importance du rejet de chaleur

Deux compléments au système augmentent son efficacité :

- Une circulation d'eau froide dans l'absorbeur. Le phénomène d'absorption génère de la chaleur. La circulation d'eau froide dans le fluide absorbant évite sa montée en température, ce qui diminuerait son efficacité.
- Un échangeur de chaleur sur le circuit du fluide absorbant. Le fluide chaud sortant du générateur qui retourne à l'absorbeur préchauffe le fluide qui va vers le générateur, économisant ainsi une partie de l'énergie nécessaire pour chauffer le fluide à régénérer.

Au niveau d'une machine à absorption, les sources de chaleur récupérables sont variées en termes d'échanges des composants et de leurs caractéristiques (type de rejet, niveaux de température). Elles concernent tous les éléments de consommation d'énergie de l'installation, qu'ils soient directement liés aux procédés de la production et aux différents équipements sur lesquels la chaleur peut être récupérée. [21]

La récupération se fait généralement à l'aide d'une boucle d'eau, équipé d'une station de pompage et d'un échangeur. Si la production de froid et les besoins en chaleur sont discontinus et non simultanés, un ballon de stockage est ajouté.

Une machine ou une installation qui produit de la chaleur, c'est un groupe frigorifique qui retire de la chaleur à une source chaude (air, eau, etc.) au niveau de l'évaporateur. Cette chaleur est le plus souvent évacuée à l'air ambiant au condenseur et donc perdue.

Il existe plusieurs possibilités de récupération :

- **Au niveau de générateur**

Le fluide frigorigène, à l'état vapeur au niveau du générateur, est refroidi à pression constante avant d'entrer dans le condenseur. C'est à ce niveau que le fluide frigorigène présente la température la plus élevée. Elle varie en fonction de la nature du fluide. La quantité d'énergie récupérable sera cependant limitée car elle se fait sous forme de chaleur sensible.

- **Au condenseur**

Le fluide condense en produisant de la chaleur à température constante. C'est à ce niveau qu'en termes de quantité le potentiel de récupération d'énergie est le plus élevé. D'où cette chaleur récupérée est très importante, elle est utilisée pour la production du froid, avec des performances optimales (un meilleur rendement, puissance maximale et une consommation d'énergie minimale). [21]

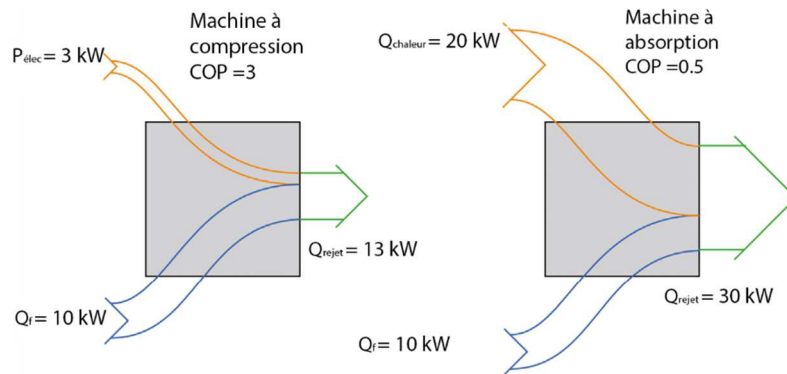


Figure II. 1 : Réfrigération mécanique vs réfrigération à absorption

Comparé au refroidissement conventionnel basé sur la compression de vapeur mécanique, la quantité de chaleur à rejeter est significativement plus grande lorsqu'on utilise des systèmes à absorption. Cela est dû à la thermodynamique des deux processus qui débouche sur une grande différence de COP. Ceci est illustré à la Figure II.1. Pour une puissance frigorifique requise de 10 kW, le cycle à compression rejette 13 kW de chaleur pour un COP supposé égal à 3, alors que le cycle frigorifique à absorption rejette 30 kW pour un typique égal à 0.5. Cela ne pose pas de problème si la chaleur fournie pour le cycle à absorption est suffisamment bon marché, mais le coût de l'équipement et la consommation

électrique des composants auxiliaires (pompes, ventilateurs, etc.) peuvent être un défi et doivent être pris en compte lors de la conception d'un système.

II.3 Types de systèmes de rejet de chaleur

La capacité d'une tour de refroidissement diminue à mesure que la température ambiante augmente pendant la journée. Les tours de refroidissement peuvent être ouvertes ou fermées.

II.3.1 Tours de refroidissement humides ouvertes

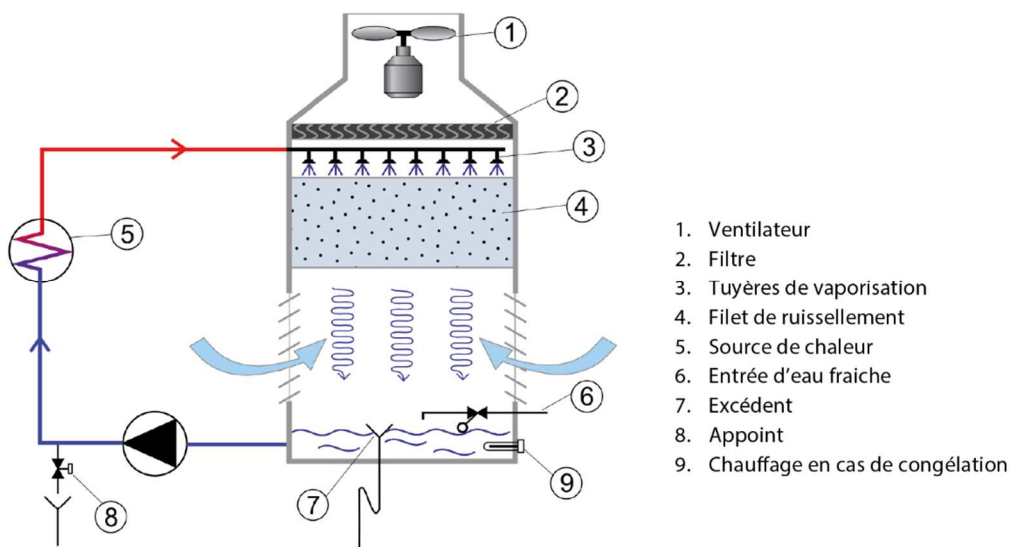


Figure II. 2 : Tour de refroidissement ouverte

La tour de refroidissement humide ouverte illustrée à la figure II.2 (tour de refroidissement par évaporation à boucle ouverte) est constituée d'une enveloppe. Les tuyères distribuent l'eau de refroidissement sur la garniture qui s'écoule dans un bassin d'où elle est pompée vers le refroidisseur. L'eau est refroidie par l'air et aspirée ou soufflée à travers la garniture provoquant l'évaporation d'une partie de l'eau. L'eau évaporée est continuellement réapprovisionnée. Cependant, l'évaporation augmente également la concentration des solides dissous dans l'eau de refroidissement et de l'eau de refroidissement est donc nécessaire. La baisse de température des tours de refroidissement humides ouvertes se situe entre 4 et 8 °C. Les tours de refroidissement humides sont capables de refroidir l'eau de refroidissement à un niveau de température inférieur à la température ambiante, elles nécessitent peu d'espace et ont de faibles coûts d'investissement. Les principaux inconvénients des tours de refroidissement par voie humide sont les problèmes d'hygiène possibles, la consommation d'eau et un effort de maintenance élevé. [22]

II.3.2 Tours de refroidissement humides fermées

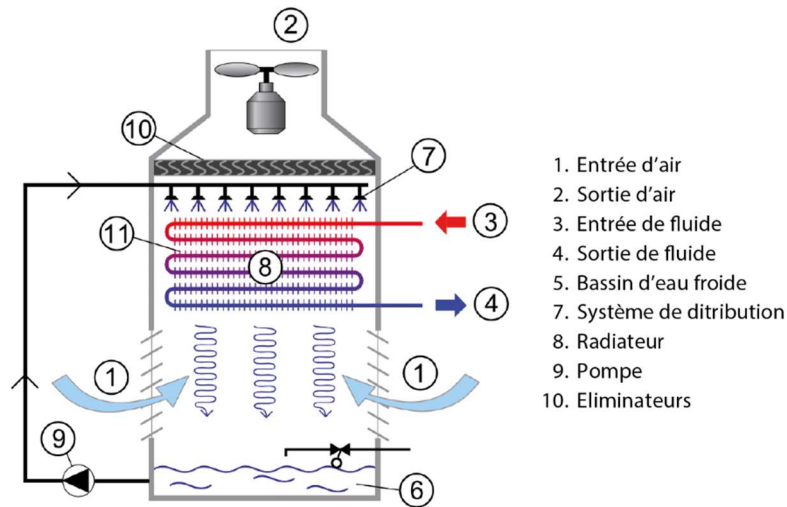


Figure II. 3 : Tour de refroidissement fermée

La tour de refroidissement humide ouverte risque d'encrasser les surfaces de transfert de chaleur, car la poussière et la saleté de l'air, y compris les matières biologiques, seront éliminées du flux d'air de refroidissement. Ceci est éliminé dans les tours de refroidissement humides fermées lorsque l'eau de refroidissement est refroidie dans des tuyaux sur lesquels l'eau est distribuée. Par rapport aux tours de refroidissement par voie humide de type ouvert, la température atteinte est plus élevée mais reste inférieure à la température atteinte pour les aéroréfrigérants secs. En raison de la conception plus complexe, le coût d'investissement est plus élevé, mais le coût d'exploitation est inférieur. Un exemple d'une tour de refroidissement à cycle fermé est illustré par la figure II.3. [22]

II.3.3 Aéroréfrigérants secs

Les aéroréfrigérants secs se composent généralement d'échangeurs de chaleur à ailettes (air à eau), de ventilateurs et d'un boîtier. L'eau circule dans un circuit fermé et en faisant passer l'air ambiant sur les surfaces à ailettes, la chaleur est rejetée à l'air (Figure II.3).

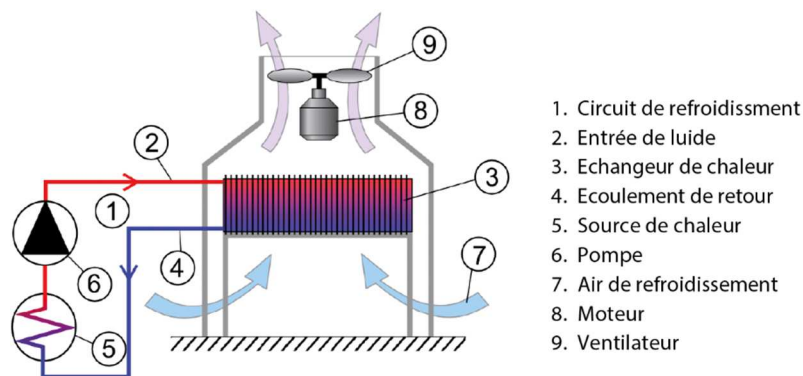


Figure II. 4 : Aéroréfrigérant sec

Avec les aéroréfrigérants secs, il n'est pas possible de refroidir le fluide à un niveau de température inférieur à la température ambiante du bulbe sec. Les valeurs typiques de la baisse de température approchée sont 5-9 °C. Les aéroréfrigérants secs ont de faibles coûts d'exploitation et de maintenance parce que l'eau de refroidissement n'est pas en contact direct avec l'air, ils n'ont aucun problème d'hygiène ou de légionnelles. Ils jouissent d'autres avantages : un faible bruit, une installation facile. Les principaux inconvénients des tours de aéroréfrigérants secs par rapport aux tours de refroidissement humides sont les températures de rejet de chaleur plus élevées, les coûts d'investissement beaucoup plus élevés, la consommation d'énergie élevée pour le ventilateur et l'encombrement. [22]

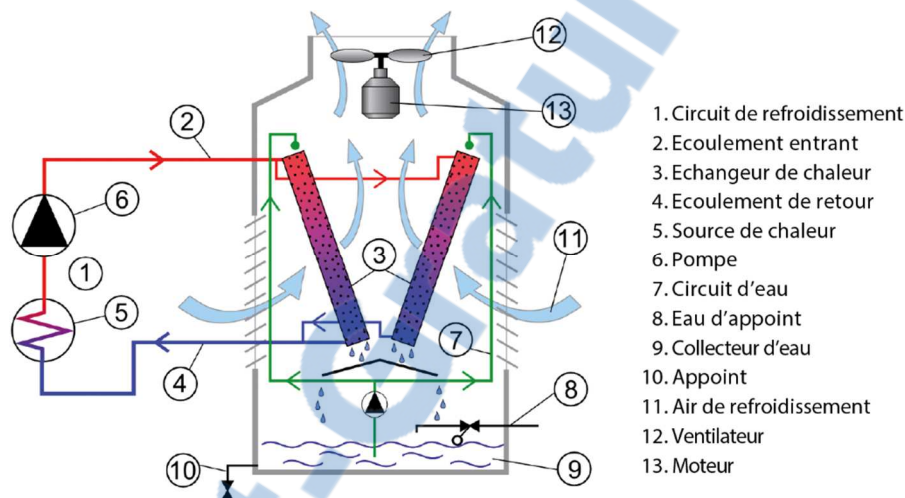


Figure II. 5 : Aéroréfrigérant sec hybride

L'aéroréfrigérant hybride combine les deux méthodes de refroidissement à sec et de refroidissement par évaporation (tour de refroidissement). L'eau de refroidissement est mise en circulation par une pompe dans un circuit de refroidissement primaire fermé depuis la source de chaleur jusqu'à un échangeur de chaleur air-eau à courant croisé.

Par temps frais, l'aéroréfrigérant hybride fonctionne comme un refroidisseur sec. Lorsque la température de l'air est élevée, le refroidisseur hybride fonctionne comme une tour de refroidissement par voie humide et l'eau circule d'un bassin à l'élément de refroidissement.

Comparé à un aéroréfrigérant sec, un l'aéroréfrigérant hybride a l'avantage de pouvoir atteindre des températures d'eau de refroidissement inférieures à la température du bulbe sec ; il a une capacité plus élevée et une consommation d'énergie plus faible. D'autre part, l'aéroréfrigérant hybride a des coûts d'investissement, d'entretien et de consommation d'eau plus élevés. En outre, des mesures d'hygiène doivent être prises comme pour la tour de refroidissement par voie humide. [22]

II.3.4 Trous de forage

Les trous de forage sont des échangeurs de chaleur couplés à la terre qui sont normalement forés à une profondeur de 100 m. Ils présentent un intérêt particulier dans les cas de surface limitée. Les forages verticaux utilisent la température relativement basse et constante dans le sol. En dessous d'une profondeur de 15 m, la température du sol est presque constante au cours des saisons. Un système de forage ne peut fonctionner efficacement comme un puits de chaleur renouvelable que si la chaleur absorbée peut être dispersée suffisamment dans le sol pour ne pas affecter de manière significative la distribution de température non perturbée du sol. Ils sont généralement plus chers que les tours de refroidissement ou les aéroréfrigérants secs.

Un échangeur de chaleur horizontal est mis à une profondeur de 0,5 à 2 m dans le sol afin de rejeter la chaleur vers la terre. Le transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur horizontaux pour les systèmes de rejet de chaleur dépend avant tout du type de sol. Dans tous les cas d'application, le sol devrait être naturel et ne pas être un dépôt de terre artificiel et des valeurs de transfert de chaleur spécifiques entre 10 et 40 W / m² peuvent être espérées. Cette technologie est également plus coûteuse que les tours de refroidissement ou les aéroréfrigérants secs. [22]

II.3.5 Description des composants d'une tour de refroidissement

Les principaux composants d'une tour de refroidissement ouverte sont :

a. Le corps d'échange ou packing

Il peut être constitué :

- ✓ D'un empilement de parois ondulées ou en nid d'abeille sur lesquelles les gouttelettes d'eau s'écoulent sous forme de film,
- ✓ D'un empilement de lattes sur lesquelles l'eau s'éclate en gouttes successives.

Les matières plastiques généralement utilisées éliminent le risque de corrosion. Ces corps d'échange sont sensibles à l'encrassement et surtout à l'entartrage. Les figures suivantes illustrent des exemples de corps d'échange utilisés couramment utilisés. [22]



Figure II. 6 : Corps d'échange type gouttes canaux verticaux

Pour réduire l'encrassement et l'entartrage des corps d'échange, il est recommandé de veiller à garantir une accessibilité optimale, en vue du nettoyage et détartrage (ce dernier est nécessaire en cas de traitement d'eau non approprié) au minimum une fois par an. Une porte d'accès doit en outre permettre le contrôle visuel de la surface d'échange. Un échange standard du packing peut également s'avérer être une solution économique. [22]

b. Le pare-gouttelettes

Encore appelé éliminateur de gouttes, séparateur de gouttelettes. Celui-ci est très important pour prévenir le risque d'entraînement de gouttelettes potentiellement infectées par les légionnelles. Sa conception doit être telle que le taux d'entraînement soit limité le plus possible. Le taux d'entraînement (appelé également entraînement vésiculaire) ne doit pas être supérieur à 0,01% du débit d'eau en circulation (valeur donnée pour le point de fonctionnement nominal, car le taux d'entraînement varie selon les conditions de fonctionnement d'une tour aéroréfrigérante). Il revient donc aux exploitants de s'assurer auprès du fabricant de la tour de refroidissement que ce seuil est respecté. La même démarche doit être effectuée lors d'un changement d'un des composants de la tour. Les matériaux utilisés pour ce composant sont principalement des matières plastiques. Il est aussi nécessaire de tenir compte de l'accessibilité à ce composant pour faciliter son nettoyage. [22]



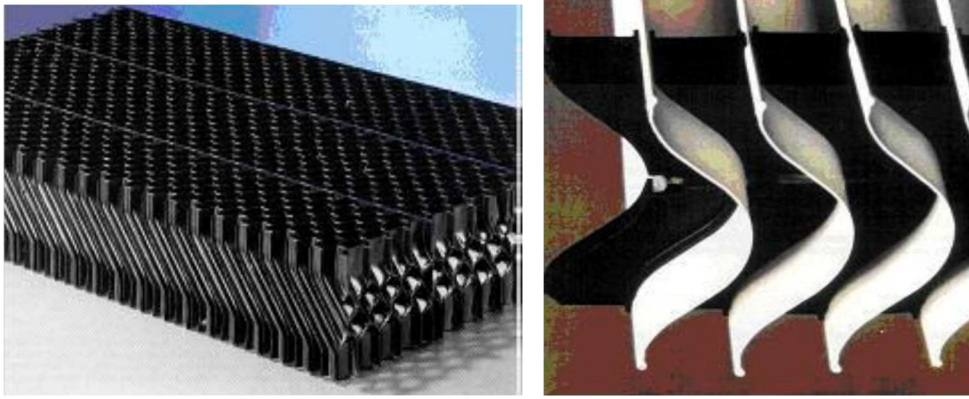


Figure II. 7 : Exemples de pare-gouttelettes en PVC

c. Les rampes de dispersion

Encore couramment appelées rampes de pulvérisation : Celles-ci servent à la dispersion du fluide sous forme de gouttelettes sur le corps d'échange. Afin de prévenir au maximum les risques de dissémination des légionnelles, il est préférable d'utiliser des systèmes permettant une dispersion à des pressions faibles pour éviter les éclaboussements. Les disperseurs à basse pression (environ 0,5 bar) doivent donc être préférés. [22]

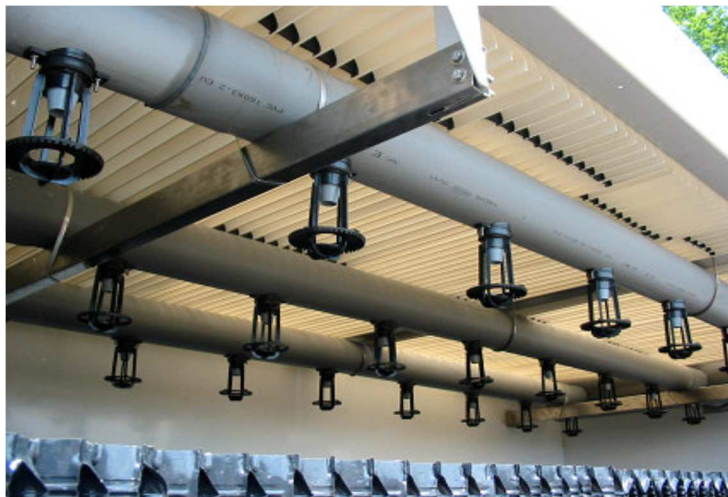


Figure II. 8 : Système de dispersion du fluide à refroidir

De même que pour les autres composants, les résistances à la corrosion, à l'entartrage et à l'encrassement doivent être prises en compte pour leur sélection. Les disperseurs sont généralement en matière plastique, ce qui élimine le risque de corrosion, mais pas ceux d'encrassement, ni d'entartrage. Ces derniers aspects sont à prendre en compte lors de l'exploitation. [22]

d. Le bassin de rétention

Il est situé sur la partie basse de la tour afin de récupérer l'eau non évaporée après le passage sur le corps d'échange. Cet élément doit être conçu de façon à être fermé et non poreux, tout en facilitant sa maintenance, en privilégiant les pentes d'écoulement et l'accessibilité. Il doit comprendre un point

de vidange situé en son point bas, Le remplissage en eau d'appoint y est généralement régulé par un contrôleur de niveau soit mécanique, soit électronique. Les matériaux utilisés pour les bacs de rétention sont généralement l'acier galvanisé, l'inox, les polyesters et le béton. [22]

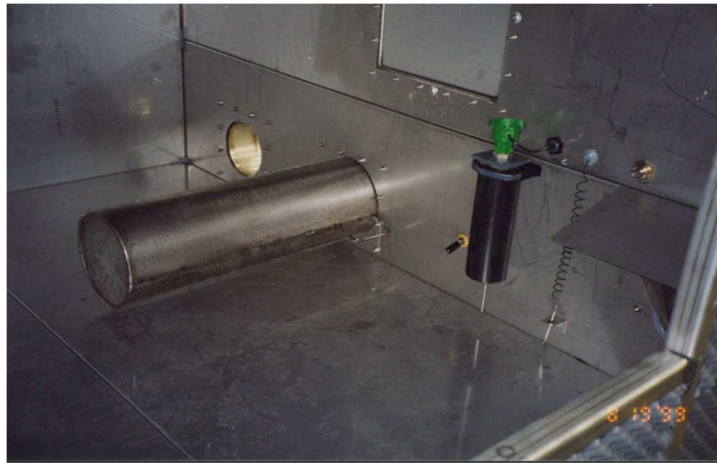


Figure II. 9 : Exemples de bassin de rétention avec point de vidange

e. Le Ventilateur

Pour assurer la circulation de l'air à travers le corps d'échange, deux types de ventilateurs sont utilisés dans les tours de refroidissement :

- ✓ Des ventilateurs axiaux
- ✓ Des ventilateurs centrifuges

Les ventilateurs peuvent soit être en accouplement direct avec le moteur qui les entraîne, soit équipés de transmission ; ils exigent dans le second cas une maintenance renforcée. La vitesse des ventilateurs est régulée pour maintenir la température de sortie d'eau souhaitée quelques soient les conditions ambiantes.

Dans le cas d'une tour de refroidissement ouverte avec un échangeur intermédiaire distant, deux autres composants font partie du système de refroidissement :

- ✓ L'échangeur intermédiaire : disposé entre le circuit d'eau de la tour et celui du procédé à refroidir. Celui-ci peut être un échangeur à plaques ou un échangeur tubulaire (généralement en inox). Cet échangeur intermédiaire doit résister à la corrosion, l'entartrage et à l'encrassement,
- ✓ La pompe de circulation additionnelle : pour la circulation du circuit tour. [22]

II.4 Echangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme

de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent.

Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides. Il existe toutefois trois grandes catégories d'échangeurs dans lesquelles surviennent des changements de phase : les **vaporiseurs** ou **évaporateurs** où l'on vaporise un liquide, les **condenseurs** où une vapeur est liquéfiée, et les **vapocondenseurs** dans lesquels les deux fluides changent de phase.

Un échangeur de chaleur a, comme son nom l'indique, pour fonction de transférer de la chaleur d'un milieu fluide vers un autre. Ce sont des éléments couramment rencontrés autour de nous dans le bâtiment (radiateur) mais aussi dans un grand nombre d'applications industrielles. Chaque fois que l'on veut évacuer de la chaleur pour diminuer le risque (radiateur automobile, composants électroniques, centrales nucléaire) ou récupérer de la chaleur pour l'utiliser (radiateur...) il est fait appel à un échangeur de chaleur.

Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement (pompe, ventilateur). Pour augmenter cet échange, et donc le transfert d'énergie, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs, bouilleurs...) système utilisé couramment dans les machines thermiques ou les caloducs ; nous ne traiterons pas ici cet aspect.

II.4.1 Types des échangeurs de chaleur

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée. [23]

II.4.1.1 Echangeurs tubulaires

Ces échangeurs sont utilisés depuis de nombreuses années dans les sous-stations de chauffage urbain (eau surchauffée ou vapeur), pour la production d'eau chaude sanitaire et pour de nombreuses applications industrielles nécessitant des pressions élevées ; ils sont toutefois de plus en plus concurrencés par les échangeurs à plaques décrits dans le paragraphe suivant.

Les échangeurs de chaleur tubulaires sont constitués soit d'un tube unique (serpentin), soit d'un faisceau de tubes branchés en parallèle enfermés dans une enveloppe appelée calandre (coque). Les tubes sont en général métalliques (acier, cuivre, inox, etc.) et le fluide chaud ou agressif passe en général dans les tubes afin de minimiser les pertes de chaleur. [23]

II.4.1.1.1 Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir, généralement le tube est sous la forme d'un serpentin comme montré à la figure II.10. [23]

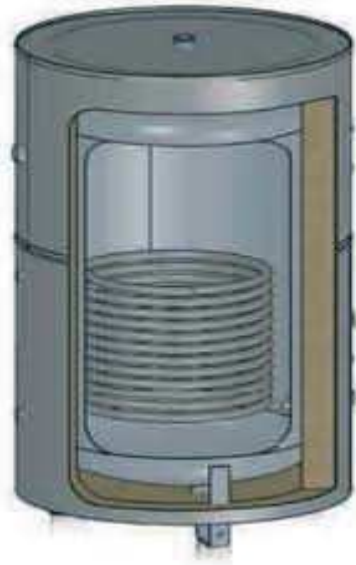


Figure II. 10 : Échangeur monotube en serpentin

II.4.1.1.2 Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide froid s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure II.11. [23]

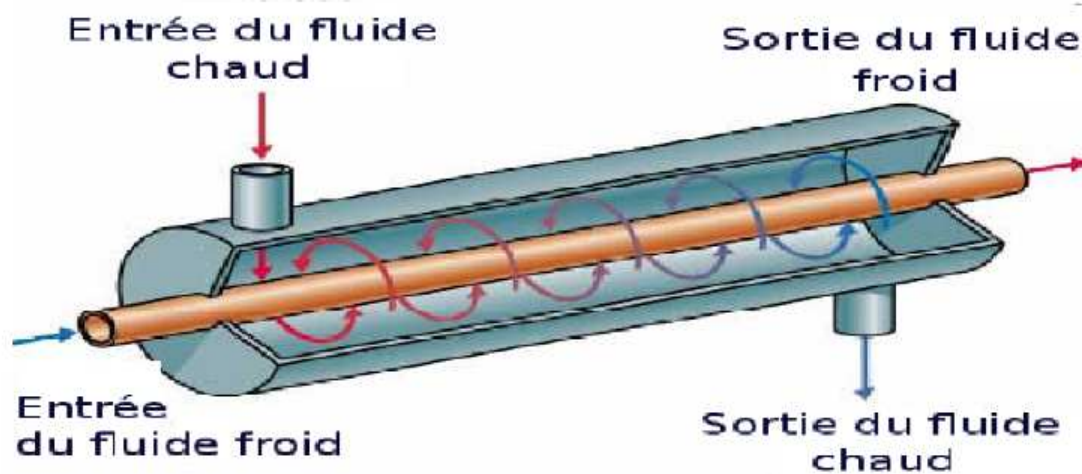


Figure II. 11 : Échangeur coaxial [24]

II.4.1.1.3 Échangeur multitubulaire

a- Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [23].



Figure II. 12 : Échangeur à tubes séparés

b- Échangeur à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.



Figure II.13 : Échangeur à tubes rapprochés

c- Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique, différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

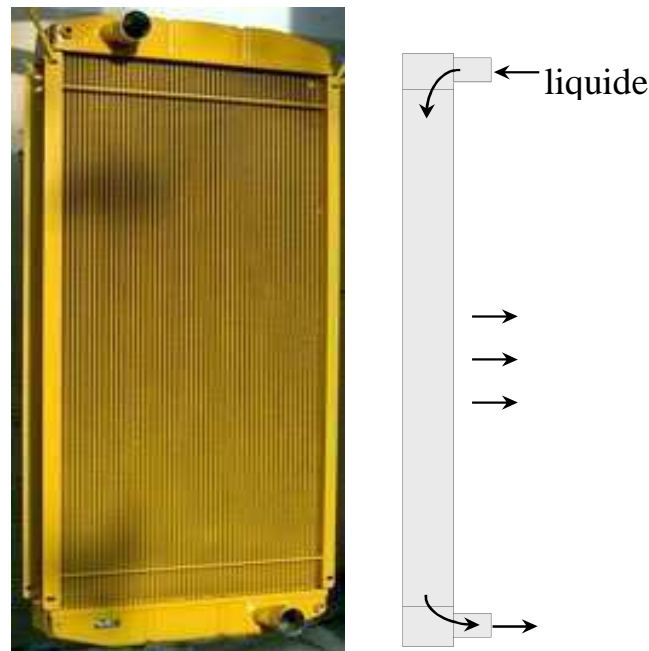


Figure II. 14 : Échangeur à tubes ailette

II.4.1.1.4 Echangeur à tube et calandre

a- Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. [25]

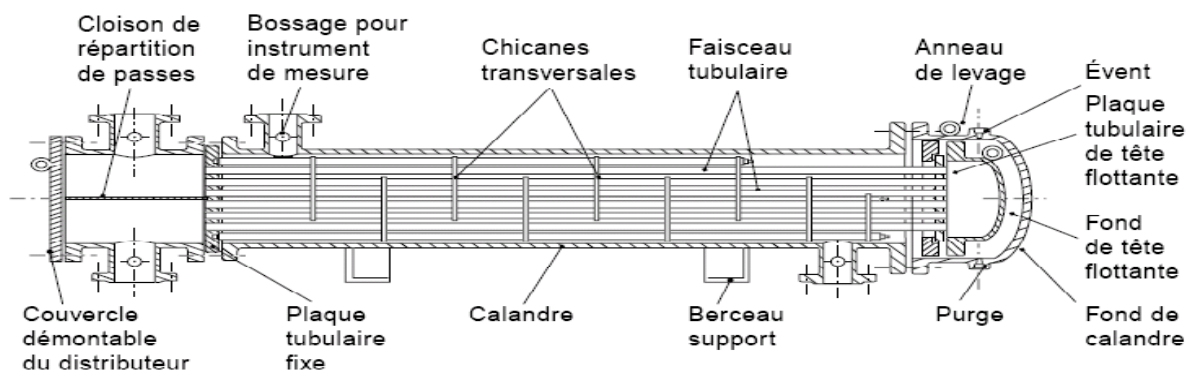


Figure II. 15 : Échangeur à tête flottante

b- Échangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.

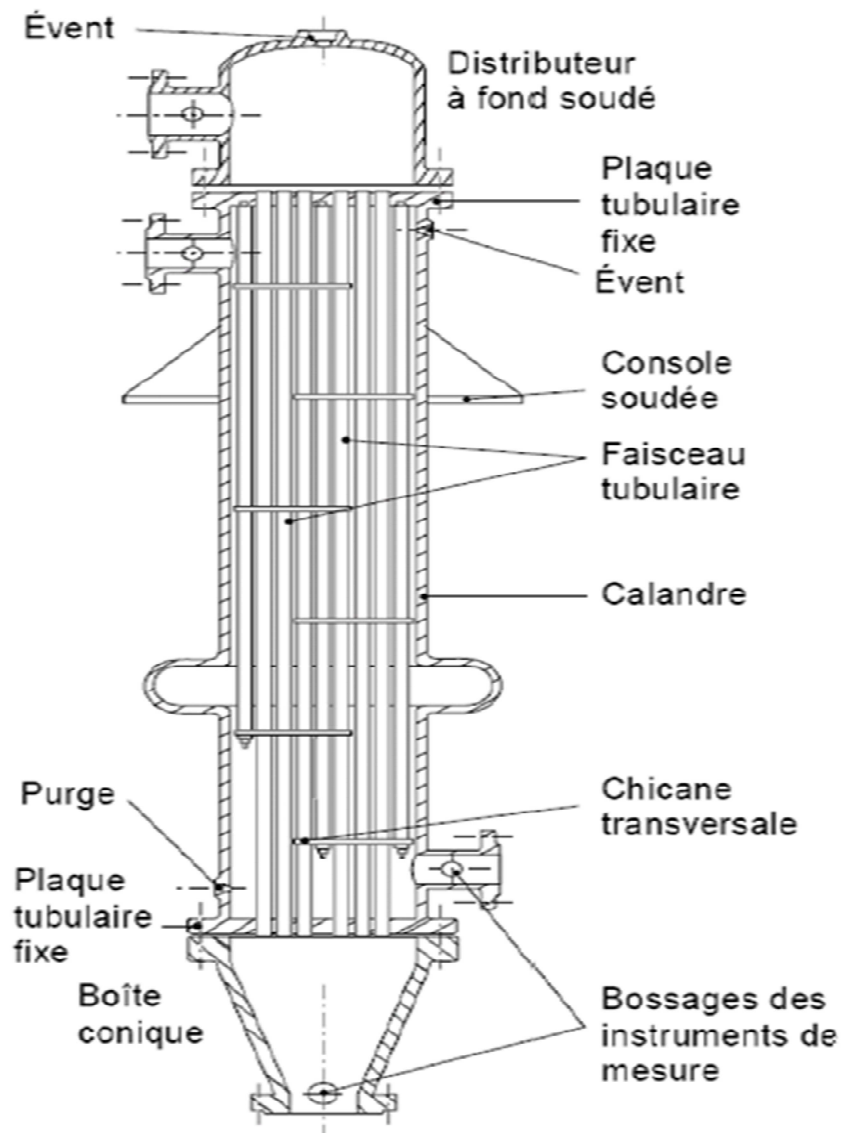


Figure II. 16 : Échangeur à plaque tubulaire fixe

II.4.1.1.5 Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet de la dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique. [25]

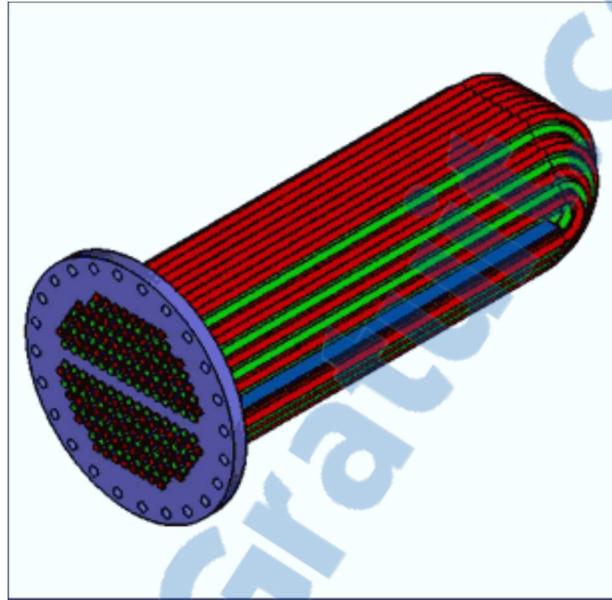


Figure II. 17 : Échangeur à tubes en U

➤ Avantages

- ❖ Résiste aux fortes pressions.
- ❖ Libre dilatation des tubes et du corps.
- ❖ Toutes puissances.

➤ Inconvénients

- ❖ Encombrement
- ❖ Prix de revient élevé
- ❖ Débouchage difficile.

II.4.1.2 Echangeur à plaque

II.4.1.2.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact [23].

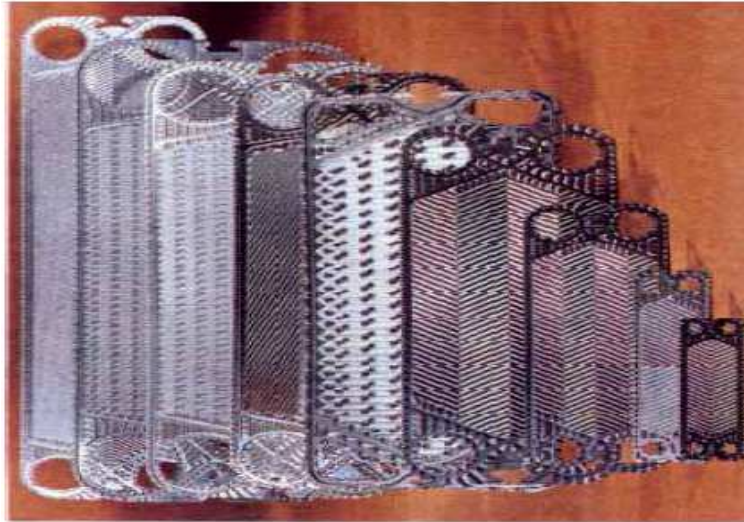


Figure II. 18 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuilles et séparées les unes des autres d'un petit espace (quelques millimètres) où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de la structure d'éviter les fuites.

Les plaques ne sont pas plates, mais possèdent une surface ondulée selon un schéma bien précis afin de créer un flux turbulent synonyme d'un meilleur transfert de chaleur, mais permet également de canaliser les fluides se déplaçant à la surface vers les coins de la plaque. Le fluide se déplace, par exemple, du coin inférieur gauche vers le coin supérieur droit de la plaque, où un orifice lié à un tuyau lui permet de passer de l'autre côté de la plaque et de sauter une couche du millefeuille (un espace entre 2 plaques) avant de s'écouler à nouveau le long de la plaque suivante. Ainsi chaque fluide ne circule parallèlement à une plaque que tous les 2 espaces.

L'avantage de ce type d'échangeur est sa simplicité qui en fait un échangeur peu coûteux et facilement adaptable par ajout/retrait de plaques afin d'augmenter/réduire la surface d'échange en fonction des besoins (Attention : la surface ne peut être augmentée de manière infinie à cause de la perte de charge). La surface en contact avec l'extérieur est réduite au minimum, ce qui permet de limiter les pertes thermiques et l'étroitesse de l'espace où circulent les fluides ainsi que le profil des plaques assurent un flux turbulent qui permet un excellent transfert de chaleur.

Toutefois ces derniers paramètres entraînent une importante perte de charge qui limite le nombre de passage des fluides entre les plaques. Cette perte de charge ne peut être compensée par une pression d'entrée des fluides élevée (< 2.5 MPa) car une trop grande pression causerait des fuites au travers des joints placés entre les plaques. La différence de températures entre les 2 fluides ne doit pas être trop grande également pour éviter une déformation des plaques par dilatation/contraction de ces dernières qui empêcherait les joints entre les plaques d'être parfaitement étanches.

La turbulence permet de réduire l'encrassement de la surface d'échange de 10-25 % par rapport à un échangeur à faisceau tubulaire. Comparativement à un échangeur à faisceau tubulaire la surface d'échange est inférieure de 50 % pour le même transfert de chaleur. [23]

II.4.1.2.2 Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [23].

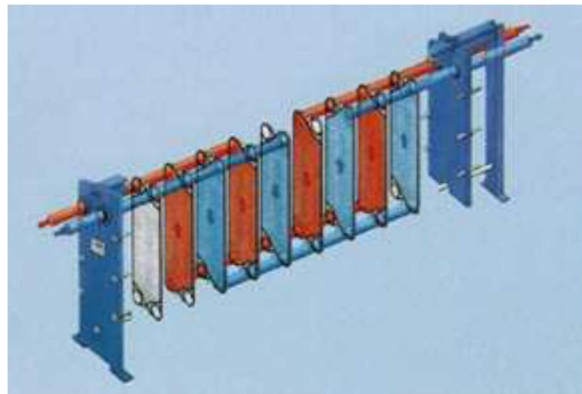


Figure II. 19 : Échangeur à plaque et joint

II.4.1.3 Echangeur à spirales

Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m² pour un diamètre de 3 m, ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire.

Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées. [23]



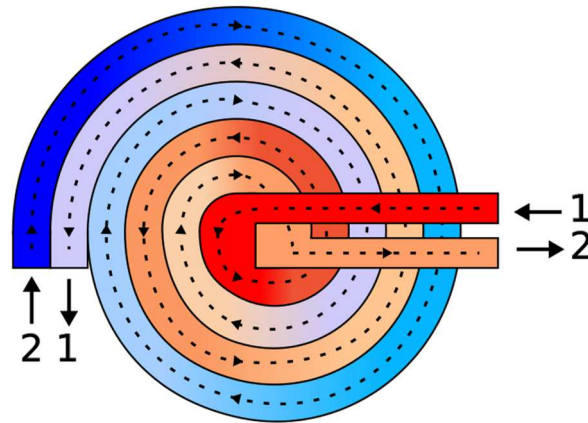


Figure II. 20 : Schéma d'un échangeur à spirale

➤ **Avantages**

- ❖ Grande surface de contact.
- ❖ Large passage.
- ❖ Encombrement réduit.
- ❖ Excellent condenseur.
- ❖ Autonettoyant.

➤ **Inconvénients**

- ❖ Non démontable.
- ❖ Ecart de T limités.

II.4.2 Classification des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On cite les plus importants.

II.4.2.1 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- ❖ A tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ❖ A plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.
- ❖ Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé. [23]

II.4.2.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient. [23]

II.4.2.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non du stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique. [23]

II.4.2.4 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs. [23]

II.4.2.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- ❖ Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- ❖ Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

Tous les différents types des échangeurs cités sont des échangeurs à contact indirect. La partie qui suit est consacrée pour les échangeurs à contact direct. [23]

II.5 Conclusion

Vu l'importance industrielle des échangeurs de chaleur, il existe une diversité de types d'échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans les différents domaines. Les récupérateurs thermiques qui permettent d'introduire une valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de ces échangeurs est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.

Dans ce chapitre quelques types d'échangeurs de chaleur utilisés aux systèmes de rejet de chaleur ont été revus, plus particulièrement, les tours de refroidissement et leurs composants et leur fonctionnement.

Chapitre III :

Etude paramétrique des échanges externes dans une machine à absorption à simple effet

Chapitre III Etude paramétrique des échanges externes dans une machine à absorption à simple effet

III.1 Introduction

Dans ce chapitre on effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption avec un échangeur de solution, utilisant le couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) comme fluide de fonctionnement.

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes. [26]

- Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- Les détentes sont supposées isenthalpiques.
- Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.

III.2 Performance d'une machine à absorption

III.2.1 Principes de base du cycle d'absorption

Le concept des cycles d'absorption en termes de cycles de conversion d'énergie idéalisés fournit une description du fonctionnement des cycles d'absorption dans le contexte plus large de ce qui est thermodynamiquement possible, beaucoup de relations exigent des températures absolues. Ce point sera réitéré lorsque nous arriverons à de telles relations. [15]

III.2.2 Cycles de Carnot

Le cycle de Carnot est utilisé comme cycle de conversion d'énergie idéalisé. Il présente les performances les plus élevées possibles, car il est thermodynamiquement réversible (c'est-

à-dire sans pertes). La figure III.1 montre un cycle de Carnot pour la génération d'énergie sur un diagramme température-entropie (diagramme de T, s). La ligne de traitement AB représente le taux de transfert de chaleur isotherme Q_2 à la température T_2 par rapport à un fluide de travail. Ici, nous utilisons la convention qu'une flèche pointant vers une ligne de processus représente l'énergie fournie au cycle. BC représente la puissance de sortie isentropique, \dot{W} sortie. Le processus CD représente le taux de réjection thermique isotherme Q_1 à la température T_1 , et DA représente la puissance d'entrée isentropique, \dot{W} entrée. Quand on suppose que tous les processus sont réversibles, alors la zone délimitée par ABCD représente la puissance nette produite, $\dot{W} = \dot{W}$ entrée - \dot{W} sortie, et la zone CDEF est le taux d'énergie thermique Q_1 rejeté par le cycle en supposant E et F sont à $T = 0$ K. Toutes les températures sont mesurées en unités absolues.

Pour un processus de production de travail, comme le montre la Figure III.1, les processus suivent une direction dans le sens des aiguilles d'une montre dans le diagramme de T, s. La somme des deux zones est le taux de transfert de chaleur Q_2 (donc, zone ABFE) fourni au cycle. Les taux d'énergie sont liés par la première loi de la thermodynamique. [15]

$$Q_2 = Q_1 + \dot{W} \quad (\text{III.01})$$

Les signes des taux de transfert de chaleur dans l'équation III.01 suivent les directions de la flèche indiquées sur la figure III.1 (c'est-à-dire positifs dans le sens de la flèche). La puissance nette, \dot{W} , est positive pour un cycle de production d'électricité.

Le rendement η pour la production d'énergie est défini comme étant la puissance nette produite divisée par le débit de chaleur fourni à la température élevée.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{Q_2} \quad (\text{III.02})$$

La deuxième loi de la thermodynamique pour le cycle de Carnot présentée à la figure III.1 exige que, pour un fonctionnement réversible, la production nette d'entropie soit nulle. Cela implique que

$$\frac{Q_2}{T_2} - \frac{Q_1}{T_1} = 0 \quad (\text{III.03})$$

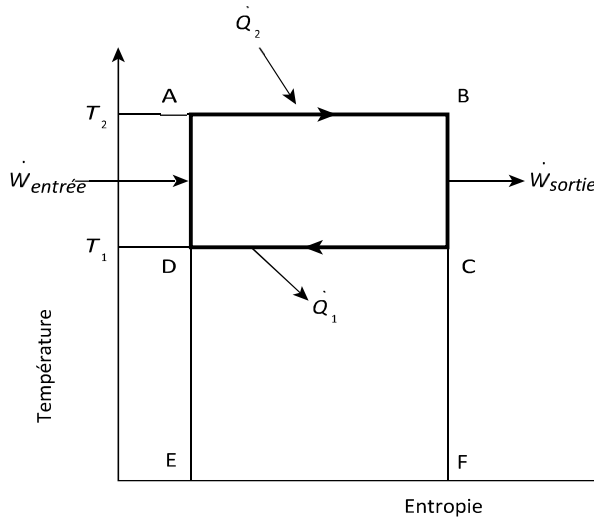


Figure III. 1 Le cycle de Carnot pour la génération d'énergie sur un diagramme température-entropie.

où il est noté que les températures doivent être exprimées en unités de température absolue dans cette équation (et toutes les équations subséquentes dans les sections III.01 à III.03). L'équation III.02 peut être modifiée en une forme qui ne contient que des températures en utilisant les équations III.01 et III.03 en éliminant \dot{W} , ce qui entraîne :

$$\eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{III.04})$$

L'expression de l'équation III.04 est souvent appelée l'efficacité de Carnot pour la production d'électricité. [12]

La figure III.1 montre un cycle de Carnot qui fonctionne comme un cycle de pompe à chaleur dans une application de chauffage. Les directions de tous les processus sont inversées par rapport au cycle de production d'énergie. La chaleur Q_0 est transférée au fluide de travail à T_0 le long de la ligne de traitement GH ; le fluide est comprimé isentropiquement le long de HI; la chaleur est rejetée au taux Q_1 à T_1 , IJ; et le fluide est expansé isentropiquement le long de JG.

Après la discussion de la figure III.2, les zones représentent les taux de transfert d'énergie. La puissance nette requise pour ce cycle est représentée par la surface GHIJ et le taux de chaleur absorbée, Q_0 , par la surface GHKL. La somme des deux zones (zone IJLK) représente le taux de chaleur rejeté à T_1 , Q_1 .

La performance d'une pompe à chaleur est décrite par le rapport du bénéfice obtenu, à savoir le taux de chaleur disponible à haute température, divisé par la dépense, c'est-à-dire la puissance nette requise. Comme cette valeur est toujours supérieure à 1, le terme "coefficient

de performance" (COP) est utilisé habituellement. Pour la pompe à chaleur de la figure III.2, nous obtenons :

$$COP_{ch} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (III.05)$$

Où l'indice « ch » désigne le chauffage. Cette équation est dérivée en utilisant la première et la deuxième loi pour le processus de pompe à chaleur montré dans la figure III.2 et en suivant la même procédure que pour l'équation III.04. En plus de l'utiliser comme cycle de chauffage, le cycle de Carnot

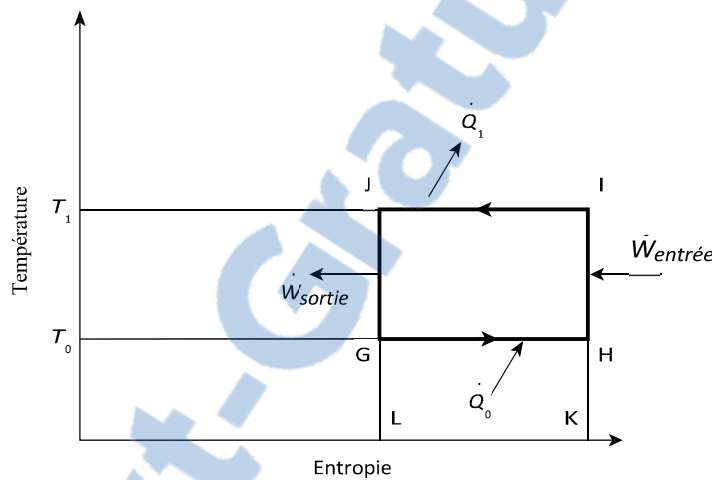


Figure III. 2 Le cycle de Carnot pour le pompage de chaleur sur un diagramme température-entropie

Montré à la figure III.2 peut également être utilisé pour des applications de refroidissement ou de réfrigération. Bien que le cycle lui-même ne change pas, la façon dont nous voyons l'application diffère. Pour la réfrigération, la chaleur retirée à T_0 est d'un intérêt primordial, et la COP de réfrigération est défini comme le rapport de la capacité de refroidissement Q_0 sur l'entrée de puissance. [15]

$$COP_r = \frac{T_0}{T_1 - T_0} \quad (III.06)$$

Où l'indice « r » est utilisé pour désigner que le COP est défini pour la réfrigération. L'équation III.06 est dérivée en appliquant les première et deuxième lois au cycle de la figure III.2. Pour le COP d'un cycle de pompe à chaleur et d'un cycle de réfrigération, la relation suivante peut être dérivée.

$$\text{COP}_r + 1 = \text{COP}_{\text{ch}} \quad (\text{III.07})$$

Cette expression peut être vérifiée en substituant les équations III.05 et III.06 à l'équation III.07. Le concept thermodynamique clé qui sous-tend les mesures de performance de Carnot définies dans les équations III.04 à III.06 est la réversibilité. En d'autres termes, le modèle de Carnot suppose qu'il n'y a pas de pertes thermodynamiques. Comme les systèmes réels impliquent toujours des pertes (tous les processus de transport entraînent des pertes), les relations de Carnot ne fournissent qu'une limite supérieure de la performance du cycle. Dans de nombreux cas, la performance réelle est nettement inférieure à la limite supérieure de Carnot. En gardant ces réserves à l'esprit, les résultats de Carnot sont ensuite appliqués aux cycles d'absorption. [15]

III.3 Modélisation thermodynamique d'une installation à absorption à simple effet

La solution aqueuse de bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$) est l'une des nombreuses autres solutions largement utilisées dans les systèmes à absorption utilisés à des fins de chauffage et de refroidissement [15]. Ce couple est utilisé depuis les années 1950 lorsque cette technologie a été lancée par plusieurs fabricants américains [15] où l'eau agit comme réfrigérant qui absorbe et élimine la chaleur de l'environnement spécifique tandis que le bromure de lithium devient absorbant.

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

Un système frigorifique à absorption au couple $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ est un cycle thermique nécessitant de la chaleur pour fonctionner d'une part et il rejette de l'énergie thermique à son

environnement d'autre part. Il produit du froid souvent à une pression inférieure à la pression atmosphérique (des pressions de travail qui ne dépassent pas 10 kPa). [27]

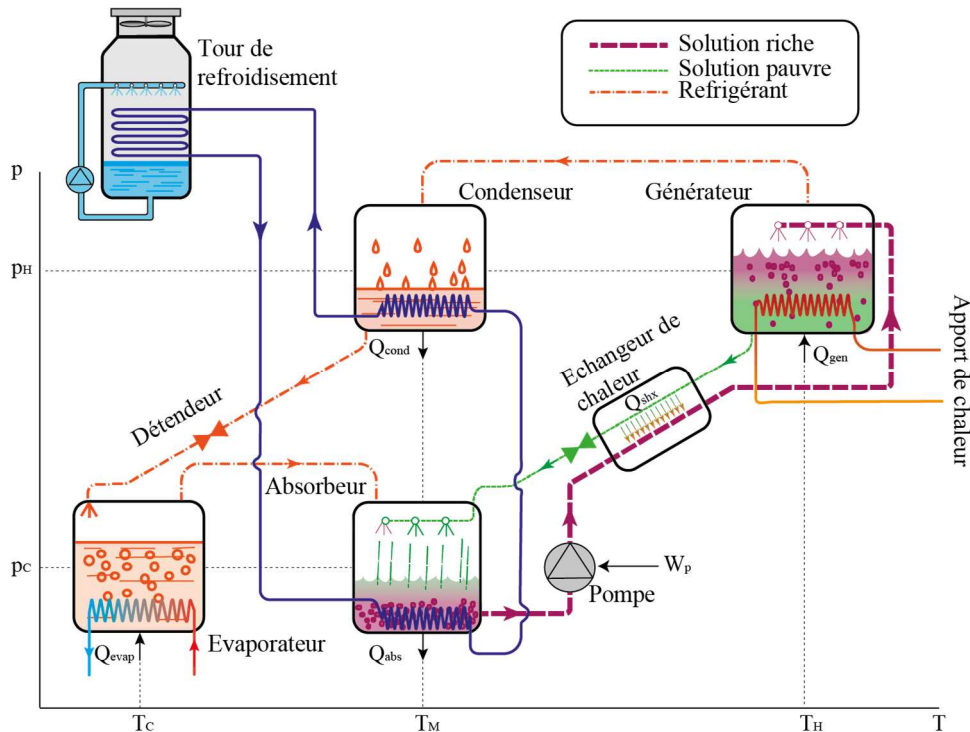


Figure III. 3 : Représentation d'une machine à absorption.

La figure III.4 illustre une représentation typique des composants d'un système de réfrigération à absorption et qui peut être schématisée sur un diagramme de Dühring qui décrit le cycle en considérant les niveaux de température et de pression de chaque composant et leurs positions dans le système, ainsi que leur transfert d'énergie. Un diagramme de Dühring ne peut montrer que schématiquement les états saturés alors que les états surchauffés et sous-refroidis ne peuvent pas être présentés avec précision.

L'absorbeur est une enceinte où la solution binaire et la vapeur de réfrigérant sont mélangés ensemble. Le processus d'absorption ne peut se produire que si l'absorbeur est à un niveau sensible de basse température, d'où la nécessité du système de rejet de chaleur. Ce processus génère une chaleur latente de condensation et élève la température de la solution. Une température d'absorption inférieure signifie plus de capacité de réfrigération en raison du débit de réfrigérant plus élevé provenant de l'évaporateur.



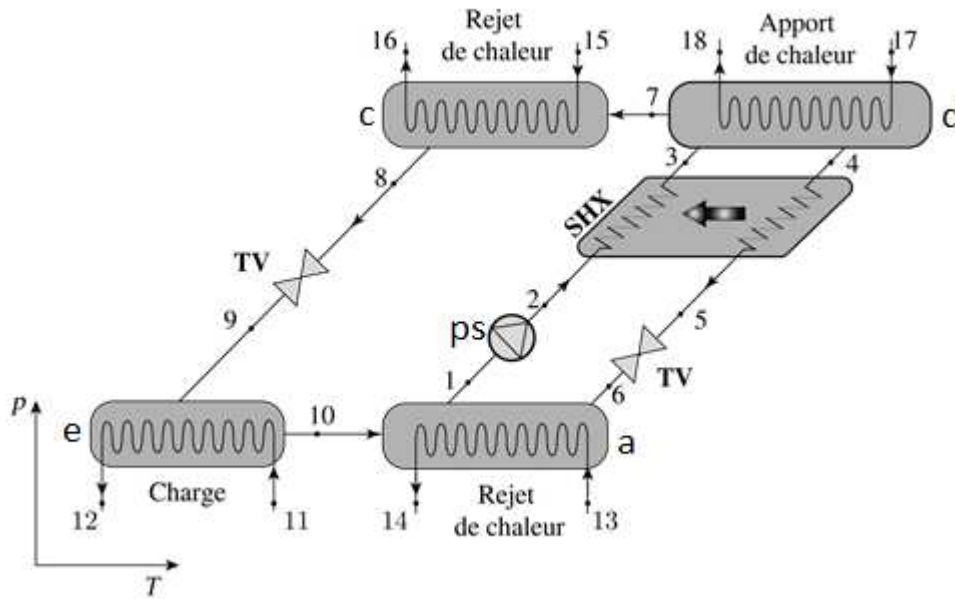


Figure III. 4 : Points figuratifs d'un système de réfrigération à absorption

La solution riche à la sortie de l'absorbeur (a) est pompée à l'aide de la pompe de solution (ps), elle échange de la chaleur avec la solution pauvre provenant du désorbeur (d) dans un échangeur intermédiaire SHX avant d'entrer au désorbeur. L'apport de chaleur au niveau du désorbeur libère la vapeur de réfrigérant qui passe au condenseur (c) et la solution pauvre est renvoyée à l'absorbeur. La chaleur libérée au cours de la condensation est évacuée par le système de rejet de chaleur. Le réfrigérant sous forme de liquide saturé est détendu dans une vanne de détente (TV) et entre dans l'évaporateur (e).

La modélisation du système repose sur un bilan massique et énergétique au niveau de chaque composant de l'installation. Il est possible, par la suite, d'utiliser le modèle pour étudier ces interactions avec l'environnement, notamment celles liées à l'apport et au rejet de chaleur.

III.3.1 Bilan massique et énergétique

III.3.1.1 Au niveau de l'absorbeur

La chaleur dégagée par le processus de mélange du réfrigérant et de la solution (absorption) est égale à la chaleur évacuée par le système de rejet de chaleur :

$$Q_a = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) = UA_a * DTL M_a \quad (III.08)$$

L'équilibre massique du sel au niveau de l'absorbeur est donné par :

$$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} = \dot{m}_1 x_1 \quad (\text{III.09})$$

Puisque la vapeur de réfrigérant ne contient pas de sel, l'équation précédente devient :

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1 \quad (\text{III.10})$$

Le bilan massique est exprimé par :

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \quad (\text{III.11})$$

La différence de température logarithmique moyenne servant au calcul de la surface d'échange de l'absorbeur est donnée par :

$$DTLM_a = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}}\right)} \quad (\text{III.12})$$

III.3.1.2 Au niveau du désorbeur

L'équilibre massique du sel au niveau du désorbeur est déterminé par :

$$\dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_3 x_3 \quad (\text{III.13})$$

Qui devient :

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_3 x_3 \quad (\text{III.14})$$

Le bilan massique à ce niveau est :

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3 \quad (\text{III.15})$$

L'apport de chaleur nécessaire à la désorption est partagé entre le réfrigérant qui regagne le condenseur et les solutions riche provenant de l'échangeur SHX et pauvre qui sort du désorbeur :

$$Q_d = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) = UA_d * DTLM_d \quad (\text{III.16})$$

La différence de température logarithmique moyenne servant au calcul de la surface d'échange du désorbeur est donnée par :

$$DTLM_d = \frac{(T_{17} - T_4) - (T_{18} - T_3)}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_{18} - T_3}\right)} \quad (\text{III.17})$$

III.3.1.3 Au niveau du condenseur

Au niveau du condenseur, la chaleur dégagée de la condensation est évacuée le système de rejet de chaleur et la $DTLM_c$ sont comme suit :

$$Q_c = \dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) = UA_c * DTLM_c \quad (\text{III.18})$$

$$DTLM_c = \frac{(T_7 - T_{16}) - (T_8 - T_{15})}{\ln\left(\frac{T_7 - T_{16}}{T_8 - T_{15}}\right)} \quad (\text{III.19})$$

III.3.1.4 Au niveau de l'évaporateur

Ainsi, au niveau de l'évaporateur :

$$Q_e = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11}) = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) = UA_e * DTLM_e \quad (\text{III.20})$$

$$DTLM_e = \frac{(T_{11} - T_{10}) - (T_{12} - T_9)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_{10}}{T_{12} - T_9}\right)} \quad (\text{III.21})$$

III.3.1.5 Au niveau de l'échangeur intermédiaire SHX

L'échangeur intermédiaire SHX assure un échange de chaleur qui bénéficie à la solution riche provenant de l'absorbeur qui se trouve ainsi chauffée en refroidissant la solution pauvre provenant du désorbeur. Le bilan énergétique à ce niveau ainsi que l'efficacité de cet échangeur sont donnés respectivement par :

$$\dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (\text{III.22})$$

$$\epsilon_{SHX} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (\text{III.23})$$

La différence de température logarithmique moyenne servant au calcul de la surface d'échange de l'échangeur intermédiaire SHX est donnée par :

$$DTLM_{SHX} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad (\text{III.24})$$

III.3.1.6 Au niveau de la pompe de solution

Le pompage de la solution ne consomme qu'une petite quantité d'énergie par rapport aux autres quantités de chaleur mises en jeu dans le système. Bien que l'existence de la pompe de solution puisse être ignorée lors de l'établissement du bilan, l'expérience montre que la pompe est un composant critique qui doit être soigneusement conçu [15]. La puissance consommée par cette pompe peut être estimée par :

$$\dot{W}_{PS} = \dot{m}_1 v_1 \frac{p_2 - p_1}{\eta_{PS}} \quad (\text{III.25})$$

Cette quantité peut aussi être calculée par :

$$\dot{W}_{PS} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (\text{III.26})$$

III.3.1.7 Au niveau de la vanne de détente

Une vanne de détente est un composant qui réduit la pression et divise deux niveaux de pression différents. Dans un modèle simple d'un système de réfrigération à absorption à simple effet, on suppose que le changement de pression se produit uniquement au niveau de la vanne de détente et de la pompe de solution. Il n'y a pas de chaleur ajoutée ou retirée du fluide de travail au niveau du détenteur. L'enthalpie du fluide de travail reste la même des deux côtés.

III.3.1.8 Détermination du coefficient de performance COP

$$COP = \frac{Q_e}{Q_d + \dot{W}_{PS}} = \frac{\dot{m}_9 (h_{10} - h_9)}{\dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) + \dot{m}_1 (h_2 - h_1)} \quad (\text{III.27})$$

III.3.2 Simulation EES (Engineering Equation Solver)

La modélisation du système de réfrigération à absorption est réalisée par le logiciel EES (Engineering Equation Solver), un logiciel d'ingénierie informatique publié par F-Chart Software [28].

Ce logiciel peut être utilisé dans le cadre de plusieurs disciplines scientifiques : la thermodynamique, la mécanique des fluides le transfert de chaleur et la chimie.

Dans notre travail on utilise ce logiciel pour tracer les cycles de réfrigération à absorption simple effet et pour faire une étude paramétrique d'une machine à absorption.

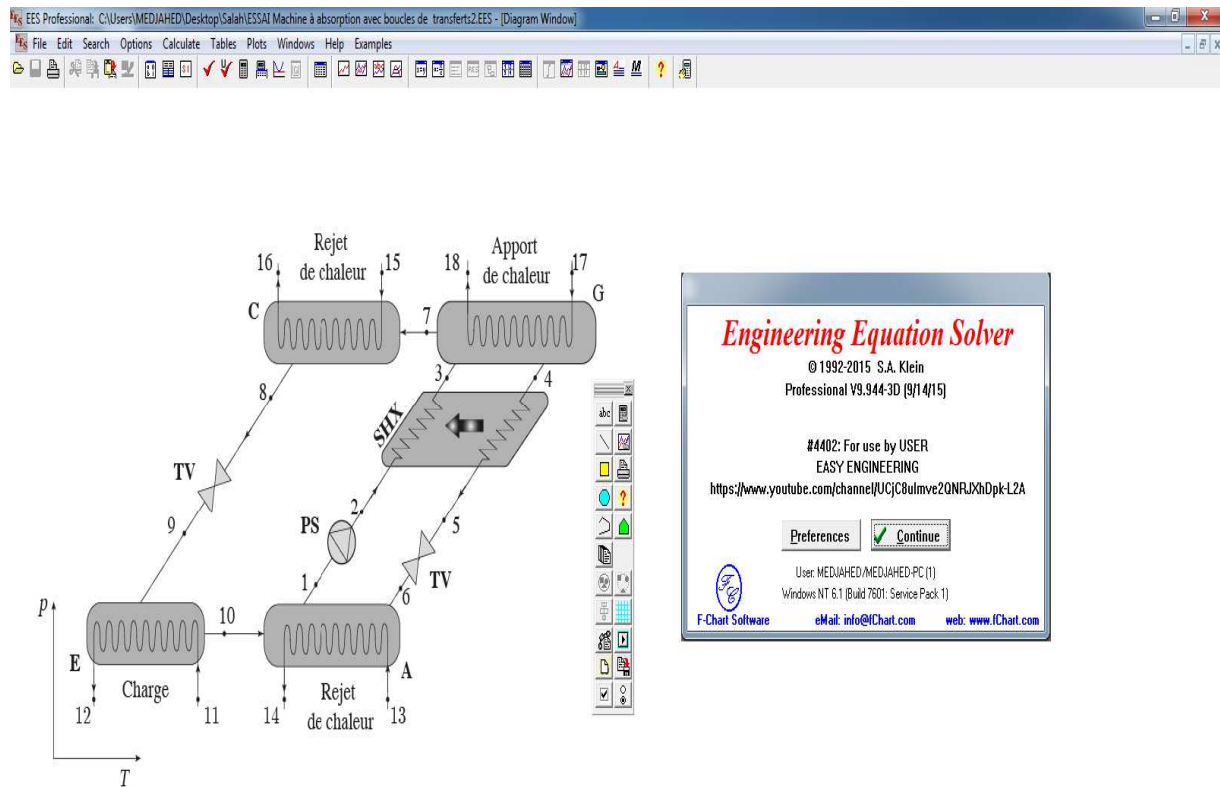


Figure III. 5 Logiciel EES

III.3.2.1 Conditions d'utilisation du refroidisseur d'eau à effet unique / bromure de lithium

Un cycle d'absorption à effet unique utilisant de l'eau / du bromure de lithium comme fluide de travail est peut-être la manifestation la plus simple de la technologie de la pompe à chaleur à absorption. Un schéma cyclique de cette configuration est fourni à la Figure III.4. Les principaux composants sont étiquetés.

Un ensemble de conditions de fonctionnement pour le cycle des Figures III.4 est listé dans le Tableau III.1. Cet ensemble de conditions a été généré en imposant des bilans de masse et d'énergie sur les composants et l'ensemble du cycle.

TABLEAU III. 1 : Les conditions de fonctionnement à simple effet

Nom de l'entrée	Valeur	Nom de l'entrée	Valeur
\mathcal{E}_{SHX}	0,64	T_{13} (° C)	25
\dot{m}_1 (kg / sec)	0,05	\dot{m}_{13} (kg / sec)	0,28
UA_a (kW / K)	1.8	T_{15} (° C)	25
UA_c (kW / K)	1,2	\dot{m}_{15} (kg / sec)	0,28
UA_d (kW / K)	1.0	T_{11} (° C)	10
UA_e (kW / K)	2,25	\dot{m}_{11} (kg / sec)	1
Q[8]	0	T_{17} (° C)	100
Q[10]	1	\dot{m}_{17} (kg / sec)	0,4

III.3.3 Etude paramétrique du cycle

Le modèle du cycle à absorption à simple effet est simplifié en supposant qu'il n'y a que deux niveaux de pression qui règnent dans le cycle, en négligeant les pertes de pression des canalisations de raccordement. Cela signifie que le désorbeur et le condenseur ainsi que l'évaporateur et l'absorbeur sont sous le même niveau de pression. Le niveau de pression le plus élevé est déterminé à partir de la pression du liquide saturé à la sortie du condenseur tandis que le niveau de pression inférieur est déterminé à partir de la température du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur.

La haute pression dans une machine à absorption au couple H₂O-LiBr à simple effet est typiquement une pression absolue inférieure à 10 kPa. Ainsi, toute la machine fonctionne bien en dessous de la pression atmosphérique. Cette caractéristique nécessite une conception hermétique pour éviter les fuites d'air. Les basses pressions limitent également la conception des composants car les pertes de charge visqueuses doivent être minimisées.

L'état thermodynamique de chacun des points du cycle doit être défini. Trois des points sont des liquides saturés (1, 4 et 8), l'un est une vapeur saturée (10), trois sont sous-refroidis (2, 3 et 5), l'autre est de la vapeur surchauffée (7) et deux sont des états vapeur-liquide. Le titre de la vapeur est supposé pour quatre points d'état. Ce sont les trois états liquides saturés (1, 4 et 8) et l'état de vapeur saturée (10). Ces hypothèses sont faites pour faciliter la modélisation. Dans une machine réelle, les conditions de ces points ne sont pas exactement saturées.

Les modèles sont établis à des conditions d'équilibre, avec les hypothèses suivantes :

- L'échangeur de chaleur est bien isolé de l'environnement ; signifie qu'il n'y a que l'échange de chaleur entre le flux de fluide chaud et froid.
- Les changements d'énergie potentielle et cinétique pendant l'échange de chaleur sont ignorés.

La modélisation du système de réfrigération à absorption est réalisée par le logiciel EES (Engineering Equation Solver), un logiciel d'ingénierie informatique publié par F-Chart Software [28].

III.4 Influence de l'apport de chaleur

Lors du fonctionnement d'une machine à absorption, une modification de n'importe quelle variable d'entrée entraîne des changements de toutes les autres variables dépendantes. Quand une entrée change, le cycle entier réagit pour atteindre une nouvelle condition d'équilibre de fonctionnement.

La *figure III.6* illustre un exemple de la réaction du cycle à un changement de condition de fonctionnement. En effet, une variation de la température du fluide générateur au niveau du désorbeur induit des changements des pressions régnant dans la machine, en l'occurrence, les pressions de fonctionnement et la valeur du COP correspondante. Cette dépendance donne des indications importantes quant à la combinaison optimale des pressions de fonctionnement. On y constate que le COP prend sa valeur maximale, $COP_{max} = 0.732$, pour une plage de températures 73.7-80 °C correspondant à un intervalle de basse pression de 0.827-0.882 kPa et 5.125-5.613 kPa pour la haute pression. Cette figure montre aussi que l'augmentation de la température de désorption augmente la différence des pressions de travail qui est de l'ordre de 4.857-0.916 kPa pour 70 °C et 9.338-0.707 kPa pour 120 °C.

La *figure III.7* illustre l'influence de la température de désorption sur les quantités de chaleur mises en jeu aux différents coins de l'installation. Il est certain que l'augmentation de cette température est bénéfique quant à l'accélération du processus de désorption. Toutefois, on constate que cette même augmentation induit de façon inévitable une hausse des quantités de chaleur au niveau de l'absorbeur et du condenseur qu'il est impératif d'évacuer en utilisant des systèmes de rejet chaleur plus grands et donc plus encombrants.

La figure III.8 montre un autre aspect de l'influence de l'apport de chaleur qui concerne le coefficient global de transfert de chaleur qui est un paramètre reflétant la taille du désorbeur. On y relève que le COP prend sa valeur maximale de 0.732 pour un coefficient global compris dans l'intervalle 0.258-0.338 kW/K correspondant à un intervalle de capacité frigorifique 6.312-7.283 kW.

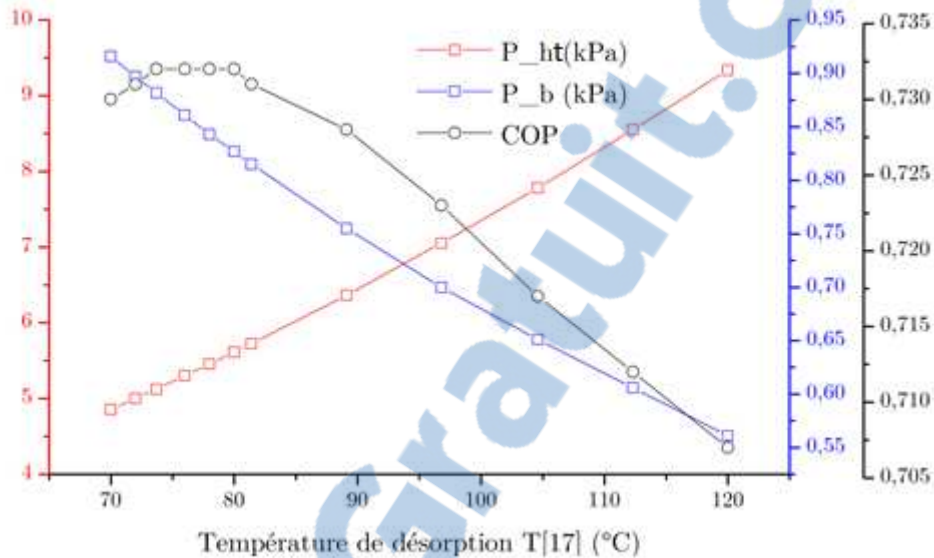


Figure III. 6 : Influence de la température du fluide générateur sur les pressions de travail et le COP

Si l'on met en confrontation cette dépendance avec celle illustrée par la figure III.9 représentant l'influence du débit du fluide générateur sur le COP et la capacité frigorifique, on constate que cette dernière varie proportionnellement avec et le débit et la température de désorption alors que le COP diminue avec le débit du fluide générateur. Cela fait allusion à l'optimisation qui doit être faite vis-à-vis de la conciliation de ces deux paramètres qui déterminent la performance du désorbeur.

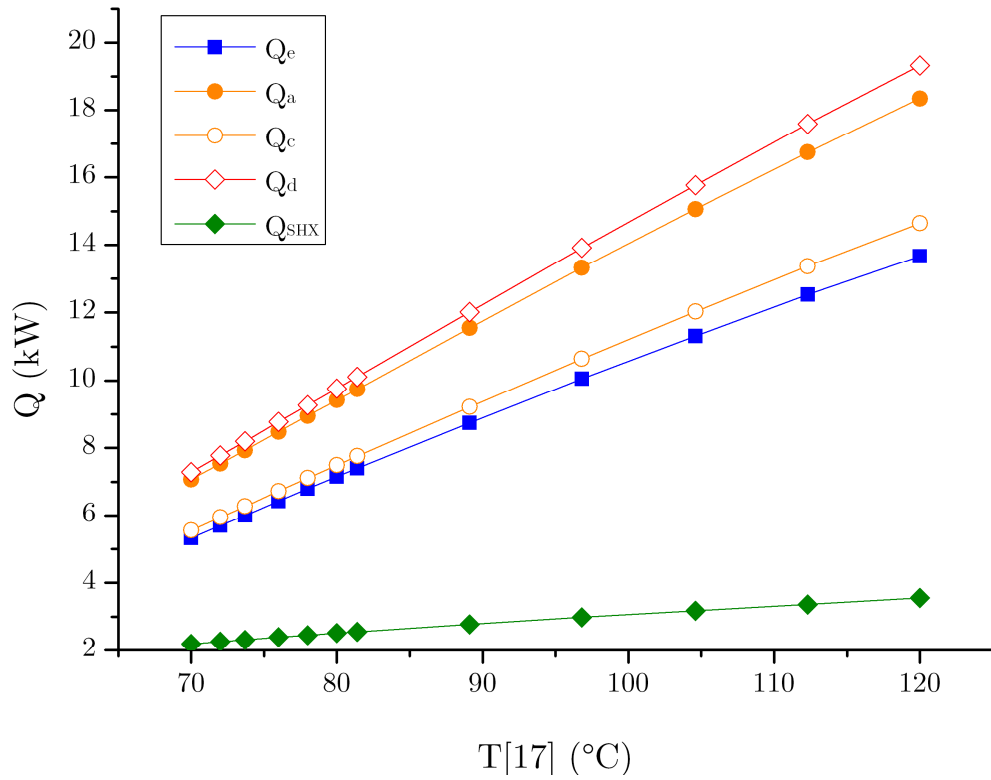


Figure III. 7 : Influence des quantités de chaleur mises en jeu

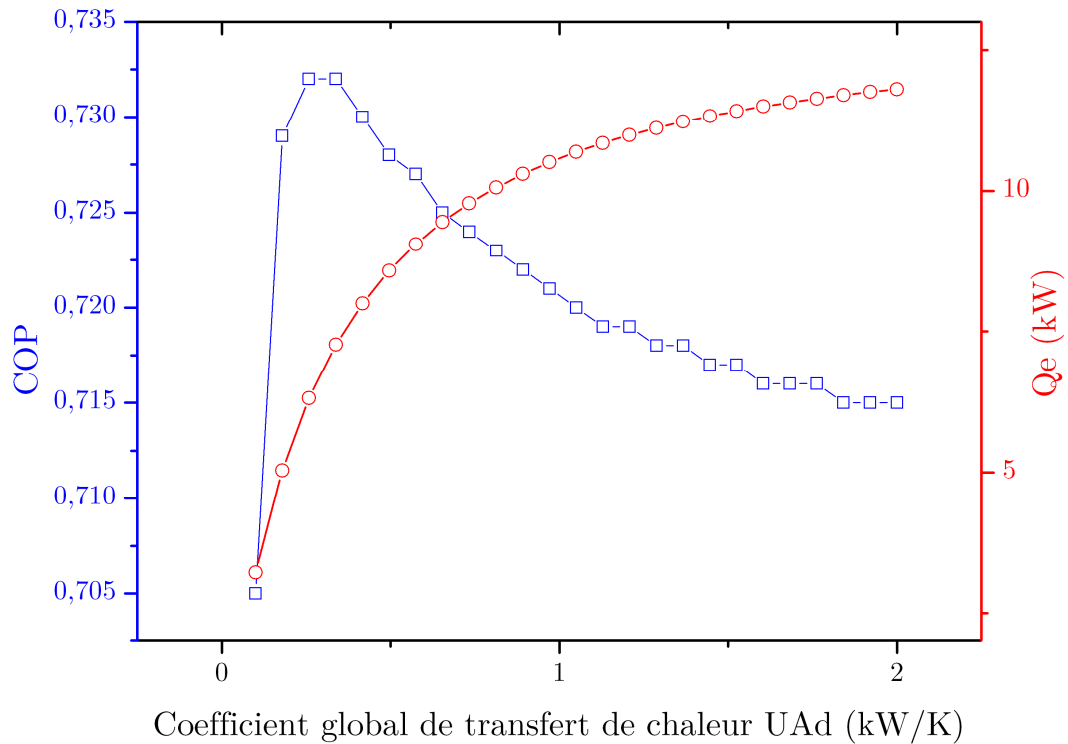


Figure III. 8 : Influence de la taille du désorbeur le COP et la capacité frigorifique

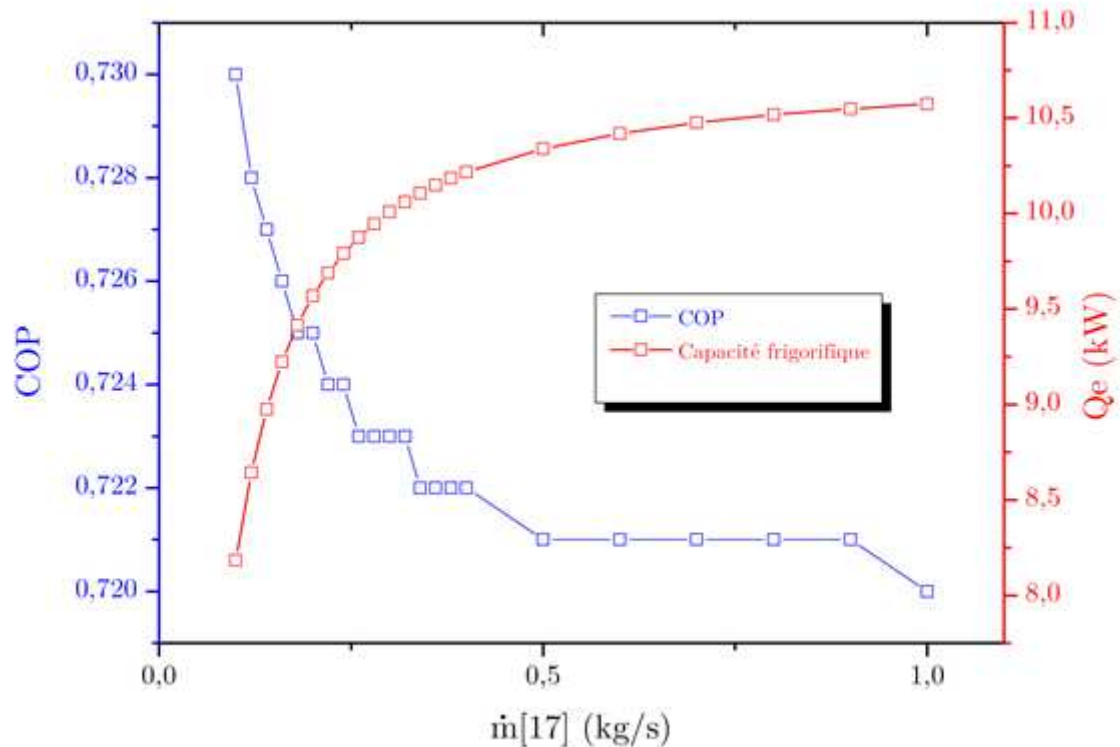


Figure III. 9 : Influence du débit du fluide générateur sur le COP et la capacité frigorifique

III.5 Influence du rejet de chaleur sur les performances du cycle

Le rejet de chaleur est effectué au niveau de l'absorbeur et du condenseur. Le circuit de refroidissement regagne un autre composant (*tour de refroidissement*) qui ne figure pas sur le schéma de l'installation et qui se charge d'évacuer la chaleur excédante du système. La technologie de ce composant n'est pas abordée dans ce document.

La figure III.10 illustre l'influence de la température de rejet de chaleur au niveau de l'absorbeur sur les pressions de travail et le COP. Il est à constater qu'à la différence de l'influence de la température de désorption, l'augmentation de la température de rejet de chaleur dans un intervalle compris entre 15 °C et 35 °C, les pressions de travail évoluent de façon proportionnelle. Quant à la valeur du COP, on relève une diminution dans un intervalle compris entre 0.654-0.493 avec une valeur maximale pour 15 °C.



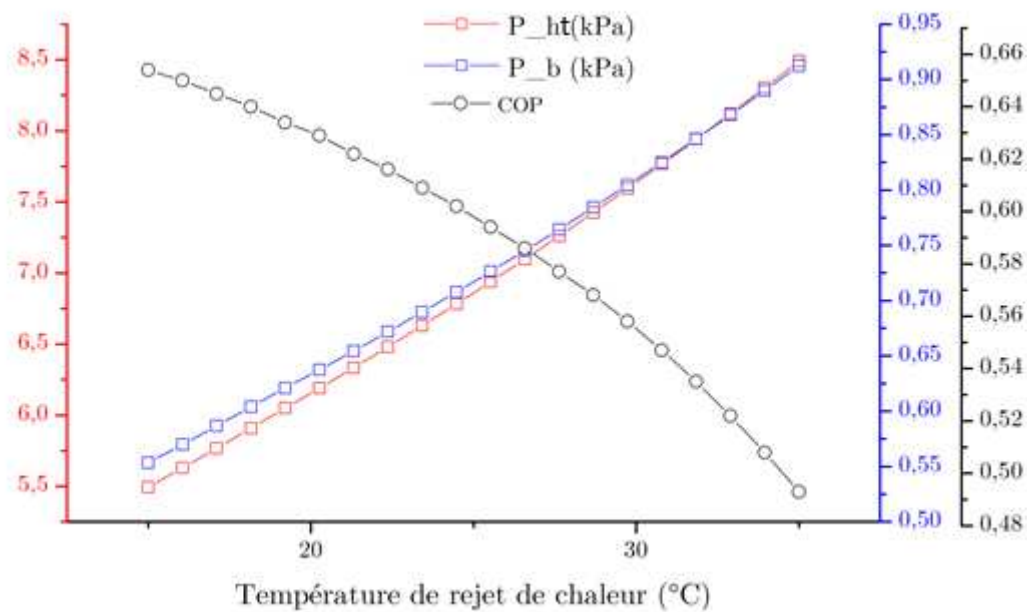


Figure III. 10 : Influence de la température de rejet de chaleur sur le COP et les pressions de travail

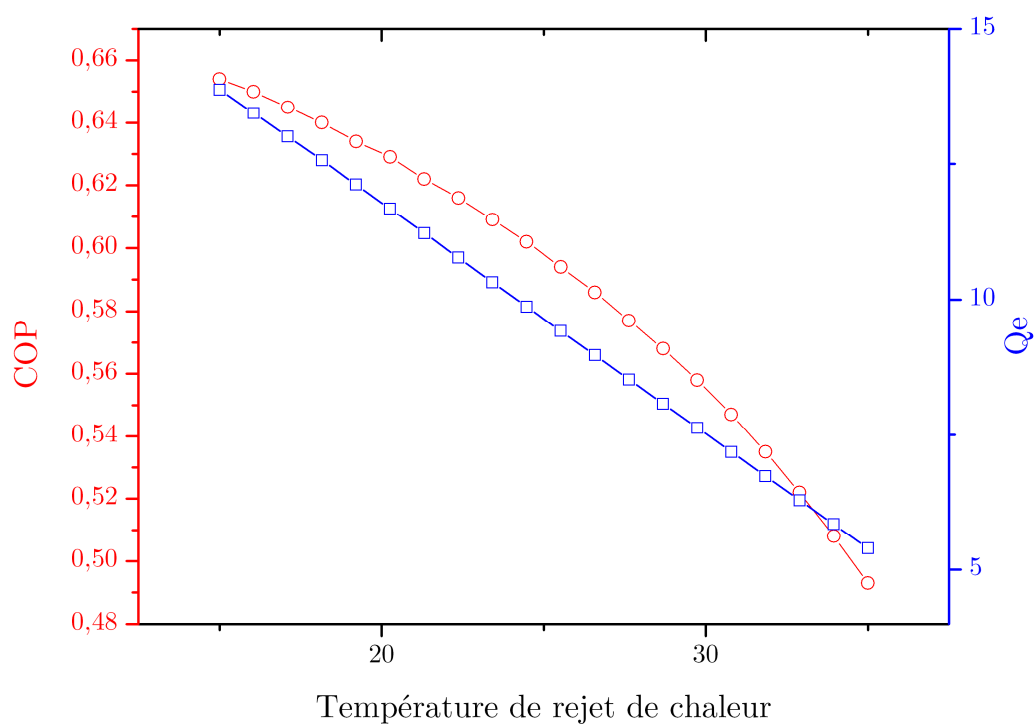


Figure III.11 : Influence de la température de rejet de chaleur sur le COP et la capacité frigorifique

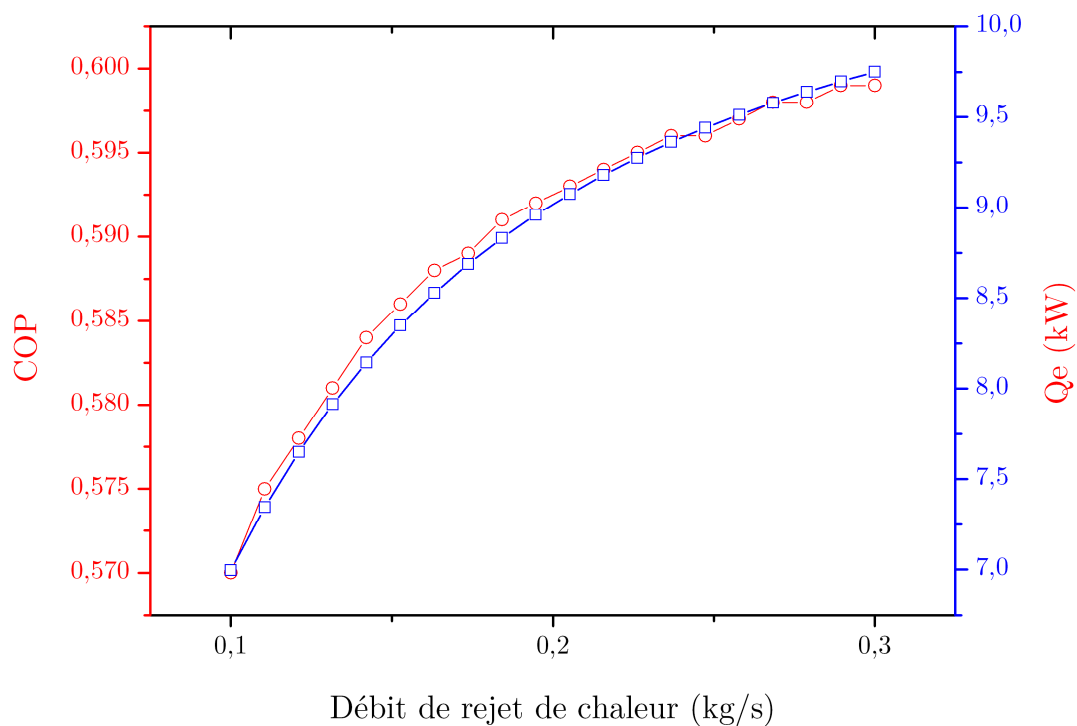


Figure III. 12 : Influence du débit de rejet de chaleur sur le COP et la capacité calorifique

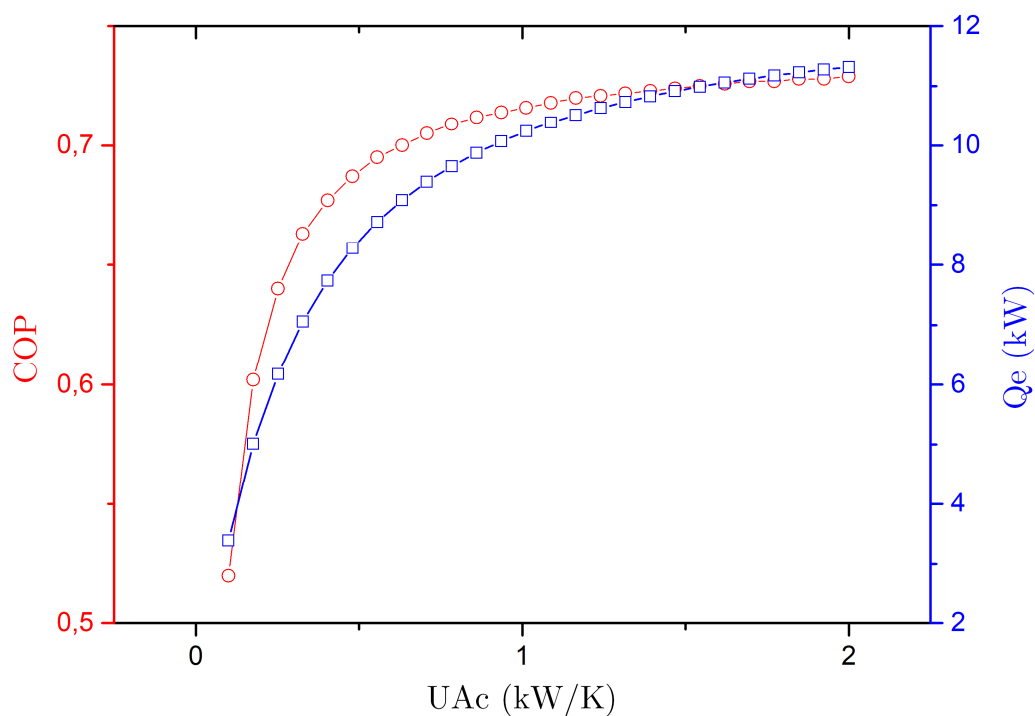


Figure III. 13 : Influence du coefficient global de transfert de chaleur du condenseur sur le COP et la capacité calorifique

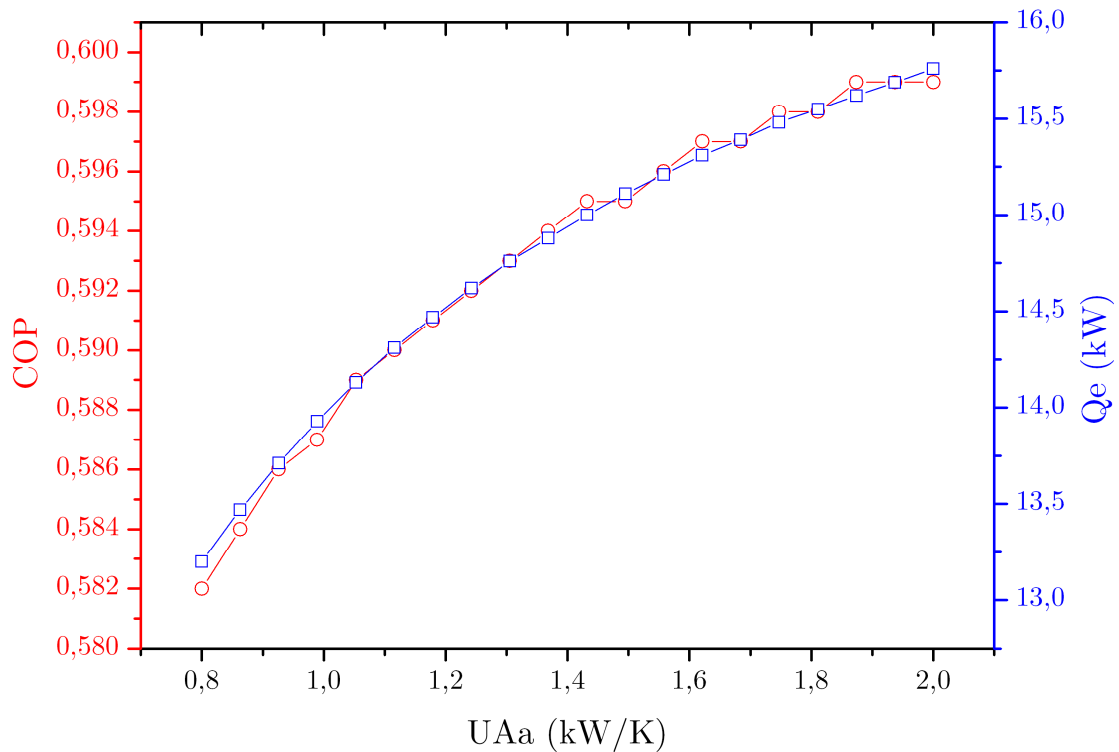


Figure III. 14 : Influence du coefficient global de transfert de chaleur de l'absorbeur sur le COP et la capacité calorifique

Dans ce même contexte, l'influence de la température du fluide de refroidissement agit de façon similaire sur la capacité frigorifique qui diminue de façon identique que le COP, *figure III.11*.

Par contre, l'influence du débit du fluide de refroidissement de l'absorbeur agit de façon antagoniste par rapport à celle de la température de rejet. En effet une augmentation du débit accroît le COP et la capacité frigorifique, *figure III.12*. Le même constat est émis quant à l'optimisation qui doit être faite pour la conciliation de ces deux paramètres déterminant la taille et les performances de l'absorbeur.

Les *figures III.13* et *III.14* illustrent l'influence de la taille des deux composants de rejet de chaleur à travers les coefficients globaux de transfert de chaleur. Il est à constater que plus ces coefficients sont importants, plus le COP et la capacité frigorifique sont importants. Certes, ces échangeurs évacuent rapidement et efficacement l'excédent de chaleur et permettent d'atteindre des performances relativement importantes mais pénalisent le coût d'investissement d'une part par leurs tailles (surfaces d'échange importantes) et d'une tour de refroidissement de taille aussi importante d'autre part.

III.6 Conclusions

Dans ce chapitre, une simulation d'une installation de réfrigération à absorption à simple effet a été présentée. Le modèle thermodynamique de la machine à absorption à simple effet basé sur un bilan massique et énergétique est similaire dans une large mesure aux modèles fondamentaux que l'on rencontre dans la littérature. Compte tenu des hypothèses adoptées notamment celles liées à la supposition des points de saturation de la solution binaire au niveau des différents points indiqués, le modèle ne peut simuler de façon réaliste les systèmes réels de réfrigération à absorption. Toutefois, il est en mesure à travers l'étude paramétrique considérée de prévoir les flux d'énergie mis en jeu. Il est certain que l'augmentation de la température de désorption est bénéfique quant à l'accélération du processus de désorption. Toutefois, on constate que cette même augmentation induit de façon inévitable une hausse des quantités de chaleur au niveau de l'absorbeur et du condenseur qu'il est impératif d'évacuer en utilisant des systèmes de rejet chaleur plus grands et donc plus encombrants. Ce constat reste valable pour les composants de rejet de chaleur qui pénalisent le coût d'investissement par leur taille.

CONCLUSION GENERALE

L'absorption est polyvalente en termes d'utilisation de l'énergie primaire, elle est capable de remplacer les systèmes à compression mécanique pour assurer la climatisation en utilisant le gaz naturel ou l'énergie solaire comme énergie primaire afin de limiter la consommation électrique.

Le but de ce travail est d'étudier la machine à absorption en effectuant une simulation numérique en vue d'étudier les échanges externes de chaleur avec l'environnement. L'étude de simulation a été réalisée sous environnement EES.

Une présentation des différentes technologies utilisées dans le domaine de climatisation à absorption. Une comparaison de ces technologies avec leurs avantages et inconvénients, et l'importance des composants complémentaires pour un fonctionnement réussi de la machine.

La simulation a permis de conclure ce qui suit :

- La variation de la température du fluide générateur au niveau du désorbeur induit des changements des pressions régnant dans la machine, en l'occurrence, les pressions de fonctionnement et la valeur du COP correspondante. Cette dépendance donne des indications importantes quant à la combinaison optimale des pressions de fonctionnement. On y constate que le COP prend sa valeur maximale, $COP_{max} = 0.732$, pour une plage de températures 73.7-80 °C correspondant à un intervalle de basse pression de 0.827-0.882 kPa et 5.125-5.613 kPa pour la haute pression.
- L'augmentation de la température de désorption est bénéfique quant à l'accélération du processus de désorption. Toutefois, on constate que cette même augmentation induit de façon inévitable une hausse des quantités de chaleur au niveau de l'absorbeur et du condenseur qu'il est impératif d'évacuer en utilisant des systèmes de rejet chaleur plus grands et donc plus encombrants.
- L'influence de l'apport de chaleur qui concerne le coefficient global de transfert de chaleur qui est un paramètre reflétant la taille du désorbeur. On y relève que le COP prend sa valeur maximale de 0.732 pour un coefficient global compris dans l'intervalle 0.258-0.338 kW/K correspondant à un intervalle de capacité frigorifique 6.312-7.283 kW.

- L'influence du débit du fluide générateur sur le COP et la capacité frigorifique, on constate que cette dernière varie proportionnellement avec le débit et la température de désorption alors que le COP diminue avec le débit du fluide générateur. Cela fait allusion à l'optimisation qui doit être faite vis-à-vis de la conciliation de ces deux paramètres qui déterminent la performance du désorbeur.
- L'influence de la température de rejet de chaleur au niveau de l'absorbeur sur les pressions de travail et le COP. Il est à constater qu'à la différence de l'influence de la température de désorption, l'augmentation de la température de rejet de chaleur dans un intervalle compris entre 15 °C et 35 °C, les pressions de travail évoluent de façon proportionnelle. Quant à la valeur du COP, on relève une diminution dans un intervalle compris entre 0.654-0.493 avec une valeur maximale pour 15 °C.
- L'influence de la température du fluide de refroidissement agit de façon similaire sur la capacité frigorifique qui diminue de façon identique que le COP
- L'influence du débit du fluide de refroidissement de l'absorbeur agit de façon antagoniste par rapport à celle de la température de rejet. En effet une augmentation du débit accroît le COP et la capacité frigorifique
- L'influence de la taille des deux composants de rejet de chaleur à travers les coefficients globaux de transfert de chaleur. Il est à constater que plus ces coefficients sont importants, plus le COP et la capacité frigorifique sont importants

Le modèle thermodynamique de la machine à absorption à simple, similaire dans une large mesure aux modèles fondamentaux que l'on rencontre dans la littérature, est en mesure de prévoir les flux d'énergie mis en jeu dans le système. Il est certain que l'augmentation de la température de désorption est bénéfique quant à l'accélération du processus de désorption. Toutefois, on constate que cette même augmentation induit de façon inévitable une hausse des quantités de chaleur au niveau de l'absorbeur et du condenseur qu'il est impératif d'évacuer en utilisant des systèmes de rejet chaleur plus grands et donc plus encombrants. Ce constat reste valable pour les composants de rejet de chaleur qui pénalisent le coût d'investissement par leur taille.

Bibliographie

- [1] J. P. Praene, O. Marc, F. Lucas et F. Miranville, «Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island,» *Applied Energy*, vol. 88, n° 13, pp. 831-839, 2011.
- [2] «World energy outlook 2012,» Internal Energy Agency, 2012.
- [3] J. T. Houghton, Y. Ding, D. J. Griggs, M. Noguer, P. J. Van der Linden, X. Dai, K. Maskell et C. A. Johnson, «IPCC, 2001, Climate change 2001: the scientific basis, contribution of working group I to the third assessment report of the intergovernmental panel on climate change,» Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom, 2001.
- [4] Bulletin N°2002-1 Institut International du Froid historique (IIF).
- [5] R. Daoudi, « Thermo frigo pompe à absorption à eau –bromure de lithium pour hautes température : Modélisation, conception, et analyse exégétique », thèse de doctorat, INPL, 1999.
- [6] M. Duminil, « Systèmes à éjection et à absorption », BE 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, 2002.
- [7] P .Srihirin, S. Aphornratana , « A review of absorption refrigeration technologies », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5 , 343–372, 2001.
- [8] H. Belkassam, « Contribution à la valorisation de l'utilisation de l'énergie solaire pour des besoins de climatisation et de conditionnement d'air », Mémoire de Magister, Université Abou Bekr Belkaid, Faculté des science, année universitaire : 2013-2014.
- [9] F. Yettou1, A. Gama, C. Hamouda et A. Malek, « Revue des Energies Renouvelables », publication du n°3 du volume 19 de la revue des énergies, 2008.

- [10] F. Allab, « étude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique base sur l'effet magnétocalorique », thèse pour obtenir le grade de docteur en génie électrique, Institut National Polytechnique de Grenoble, Mai 2008.
- [11] L. Richard, F. Carrasco, C.A. de Quadros, « Review of photovoltaic-powered refrigeration for medicines in developing countries », Solar Cells, Volume 6, Issue 3, August 1982.
- [12] V. Badescu, « Model for a solar-assited climatization system », Energy, Volume 23, Issue 9, September 1998,
- [13] C. A. Dhouib, « Dynamic modelling and simulation of a photovoltaic refrigeration plant », Renewable Energy, May 2002.
- [14] X. Plegzy, « la climatisation solaire », mémoire, 2005.
- [15] K. E. Herold, R. Radermacher et S. A. Klein, « ABSORPTION CHILLERS AND HEAT PUMPS », Nex York: CRC Press, 2016.
- [16] R. A. Marcriss, Gutraj, Zawackits, « Absorption fluid data survey final neport on world wide data », ORLN/sub/844 7989/3, Inst Gaz Tech, 1988.
- [17] <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=11175#c6324+c6326>, site web, consulté le 20/05/2018.
- [18] https://www.slideshare.net/Nallasivam_T/single-effect-vs-double-effect-vam, site web, consulté le 27/04/2018.
- [19] <https://www.persistencemarketresearch.com/mediarelease/global-absorption-chillers-market.asp>, site web, consulté le 29/05/2018.

- [20] <https://www.persistencemarketresearch.com/market-research/absorption-chillers-market.asp>, site web, consulté le 29/05/2018
- [21] <http://www.recuperation-chaleur.fr/production-froid>, site web, consulté le 12/04/2018.
- [22] H. M. Henning, M. Motta et D. Mugnier, « Solar Cooling Handbook », AMBRA V, 2013.
- [23] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [24] A. Ridha, « Transfert de Chaleur et de Masse », Université de Caen, (2009/2010).
- [25] A. Menidjel, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », LAP/SPA. SKIKDA (2009).
- [26] Warmepumpen, Vulkanverlag, Glaser. « Bases thermodynamiques des pompes à chaleur à absorption », 1987.
- [27] G.A Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tasso, L.C. Wrobel « Design and construction of a LiBr-water absorption machine », Energy conversion management, 2003.
- [28] F-Chart Software internet website, 2008.