



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1
Faculté de technologie
Département des énergies renouvelables



MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : conversion thermique

Thème :

**Etude de Faisabilité d'une Unité de Production
de Froid par Absorption sur la Station de
Traitement et Compression de Hassi R'mel.**

Présenté par : DEHDOUH Khaoula

Devant le jury composé de :

Pr Merzouk	Professeur à l'Université USDB	Présidente
Dr K. Mehalaine	Docteur à l'Université USDB	Examineur
Dr O. Ketfi	Docteur à l'Université USDB	Promoteur

ANNEE UNIVERSITAIRE : 2019/2020

Résumé

Résumé :

Le propos de ce travail consiste à étudier la faisabilité d'une unité de production de froid par absorption sur la station de traitement et compression de Hassi R'mel. La machine utilise le couple H₂O/LiBr comme fluide de travail. Elle est alimentée par l'eau chaude provenant d'un récupérateur de la chaleur résiduelle rejetée par la turbine à gaz MS 5002C.

Dans un premier temps, une revue bibliographique sur la machine à absorption et sur la turbine à gaz a été abordée, suivie d'un état de l'art des travaux effectués sur le couplage d'une turbine à gaz avec une machine à absorption.

Dans un second temps, une analyse thermodynamique détaillée, basée sur les équations régissant le comportement du système combiné : turbine à gaz et machine à absorption, en régime permanent a été entamée.

Enfin, la simulation du système a été réalisée sous le logiciel Aspen plus, suivie par une étude paramétrique du système, dont elle vise à étudier l'effet de la température ambiante sur les paramètres de la turbine à gaz et la quantité de chaleur rejetée par les gaz d'échappement. Ainsi, étudier l'effet de la température de chaque composant sur les puissances thermiques : Q_a, Q_e, Q_c, Q_g, le COP, le taux de circulation. De même, le système a été optimisé pour le cas de : T_{amb}=40°C. La quantité de chaleur rejetée a permis d'alimenter deux machines à absorption à travers deux unités de récupération de chaleur. La puissance de refroidissement a été estimée pour des températures d'évaporation allant de 3 à 13°C.

Mot clés : machine à absorption, simple effet, H₂O/LiBr, Turbine à gaz, gaz d'échappement, Aspen Plus.

Summary:

The purpose of this work is to study the feasibility of a cold production unit by absorption on the Hassi R'mel treatment and compression station. The chiller uses the couple H₂O. /LiBr as working fluid. It is fed with hot water from a recuperator of the residual heat rejected by the MS5002C gas turbine.

First, a literature review on the absorption chiller and the gas turbine was addressed, followed by a state of the art on the work on the coupling of a gas turbine with an absorption chiller.

In a second step, a detailed thermodynamic analysis, based on the equations governing the behavior of the combined system: gas turbine and absorption chiller in steady state was launched

Finally, the simulation of the system was carried out by Aspen plus, followed by a parametric study of the system to study the effect of the ambient temperature on the efficiency of the gas turbine, the amount of heat rejected. Thus, study the effect of the temperature of each component on the thermal power: Q_a, Q_e, Q_c, Q_g, COP, flow rate ration. Similarly, the system has been optimized for the case of: T_{amb}=40°C. The amount of heat rejected allowed to feed two absorption chillers through two heat recovery units, the cooling power was estimated for evaporation temperatures ranging from 3 to 13°C.

Key words: Absorption chiller, single effect, H₂O/LiBr, Gas turbine, exhaust gas, Aspen Plus.

المخلص:

الغرض من هذا العمل هو دراسة إمكانية وحدة إنتاج التبريد عن طريق الامتصاص، في محطة معالجة وضغط الغاز بحاسي رمل. ماكينة الامتصاص تستعمل محلول ثنائي بروميد الليثيوم كمائع مبرد، اما مصدرها الحراري فهو الماء الساخن الناتج من وحدة استرجاع حرارة الغازات المنبعثة من توربين الغاز MS 5002C.

في البداية، تم تناول مراجعة ببليوغرافية حول ماكينة الامتصاص وتوربين الغاز، ثم أعقب ذلك مراجعة الابحاث التي عملت على وصيل توربين غاز بماكينة امتصاص.

وفي خطوة ثانية، تم بدء تحليل دينامي حراري مفصل، استناداً إلى المعادلات التي تحكم سلوك النظام الموحد: توربين الغاز ماكينة الامتصاص في حالة دائمة.

وأخيراً، تم إجراء محاكاة النظام بواسطة Aspen PLUS، ثم تلتها دراسة بارامترية للنظام تهدف إلى دراسة تأثير درجة الحرارة المحيطة على عوامل توربين الغاز، ومقدار الحرارة المنبعثة. وكذلك، دراسة تأثير درجة حرارة كل مكون على الطاقة الحرارية لكك مكون: معامل الأداء لدورة تبريد بالامتصاص، معدل الدوران. وعلى نحو مماثل، تم تحسين النظام في حالة T_{max}=40°C. وقد أتاحت كمية الحرارة التي تم الحصول عليها تغذية ماكينتين للامتصاص من خلال وحدتين لاستعادة الحرارة، وقدرت طاقة التبريد لدرجات حرارة التبخر التي تتراوح بين 3 درجات مئوية و13 درجة مئوية.

الكلمات المفتاحية : ماكينة الامتصاص، الاحادي المفعول، المحلول ثنائي بروميد ليثيوم، توربين الغاز حرارة الغازات محررة، أسبن بلس.

Remerciements

Je remercie en premier lieu Dieu tout puissant de m'avoir accordé la puissance et la volonté pour achever ce travail.

J'adresse mes sincères remerciements à O. Ketfi, pour avoir accepté de m'encadrer, J'aimerais aussi le remercier pour l'autonomie et la confiance qu'il m'a accordée dans cette étude.

Je tiens à remercier avec plus grande gratitude Monsieur M.Merzouk, professeur à l'université de Blida 1 de l'honneur qu'il me fait d'avoir accepté de présider le jury de ce mémoire.

Je remercie également k. Mehalaine, docteur à l'Université USDB à l'université de Blida 1, d'avoir accepté de se joindre à ce jury comme examinateur.

J'adresse des remerciements particuliers à A.Hamid, professeur à l'université de Blida 1 qui a accepté de participer à cette étude et qui m'a soutenue bien au-delà de ce mémoire.

J'adresse mes sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions et ont accepté à me rencontrer et répondre à mes questions durant mes recherches.



Dédicaces

J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail :

A mes très chers parents.

A ma très chère grand-mère.

A mes chers frères.

A mes adorables sœurs.

A mes meilleures amies, amis et camarades.

A mes enseignants depuis ma première année scolaire.

A toutes la famille DEHDOUH et LADJICI.

TABLE DES MATIERES

Résumé	i
Remerciements	ii
Dédicaces	iii
Table des matieres	iv
Nomenclature	viii
Liste des figures	x
Liste des tableaux	xi
Introduction générale	1
Chapitre 01 : Étude Bibliographique	3
1. Introduction	3
2. Différents cycles de production du froid	3
2 . 1. Cycle de réfrigération Carnot	3
2 . 2. Cycles de réfrigération par l'air	4
2 . 3. Cycle de compression de vapeur	5
2 . 4. Cycle de réfrigération par absorption	6
3. Réfrigération par absorption	8
4. Composants de la machine à absorption	9
4 . 1. Absorbeur	9
4 . 2. Générateur	9
4 . 3. Evaporateur	10
4 . 4. Condenseur	11
4 . 5. Pompe	12
4 . 6. Soupape d'expansion	12
5. Principe de fonctionnement	12
6. Type de la machine à absorption	15
6 . 1. refroidisseurs à l'eau/bromure de lithium	15
6 . 2. refroidisseurs à l'ammoniac/eau	15
6 . 3. réfrigérateurs à l'ammoniac/eau/hydrogène	15
7. Cycles à absorption	16

7 . 1. Cycle à absorption simple effet-----	16
7 . 2. Cycles frigorifiques à double effets -----	17
7 . 3. Séries par rapport aux configurations parallèles pour le cycle à double effet-----	17
8. Définition de réfrigérant -----	19
8 . 1. Combinaisons réfrigérant-absorbant [8]-----	19
8 . 2. Propriétés souhaitées des combinaisons réfrigérant absorbant [02] [11] -----	20
8 . 3. Choix du réfrigérant-----	20
9. Turbine à gaz -----	21
9 . 1. Définitions -----	21
9 . 2. Composants des turbines à gaz -----	21
9 . 3. Principe de fonctionnement -----	21
10. Cycle d'une turbine -----	22
11. Classification des turbines à gaz -----	23
11 . 1. Le mode de travail -----	23
11.1.1. Turbine à action-----	23
11.1.2. Turbine à réaction-----	23
11 . 2. Le mode de fonctionnement thermodynamique -----	23
11.2.1. Turbine à gaz à cycle fermé -----	23
11.2.2. Turbine à gaz à cycle ouvert -----	23
11 . 3. Le mode de construction -----	24
11.3.1. Arbre à un seul axe -----	24
11.3.2. Arbre à deux axes-----	24
12. État de l'art sur les travaux sur le couplage d'une turbine à gaz avec une machine à absorption -----	25
13. Conclusion-----	28

Chapitre 02 : Modélisation et simulation. -----29

1. Introduction -----	29
2. Modélisation -----	29
2 . 1. Modélisation de la machine à absorption simple effet -----	29
2 . 1 . 1. Analyse du générateur -----	31
2 . 1 . 2. Analyse du condenseur -----	32
2 . 1 . 3. Analyse du détendeur (vanne d'expansion) -----	32
2 . 1 . 4. Analyse d'évaporateur -----	33
2 . 1 . 5. Analyse de l'absorbeur -----	33
2 . 1 . 6. Analyse de la pompe-----	33
2 . 1 . 7. Analyse de l'échangeur de solution -----	34

2 . 1 . 8. Détermination du coefficient de performance COP	34
2 . 1 . 9. Détermination du coefficient de performance de Carnot(COPc)	34
2 . 1 . 10. taux de circulation FR	34
2 . 2. Modélisation de la turbine à gaz à deux axes	35
2 . 2 . 1. Paramètres de l'air au niveau du compresseur axial	35
2 . 2 . 2. Paramètres de la chambre de combustion	37
2 . 2 . 3. Paramètres de Générateur de gaz (turbine à haute pression THP)	39
2 . 2 . 4. Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP)	41
2 . 2 . 5. Performance de la turbine	42
3. Simulation	42
3 . 1. Présentation du logiciel Aspen Plus	42
3 . 2. Choix de la méthode de calcul	43
3 . 2 . 1. Méthode de calcul de la turbine à gaz	43
3 . 2 . 2. Méthode de calcul de la machine à absorption	44
3 . 3. Simulation de la turbine à gaz MC 5002C	44
3 . 4. Simulation de la machine à absorption à simple effet	46
3 . 5. Simulation de la machine à absorption commercial du Broad 1000 type simple effet	47
4. Conclusion	48

Chapitre 03 : Résultats et discussion -----49

1. Introduction :	49
2. Résultats et discussions	49
2 . 1. Influence de la température ambiante sur les paramètres de la turbine à gaz Ms 5002C	49
2.1.1. débit d'air et la masse volumique	49
2.1.2. Puissance thermique et température des gaz d'échappement	50
2.1.3. Puissance utile et rendement total	51
2 . 2. Influence de la température de chaque composant de la machine à absorption sur les Puissance thermique Qg, Qe, Qa, Qc	52
2.2.1. Température du générateur (Tg)	53
2.2.2. Température du condenseur (Tc)	53
2.2.3. Température d'absorbeur (Ta)	54
2.2.4. Température d'évaporateur (Te)	55
2 . 3. influence de la température de chaque composant et l'efficacité d'échangeur de chaleur sur le COP et le FR	55
2.3.1. efficacité d'échangeur de chaleur	55
2.3.2. Température du générateur (Tg)	57

2.3.3. Température du condenseur (T_c) -----	58
2.3.4. Température d'absorbeur (T_a)-----	58
2.3.5. Température d'évaporateur (T_e) -----	59
2 . 4. Influence de la température ambiante sur le cop et sur FR -----	60
2 . 5. influence de du T_g sur le COP pour dans le cas défavorable-----	61
2 . 6. puissance frigorifique dans cas défavorable. -----	62
3. Conclusion -----	63
Conclusion générale -----	64
References -----	x
Annexe -----	xiii

NOMENCLATURE

Symbole	Définition	Unité
m	Débit	kg/s
xc	Titre de la solution concentrée quittant le bouilleur	Sans dimension
xd	Titre de la solution diluée (riche en H ₂ O) quittant l'absorbeur	Sans dimension
Q	quantité de chaleur fournit au générateur	KJ
\dot{w}_p	Travail de la pompe	J
h	Enthalpie	KJ/kg
T	Température	°C
Z	Altitude	M
C_{min}	La capacité calorifique minimum	kJ/.K
C_p	chaleur massique	KJ/kg.K
\dot{m}	Masse	Kg
ϑ_a	Volume spécifique de la solution riche en frigorigène	m ³ /kg
COP	Coefficient de performance	Sans dimension
COP_c	coefficient de performance de Carnot	Sans dimension
η_{ex}	Le rendement exergetique	Sans dimension
FR	taux de circulation	Sans dimension
P	Pression	Bar
ΔP	Chute de pression	Bar
ε_c	taux de compression	Sans dimension
γ_a	Exposant isentropique	Sans dimension
R	Constante des gaz parfait	Kj/Kmole.K
η	Le rendement isentropique	

P_{CI}	pouvoir calorifique inférieur du combustible	KJ/kg
X_i	fraction molaire de chaque constituant	Sans dimension
λ	coefficient d'excès d'air	Sans dimension
$Q_{air\ stœchiomé}$	débit d'air stœchiométrique	kg/s
Y_i	Pourcentage de concentration de chaque constituant	%
M_i	mass molaire de chaque constituant	kg/mol
P	Puissance	KW

Indice	Désignations
Atm	Atmosphère
Amb	Ambiant
C	Concentrée
D	Diluée
C	Condenseur
G	Générateur
év ou v	Evaporateur
ab ou a	Absorbeur
Cc	Chambre de la combustion
Ac	Compresseur axial
U	Utile
TBP	Turbine basse pression
THP	Turbine haute pression
Thr	Thermique
ABS	Machine à absorption

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Schéma de Cycle Carnot inversé pour la réfrigération [2].-----	3
Figure 2: Cycle Bell-Coleman : (a) : schéma de réfrigération de base du cycle Bell-Coleman, (b) : diagramme P-V, (c) : diagramme T-s [2]. -----	4
Figure 3: Cycle de compression du vapeur : (a) schéma de la compression de vapeur, (b) Diagramme de pression-enthalpie, P-h [2].-----	6
Figure 4: Combinaison de deux cycles de Rankine. -----	7
Figure 5: Schéma Cycle représentatif du la machine à absorption par diagramme d'Oldham. -----	7
Figure 6: Schéma fonctionnel d'une machine à simple effet.-----	13
Figure 7: Configuration parallèle -----	17
Figure 8: Configuration série. -----	18
Figure 9: Coupe longitudinale d'une turbine à gaz. -----	22
Figure 10: Schéma de cycle théorique idéal de Brayton fermée. (a) cycle (p-v), (b) cycle (t-s).----	22
Figure 11 : Schéma d'une turbine à gaz ouvert, (a) d'un axe simple, et (b) deux axes. -----	24
Figure 12: Schéma de fonctionnement d'un cycle à absorption à simple effet. -----	30
Figure 13: Modèle de la turbine à gaz MC 5002C sous Aspen Plus. -----	45
Figure 14: Modèle de la machine à absorption sous Aspen plus. -----	46
Figure 15: Évolution du débit et de la masse volumique d'air en fonction de la température ambiante. -----	49
Figure 16: Évolution de la puissance thermique récupérable et de la température des gaz d'échappement en fonction de la température ambiante. -----	50
Figure 17: Évolution du rendement total de la turbine et de la puissance utile en fonction de la température ambiante. -----	51
Figure 18: Variation de la puissance thermique en fonction de la température du générateur (T_g) à T_c , T_e , T_a constants. -----	52
Figure 19: Variation de la puissance thermique en fonction de la température du condenseur (T_c) à T_g , T_e , T_a constants.-----	52
Figure 20: Variation de la puissance thermique en fonction de la température d'évaporateur (T_e) à T_g , T_c , T_a constants.-----	52
Figure 21: Variation de la puissance thermique en fonction de la température de l'absorbeur (T_a) à T_e , T_g , T_c constants.-----	52
Figure 22: Variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution à T_e , T_c , T_a constants-----	56
Figure 23: Variation du COP et taux de circulation en fonction de la température du générateur pour différents T_e et à T_c , T_a constants. -----	57
Figure 24: Variation du COP et taux de circulation en fonction de la température du condenseur pour différents T_g et à T_a , T_e constants.-----	58
Figure 25: Variation du COP et taux de circulation en fonction de la température d'absorbeur pour différents T_g et à T_c , T_v constants.-----	59
Figure 26 : Variation du COP et taux de circulation en fonction des températures de réfrigération à $T_g=95^\circ\text{C}$ et à T_c , T_a constants. -----	59
Figure 27: Variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur pour quatre températures ambiantes à $T_v=5^\circ\text{C}$. -----	61
Figure 28: Variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur pour différentes températures de réfrigération à $T_{amb}=40^\circ\text{C}$. -----	62
Figure 29: Variation de la puissance frigorifique en fonction de la température d'évaporation. ----	62
Figure 30: Schéma du couplage proposé de la machine d'absorption par la turbine à gaz MC 5002. -----	63

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Comparaison des résultats de simulation avec les données de [38]. -----	45
Table 2: Vérification du bilan massique. -----	46
Tableau 3: Comparaison des résultats de simulation avec les données de [8]-----	47
Table 4: Paramètres nominales de la machine à absorption commercial du Brode type simple effet model 1000. -----	47
Table 5: Comparaison des résultats de simulation avec ceux de la machine commerciale Broad 1000. -----	48
Table 6: Température ambiante mensuelle de Hassi R'mel. -----	60

Introduction générale

Le 20ème siècle a connu une consommation d'énergie croissante, en raison de l'augmentation de la population mondiale, du secteur de la construction et l'agriculture, de l'industrie, des transports, ...etc. Mais cette consommation reste dominée par l'utilisation de combustibles fossiles, ce qui a conduit à une pollution violente se résume en une augmentation de l'effet de serre naturel et de la concentration de CO₂ dans l'atmosphère. La teneur en CO₂ de l'atmosphère terrestre, voisine de 260 ppmv avant la période industrielle, a augmenté de façon nettement perceptible dans le dernier tiers du 20ème siècle pour atteindre 415 ppmv en mai 2019. Elle poursuit sa croissance au rythme voisin de 2 à 3 ppmv chaque année (3 ppmv en 2015, d'après les scientifiques américains de la NOAA⁴). À long terme, la pollution induit des changements climatiques qui, à leur tour, entraînent des changements dans les courants marins, la biodiversité, la fonte des glaces, ...etc.

À cet égard, le besoin de réfrigération lui-même a été augmenté et occupé une place importante dans notre société, s'associant à la plupart de nos activités : industrie, agriculture, transformation alimentaire, établissements de santé, laboratoires pharmaceutiques, logement, aéronautique et espace...etc. Les principaux systèmes de production de froid sont les machines à compression mécanique et les machines à énergie thermique. La machine à compression mécanique est largement utilisée car elle possède un COP plus élevée que la machine à énergie thermique, mais elle consomme une grande quantité d'électricité, ce qui se traduit par une consommation élevée d'énergie primaire. En outre, elle fonctionne avec des fluides frigorigènes toxiques.

Une tendance vers une nouvelle stratégie est devenue inévitable, dont la production de froid doit relever de nombreux défis environnementaux, être moins gourmand en énergie, plus efficace énergétiquement, et plus économique. La nouvelle stratégie vise à remplacer les machines à compression mécanique par des machines à absorption, vu que ces derniers peuvent être alimentés par des sources d'énergie renouvelable ou par la chaleur résiduelle d'un processeur industriel, comme la turbine à gaz. Cette dernière est bien adaptée aux systèmes de récupération d'énergie dans lesquels ils sont intégrés à la cogénération et à la trigénération : les systèmes combinent le refroidissement, le chauffage et l'électricité. Comme source de chaleur pour la machine à absorption

À ce stade, notre objectif est d'étudier la faisabilité d'utiliser la chaleur résiduelle de la turbine à gaz MS 5002C, Comme source de chaleur pour la machine à absorption utilisant le couple H₂O/LiBr comme fluide de travail. Ce couple est non toxique, présente une faible volatilité du liquide de refroidissement (c. -à-d. LiBr), ne nécessite aucun composant supplémentaire (c.-à-d.

redresseur) et à des coûts d'installation, d'entretien et d'exploitation inférieurs à ceux des systèmes NH₃-H₂O. Dans un climat de faible humidité et de température ambiante très élevée (au-dessus de 35 degrés Celsius), comme dans des conditions désertiques, le refroidissement par absorption est privilégié par rapport au refroidissement par évaporation [1].

Pour ce faire, le travail s'articule sur trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la présentation d'une étude bibliographique sur la machine à absorption et la turbine à gaz, comprenant des descriptions de deux machines, de ses composants, des différents types de cycle de production du froid, du principe de fonctionnement, du fluides frigorigènes, ses propriétés et critère de choix du fluide frigorigène. Il se termine par l'état de l'art des travaux effectués sur le couplage d'une turbine à gaz avec une machine à absorption.

Le deuxième chapitre aborde une analyse thermodynamique détaillée basée sur les équations régissant le comportement du système combiné : turbine à gaz et machine d'absorption en régime permanent, et qui ont permis de calculer les différents paramètres thermodynamiques de chaque état. Pour but de déterminer éventuellement l'influence des paramètres interne et climatiques sur les performances du système et l'optimiser par la suite. Il aborde aussi la simulation des deux modèles à savoir la machine à absorption et la turbine à gaz et leur couplage par le logiciel Aspen, une description du logiciel et les équations des états proposés pour résoudre le modèle ont été introduites.

Le troisième chapitre est réservé à une étude paramétrique qui a permis de connaître les paramètres essentiels influençant la quantité de chaleur rejetée et les performances de la machine d'absorption, il se termine par la discussion des résultats obtenus de notre étude.

Nous terminons notre travail par une conclusion.

Chapitre 01 : Étude Bibliographique

1. Introduction

La machine d'absorption est une machine frigorifique produit du froid par un phénomène d'adsorption physique entre le réfrigérant et l'adsorbant. La première machine a été conçue en 1877, elle utilise le mélange eau-acide sulfurique comme fluide de travail. Des recherches ultérieures ont été consacrées au développement de l'architecture du cycle et du mélange utilisé, afin d'améliorer sa performance et de réduire son impact négatif sur l'environnement. Comme le cycle double effet, multi effet fonctionnent avec nouveaux couples comme H₂O/LiBr, NH₃/H₂O... etc. L'avantage du cycle d'absorption est que sa source chaude est diversifiée, entre l'énergie solaire, l'énergie géothermique, biomasse, gaz et cogénération...etc. Notre travail actuel s'intéresse par les rejets thermiques de turbine à gaz. Par conséquent, ce chapitre présentera une revue bibliographique sur la machine à absorption, de la turbine à gaz et se termine par l'état de l'art sur des travaux réalisés sur le couplage d'une turbine à gaz avec une machine à absorption.

2. Différents cycles de production du froid

2.1. Cycle de réfrigération Carnot

Cycle de réfrigération Carnot étant le cycle le plus efficace et idéal peut également être utilisé pour obtenir l'effet de réfrigération sur son cycle inversé. Le cycle de Carnot inversé est représenté à la **figure 1**.

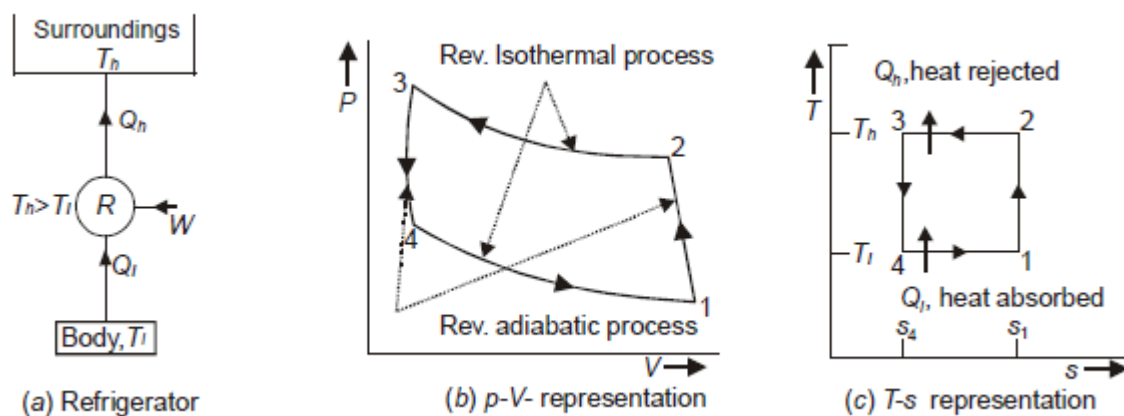


Figure 1: Schéma de Cycle Carnot inversé pour la réfrigération [2].

Ici, l'espace/le corps réfrigéré doit être maintenu à basse température T_1 et donc la chaleur Q_1 doit être retirée à vitesse constante et rejetée dans l'environnement à haute température T_h . Quantité de chaleur rejetée à l'environnement est Q_h tandis que le travail net effectué sur le réfrigérateur est W . Les transformations du cycle Carnot inversé sont [2] :

- ✓ 1–2 Compression adiabatique réversible.
- ✓ 2–3 Rejet de chaleur isotherme réversible Q_h à température T_h .
- ✓ 3–4 Détente adiabatique réversible.
- ✓ 4–1 Absorption de chaleur isotherme réversible Q_1 à température T_1 .

L'effet de réfrigération est observé pendant la transformation 4–1.

2. 2. Cycles de réfrigération par l'air

Les cycles de réfrigération utilisant l'air comme réfrigérant sont appelés cycles de réfrigération par l'air. Le cycle du Bell-Coleman est l'un de ces cycles utilise l'air comme réfrigérant. Ce cycle est modifié sous forme de cycle de Carnot inversé afin de le rendre réalisable. Ici, l'ajout et la libération de chaleur isotherme sont remplacés par des processus isobariques. Ils offrent un avantage distinct du fait que le frigorigène est disponible en abondance et gratuitement [2].

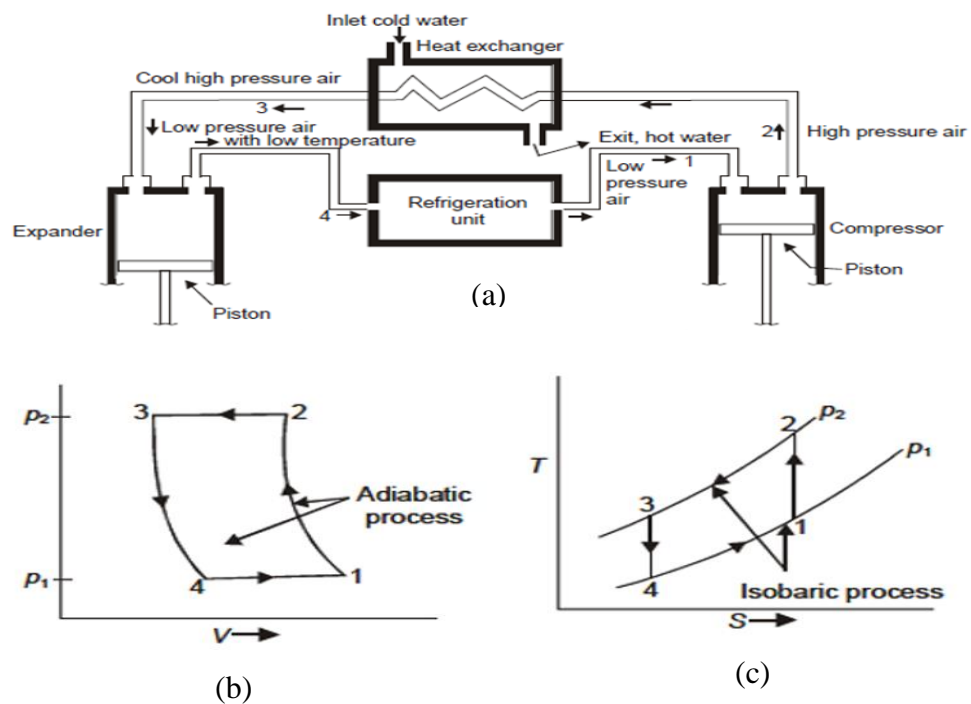


Figure 2: Cycle Bell-Coleman : (a) : schéma de réfrigération de base du cycle Bell-Coleman, (b) : diagramme P-V, (c) : diagramme T-s [2].

Le cycle du Bell-Coleman à base de réfrigérateurs est l'ancien système de réfrigération utilisée dans les navires. **La figure 2** montre le schéma du système de réfrigération basé sur ce cycle. Il dispose d'un compresseur, d'un échangeur de chaleur, d'un détendeur et d'une unité de réfrigération

Les transformations du cycle Bell-Coleman sont :

- ✓ 1–2 : Compression adiabatique de l'air provoquant une augmentation de sa pression et de sa température à l'intérieur du compresseur.
- ✓ 2–3 : Rejet de chaleur isobarique causant le refroidissement de l'air à haute pression et à haute température provenant du compresseur, ce qui en fait un échangeur de chaleur à basse température et à haute pression à l'intérieur.
- ✓ L'eau peut être utilisée comme fluide de refroidissement à l'intérieur de l'échangeur de chaleur.
- ✓ 3–4 : Détente adiabatique à l'intérieur de l'détendeur, ce qui provoque un refroidissement supplémentaire de l'air à basse température à haute pression qui entre dans le détendeur. Cet air très frais entre ensuite dans l'unité de réfrigération. Idéalement, la détente peut être considérée comme étant du type isentropique, alors qu'en réalité, elle peut ne pas être isentropique.
- ✓ 4–1 : L'air froid à basse température entre dans l'espace de réfrigération et capte la chaleur de l'espace, ce qui montre l'effet de réfrigération. Par la suite, l'air à basse température se réchauffe et quitte l'espace après avoir montré la réfrigération désirée pour entrer dans le compresseur.

2 . 3. Cycle de compression de vapeur

Le cycle Carnot inversé n'est pas un cycle pratique en raison des impraticabilités qui lui sont associées, comme la compression du mélange dans le compresseur et la détente du liquide saturé dans la turbine. Cependant, certains d'entre eux peuvent être éliminés en vaporisant complètement le frigorigène avant qu'il ne soit comprimé dans le compresseur et en remplaçant la turbine par un dispositif d'étranglement comme une soupape d'expansion et un tube capillaire. Le cycle avec ces modifications devient un cycle pratique appelé cycle de réfrigération par compression de vapeur. Le cycle de compression de vapeur (**Figure 3**) est le cycle de réfrigération le plus utilisé pour le chauffage et le refroidissement [2] [3].

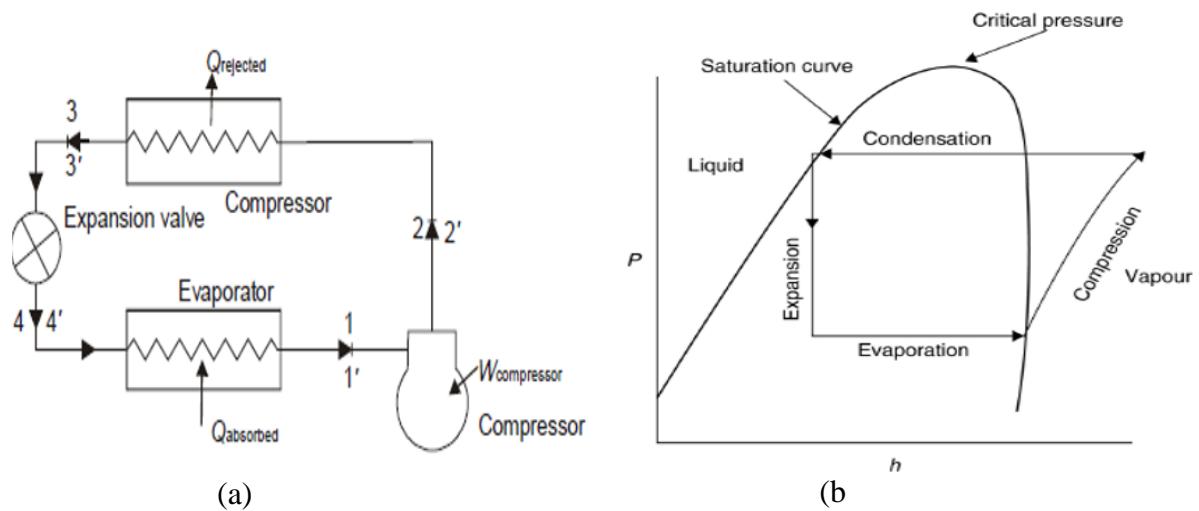


Figure 3: Cycle de compression du vapeur : (a) schéma de la compression de vapeur, (b) Diagramme de pression-enthalpie, P-h [2].

Les transformations dans le cycle de compression de vapeur sont les suivants :

- ✓ 1–2 : Compression isentropique.
- ✓ 2–3 : Rejet de chaleur isobarique.
- ✓ 3–4 : détente isenthalpique.
- ✓ 4–1 : Absorption de chaleur isobarique.

2 . 4. Cycle de réfrigération par absorption

Une machine à absorption peut être représentée comme la combinaison de deux cycles de Rankine, l'un frigorifique et l'autre moteur.

Le cycle frigorifique de Rankine permet simultanément de fournir de l'énergie à une source chaude et de prélever de l'énergie d'une source froide. Il utilise un fluide frigorigène qui change sa phase aux températures et pressions souhaitées. Le cycle moteur de Rankine permet quant à lui de produire un travail mécanique par une turbine. Si le compresseur et la turbine sont retirés et que les deux niveaux de pression sont égaux ($p_1=p_1'$ et $p_2=p_2'$), une seule machine est obtenue. Alors, si le condenseur du cycle moteur est remplacé par un absorbeur permettant l'absorption des vapeurs de fluide frigorigène issue de l'évaporateur, une machine à absorption est obtenue. Ceci est illustré à la **figure 4**. [6]

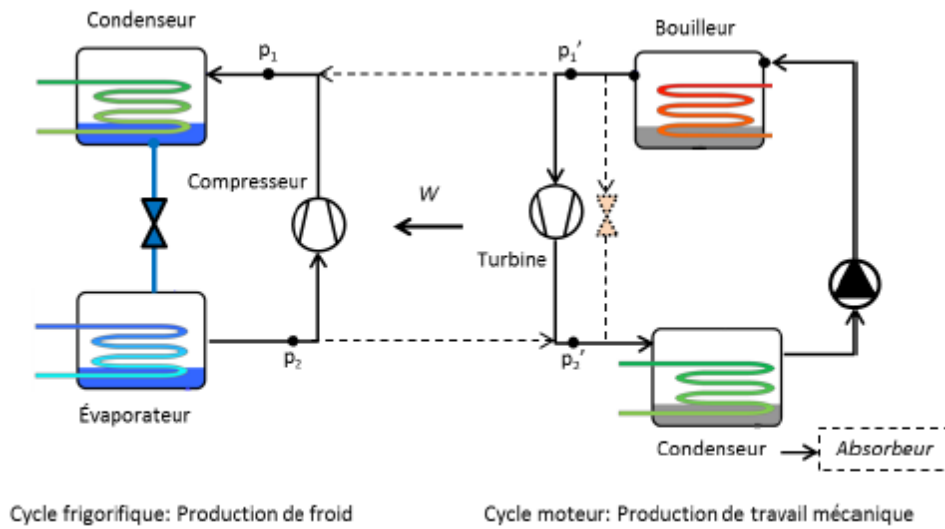


Figure 4: Combinaison de deux cycles de Rankine.

C'est grâce aux phénomènes d'absorption et de désorption, le travail nécessaire au fonctionnement du cycle frigorifique est produit. Le cycle de la machine à absorption est illustré à la figure 5.

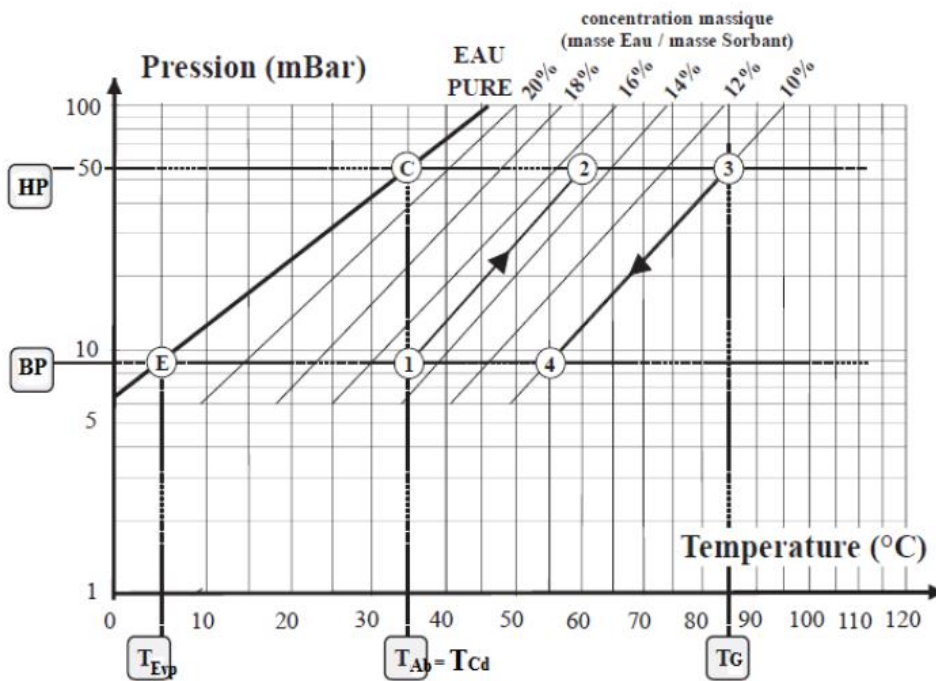


Figure 5: Schéma Cycle représentatif du la machine à absorption par diagramme d'Oldham.

Le diagramme thermodynamique de Dühring ou d'Oldham, il est souvent utilisé pour présenter le cycle de la machine d'absorption. Il illustre les concentrations d'équilibre de la solution et du réfrigérant en pourcentage, par lignes inclinées, la pression de travail sur l'axe d'ordonné, en fonction de la température de la solution sur l'axe d'abscisses.

- ✓ À $x=0\%$, ce droit correspond à l'équilibre vapeur-liquide de l'eau pure.
- ✓ La température ambiante T_m et celle de la source froide fixent respectivement la HP haute pression et le BP basse pression.
- ✓ La température de sortie de l'absorbeur détermine le titre x_d de la solution diluée, x_d correspond à l'intersection entre le T_m isotherme et le PB isobare.
- ✓ La température du ressort chaud T_g fixe la fraction x_c dans la solution riche, x_c correspond à l'intersection de l'isotherme T_h et de l'isobarique PH.

3. Réfrigération par absorption

C'est un processus de production du froid par une absorption de la chaleur, c'est-à-dire prélever la chaleur d'un milieu pour être refroidi appelé source froide, puis la transférer vers un milieu externe pour être chauffé appelé source chaude. Son cycle est similaire au cycle de réfrigération par compression de vapeur, et ses composants sont les mêmes : un condenseur, un évaporateur et une soupape d'expansion. Sauf que, le compresseur est remplacé par trois éléments principaux : un absorbeur, une pompe à solution et un générateur. Sa force motrice est donc l'énergie thermique au lieu de l'énergie mécanique.

Les deux principales combinaisons réfrigérant/ absorbant utilisées dans les cycles de réfrigération par absorption sont le bromure de eau/ lithium ($H_2O/LiBr$) et ammoniacque/ l'eau (NH_3/H_2O). Les mélanges ammoniacque/ l'eau sont également appelés eau ammoniacque ou hydroxyde d'ammonium. Les autres substances absorbantes sont le chlorure de lithium et le chlorure de zinc. Trois effets utiles peuvent être dérivés des systèmes d'absorption [5] :

- mode refroidisseur : refroidissement ou réfrigération à l'évaporateur ;
- mode pompe à chaleur : chauffage à l'absorbeur et au condenseur ;
- mode transformateur de chaleur : la chaleur résiduelle à basse température est acheminée à l'évaporateur et au générateur, et la chaleur à haute température est acheminée de l'absorbeur à la charge de chauffage.

4. Composants de la machine à absorption

4.1. Absorbeur

L'absorbeur est un des composants les plus critiques de la machine en matière d'efficacité mais aussi de coût et de taille. La bonne compréhension du procédé d'absorption est donc un point-clé pour l'amélioration des performances globales des machines à absorption. [6]

Un absorbeur est une simple chambre de mélange dans laquelle deux fluides (l'absorbant et la vapeur de frigorigène) entrent dans la chambre pour la laisser comme un seul fluide. Il est équipé d'un système de rejet de chaleur, c.-à-d. des faisceaux de tubes comme dans le condenseur et fonctionne sous une basse pression qui correspond à la température de l'évaporateur [8]. La réaction d'absorption de la vapeur de réfrigérant provenant de l'évaporateur par la solution provenant du générateur lors de sa chute, implique donc des transferts de masse et des transferts de chaleur car la réaction est exothermique, et puisque ce phénomène ne peut se produire que si la solution à une température inférieure à la température de bulle, la chaleur dégagée par ce processus doit être évacuée via un évier.

Deux phases d'échange de chaleur se déroulent lors du processus d'absorption :

- la solution pauvre en réfrigérant subit un refroidissement sans modification de concentration, l'énergie cédée est uniquement sensible ;
- le processus d'absorption du frigorigène modifie la concentration du mélange ; les chaleurs dégagées sont sensible (différence de températures), chimique avec la dilution et latente avec la liquéfaction du réfrigérant.

Le procédé d'absorption est largement influencé par le type d'échangeur de chaleur utilisé et le mode d'absorption qui sont [6] :

- l'absorption en film tombant ;
- l'absorption à bulles ;
- l'absorption adiabatique ;
- l'absorption à membrane.

4.2. Générateur

Le générateur du système de réfrigération par absorption a une structure d'un échangeur de chaleur à tube et à coque avec deux entrées et trois sorties [8]. Dont le rôle consiste à séparer le couple du fluide de travail. Le processus de désorption génère de la vapeur à partir du fluide

de travail par l'ajout de la chaleur externe. Deux phases résultantes sont : une vapeur de réfrigérant et une solution concentrée en absorbant, l'évaporation et la séparation sont effectuées simultanément. Il fonctionne sous haute pression qui est contrôlée soit par la température de la chaleur fournie au bouilleur, soit par la température de condensation requise par l'eau de refroidissement entrant dans le condenseur [7].

La chaleur prélevée du circuit d'eau chaude, permet :

- l'apport de chaleur sensible pour le réchauffage de la solution riche en réfrigérant jusqu'au début de l'évaporation de ce dernier.
- l'évaporation du frigorigène et l'élévation de température progressive du mélange restant.

4 . 3. Evaporateur

Un évaporateur du système de réfrigération par absorption est un simple échangeur de chaleur, chargé de refroidir l'espace en absorbant la chaleur de cet espace à travers une surface d'échange. La température d'évaporation régule le niveau de pression inférieur du système d'absorption [7]. L'évaporation est l'échappement gazeux des molécules de la surface d'un liquide est accomplie par l'absorption d'une quantité considérable de chaleur sans aucun changement de température. Les liquides (p. ex., frigorigènes) s'évaporent à toutes les températures avec des taux d'évaporation plus élevés à des températures plus élevées. Les gaz évaporés exercent une pression appelée pression de vapeur. À mesure que la température du liquide augmente, la pression de vapeur augmente aussi. Dans l'évaporateur d'un système d'absorption le frigorigène biphasé à haute teneur en vapeur provenant de soupape d'étranglement pénètre dans l'évaporateur, il continue de s'évaporer en raison de l'ajout de chaleur latente provenant de l'environnement de réfrigération. Il subit donc un changement de phase sans préchauffage sensible du frigorigène, ni surchauffe de la vapeur. La vapeur produite est une vapeur saturée à basse pression.

Les évaporateurs peuvent être classés en trois catégories, selon le milieu ou la substance à refroidir [9] :

- Un refroidisseur d'air est un évaporateur qui refroidit l'air directement dans un local réfrigéré ou une pièce d'équipement (comme une unité emballée). L'air conditionné est ensuite distribué par les systèmes de distribution d'air. Dans un refroidisseur d'air, le réfrigérant circule à l'intérieur des tubes métalliques ou des tubes à ailettes pendant que l'air les traverse.

- Dans un refroidisseur de liquide, l'eau réfrigérée est refroidie à une température inférieure et est pompée vers des unités de manipulation d'air à distance, des ventilateurs ou d'autres terminaux pour la climatisation ou d'autres applications.
- Un évaporateur peut être utilisé pour produire de la glace directement.

4.4. Condenseur

Un condenseur est un élément important d'un système de réfrigération. Il s'agit également d'un échangeur de chaleur, dont le rôle consiste à refroidir le réfrigérant provenant du générateur. Le processus de condensation qui consiste à transformer la vapeur en liquide. En extrayant la chaleur du vapeur, elle permet de réutiliser du réfrigérant au cycle suivant. Il existe deux types de condensation [9] :

- Le liquide condensé, souvent appelé condensat, mouille la surface et forme un film couvrant toute la surface. Ce type de condensation est appelé condensation film-Wise.
- La surface n'est pas entièrement humidifiée par la vapeur saturée, et le condensat forme des gouttelettes liquides qui tombent de la surface. Ce type de condensation est appelé condensation goutte à goutte.

Les condenseurs utilisés dans l'industrie de la réfrigération sont généralement de trois types, comme suit : condenseurs refroidis à l'eau, condenseurs refroidis à l'air, et condenseurs à évaporation [8].

Une grande variété de configurations de condenseurs, est utilisée dans l'industrie des procédés. Le choix du type de condenseur n'est pas facile et dépend des critères suivants [8] :

- la capacité thermique du condenseur ;
- la température et la pression de condensation ;
- les débits de réfrigérant et de réfrigérant ;
- la température nominale de l'eau et/ou de l'air ;
- la période d'exploitation ;
- les conditions climatiques.

4 . 5. Pompe

La pompe utilisée dans un système de réfrigération par absorption est une pompe volumétrique [8]. La pompe est utilisée pour augmenter la pression de la solution diluée à fournir au générateur.

4 . 6. Soupape d'expansion

Un dispositif d'étranglement tel qu'une vanne, une plaque à orifice ou un tube capillaire pour le processus de dilatation est utilisé pour réduire la pression du liquide frigorigène à un niveau caractérisé par une basse pression et une température d'ébullition du frigorigène, au-dessous, de la température de la source de chaleur. Dans un système de réfrigération par absorption, on utilise au moins deux soupapes de dilatation, l'une pour la solution faible qui est chargée de réduire la pression de la solution faible à celle de l'absorbeur et l'autre pour le frigorigène qui agit comme une soupape d'étranglement dans laquelle la pression du frigorigène est soudainement abaissée pour augmenter la teneur en vapeur du mélange saturé entrant dans l'évaporateur.

5. Principe de fonctionnement

Pour que l'explication soit simple, le cycle le plus simple de système de réfrigération par absorption est pris en compte, un cycle à effet unique utilise le couple de bromure de lithium (eau/LiBr) comme fluide de travail, le réfrigérant est l'eau alors que l'absorbant est le bromure de lithium. Dans un premier temps, on peut considérer que l'ensemble de la machine fonctionne entre deux niveaux de pression. Bien entendu, en fonctionnement réel, il y aura des pertes de pression associées à :

- (1) l'écoulement à travers les composants
- (2) les changements d'élévation.

Dans sa forme la plus simple, une machine à absorption est un dispositif à deux pressions : basse pression à l'évaporateur et à l'absorbeur, et haute pression au condenseur et au générateur, avec des changements de pression insignifiante ne se produisant que dans les soupapes d'étranglement et la pompe. La **figure 6** présente un schéma fonctionnel d'une machine à effet unique.

- (1) La solution liquide est pompée dans le générateur, où la chaleur est fournie par des moyens extérieurs tels qu'une source de combustion ou toute autre source ayant une température suffisamment élevée.

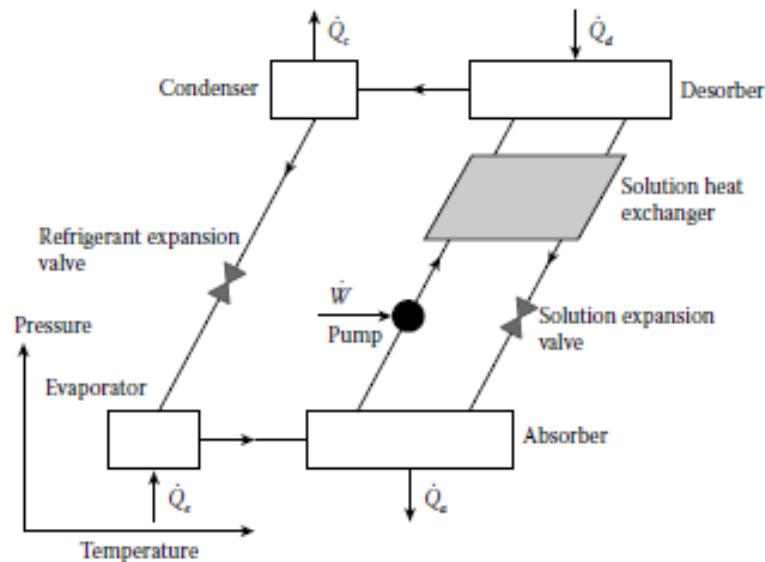


Figure 6: Schéma fonctionnel d'une machine à simple effet.

- (2) Lorsque la chaleur est appliquée au mélange dans le bouilleur, le réfrigérant (eau) se sépare de la solution sur la base de la différence de température de saturation entre le réfrigérant et l'absorbant. La vapeur d'eau est donc générée. Le processus dans le générateur est une évaporation partielle [01].
- la vapeur d'eau s'écoule vers le condenseur, est essentiellement libre de sel (LiBr).
 - La solution liquide restante (LiBr) sort du bouilleur et retourne à l'absorbeur, relativement concentrée (par rapport à celle sortant de l'absorbeur) on dit qu'elle est faible ou pauvre en frigorigène.
- (3) La solution de sel concentrée (LiBr) qui sort du générateur passe par un échangeur de chaleur en solution et échange de l'énergie avec la solution qui sort de l'absorbeur. Le but de ce dispositif d'échange de la chaleur est de réduire l'apport de chaleur externe en utilisant l'énergie disponible dans la machine qui serait autrement gaspillée, ce qui réduit le taux de chaleur rejetée dans l'absorbeur et améliore ainsi l'efficacité du système. Aucun changement de phase ne se produit dans ce dispositif dans des conditions normales d'ABS.
- (4) La solution de sel (LiBr) arrive généralement sous-refroidi à la soupape d'étranglement. Comme le liquide est étranglé, une certaine vapeur peut évoluer à partir du liquide qui permet de diminuer sa température et par conséquent réduire sa pression. Le flux de deux phases pénètre alors dans l'absorbeur.
- (5) Dans l'absorbeur, la solution concentrée absorbe la vapeur d'un frigorigène froid fournie par l'évaporateur, en raison de la forte affinité chimique entre eux. Le processus d'absorption est exothermique puisque la vapeur de frigorigène se condense en liquide et se met en solution

avec l'absorbant en dégageant de la chaleur [10], ce processus crée non seulement zone de basse pression qui attire un flux continu de vapeur de frigorigène de l'évaporateur à l'absorbeur, mais aussi libère la chaleur de vaporisation ramassée dans l'évaporateur [9]. la température de la solution va être élevée après un certain temps. Par conséquent, aucune vapeur ne serait absorbée pour cela il doit être refroidi par un évier externe (par exemple, un écoulement à partir d'une tour de refroidissement).

- À mesure que la vapeur est absorbée, la fraction de masse liquide est réduite au niveau de l'entrée d'absorbeur.
 - Comme la vapeur est absorbée dans la solution, le débit massique du liquide sortant de l'absorbeur est supérieur à celui du liquide entrant dans l'absorbeur. L'inverse est vrai pour le générateur.
- (6) La solution forte en frigorigène est ensuite pompée par une pompe à liquide relativement de faible puissance, de l'absorbeur à basse pression à la pression supérieure du générateur. Mais, avant qu'elle entre dans le générateur, la solution forte entre d'abord dans l'échangeur de chaleur de récupération, où elle gagne la chaleur du retour de la solution faible pour sortir à une température légèrement supérieure.
- (7) Ce qui concerne le frigorigène vaporisé chaud au niveau du générateur, il pénètre alors dans le condenseur où il rejette la chaleur au fluide de refroidissement, il est refroidi jusqu'à ce qu'il se condense. Après, il laisse le condenseur comme un mélange saturé.
- (8) Le mélange saturé passe ensuite par la soupape d'étranglement où sa pression chute soudainement pour augmenter la teneur en vapeur du mélange saturé et facilite la vaporisation du frigorigène, ce qui finit par affecter l'évacuation de la chaleur du fluide dans l'évaporateur. [8]
- (9) Au niveau de l'évaporateur, le mélange de frigorigène saturé du frigorigène capte la chaleur de l'espace refroidi, il est évaporé puis sort pour pénétrer dans l'absorbeur.

Parce que les pressions dans l'évaporateur, l'absorbeur et le condenseur sont bien en dessous de la pression atmosphérique, de l'air et d'autres gaz non condensables s'échappent dans un système de réfrigération à absorption LiBr. Un purgeur d'air devrait être installé pour éliminer ces gaz non condensables et pour maintenir la pression, la température et la concentration requises dans le refroidisseur d'absorption [9].

Un cycle d'absorption fonctionne avec le couple NH₃/H₂O est similaire au cycle du couple H₂O/LiBr à l'exception de quelques différences dans les propriétés du fluide de travail par exemple faible affinité. IL utilise l'ammoniac comme réfrigérant et de l'eau comme absorbant. De

plus, la machine inclue deux échangeurs de chaleur, un analyseur et un redresseur. Ces deux derniers dispositifs sont utilisés pour condenser la fraction de la vapeur d'eau disponible et qui peut se former dans le générateur et envoyer avec la solution d'ammoniac vers le condenseur, alors que l'eau est renvoyée vers l'absorbeur [8].

6. Type de la machine à absorption

Trois technologies d'absorption distinctes sont actuellement commercialisées :

6.1. refroidisseurs à l'eau/bromure de lithium

Utilisent le bromure d'eau/lithium comme un fluide de travail d'absorption qui est largement utilisé depuis les années 1950. Lorsque, la technologie a été mise au point par plusieurs fabricants aux États-Unis États [11].

6.2. refroidisseurs à l'ammoniac/eau

Les systèmes d'ammoniac/eau à un seul effet sont utilisés depuis le milieu des années 1800. Elles se présentent sous de nombreuses formes et applications différentes (Bogart 1981 ; Howe et al. 1989 ; Erickson 1991 ; Erickson 1995). À l'origine, les applications étaient la réfrigération. Depuis les années 1960, un nombre considérable de ces unités ont été construites pour la climatisation résidentielle, et depuis les années 1970, elles sont également envisagées pour le chauffage résidentiel et commercial [12].

6.3. réfrigérateurs à l'ammoniac/eau/hydrogène

Le cycle de réfrigération à diffusion-absorption a été lancé dans les années 1920 par deux Suédois nommés : *Von Platen* et *Munters*. En 1928, le cycle a beaucoup évolué depuis son origine et est actuellement fabriqué dans de nombreux pays du monde, y compris en Suède, aux États-Unis, au Mexique, en Argentine, en Chine et en Inde [11]. Son fluide de travail est composé de trois substances : l'ammoniac (réfrigérant), l'eau (absorbant) et l'hydrogène comme un gaz inerte pour équilibrer les pressions entre le condenseur et l'évaporateur, tout en permettant l'évaporation du réfrigérant et donc la production du froid. Puisqu'il n'y a aucune pièce mobile dans l'unité, le système à absorption-diffusion est silencieux et fiable [12]. Ils sont souvent utilisés dans les chambres d'hôtel et les bureaux.

Le tableau suivant résume la différence entre les trois types :

Tableau 1: Comparaison entre les machines à absorption utilisant H₂O/LiBr, NH₃/H₂O et NH₃/H₂O/H₂ comme réfrigérant.

	Refroidisseurs au H ₂ O/LiBr	Refroidisseurs au NH ₃ /H ₂ O	Réfrigérateurs au NH ₃ /H ₂ O/H ₂
Absorbant	bromure de lithium	Eau	Eau
Réfrigérant	Eau	Ammoniac	ammoniac
gaz auxiliaire			hydrogène
Matériaux de construction	Simple effet : l'acier au carbone et le cuivre. Double effet : Les alliages cuivre-nickel	acier au carbone ou l'acier inoxydable, aluminium.	
Le coefficient de performance	De 0,7 à 1.2	de 0,5	De 0.01 à 0.38
le point d'ébullition fluide	de 1282 °C	24,7 °C	24,7 °C
Plage de température	+4.5°C / +20°C	-60°C / +20°C	-60°C / +20°C
Chaleur latente de vaporisation (KJ/Kg)	H ₂ O 5°C :2490KJ/Kg 45°C :2394KJ/Kg	NH ₃ -30°C:1357KJ/Kg 5°C:1243KJ/Kg 45°C : 1080KJ/Kg	Chaleur latente de vaporisation (KJ/Kg)
Matériaux de construction	Simple effet : l'acier au carbone et le cuivre. Double effet : Les alliages cuivre-nickel	acier au carbone ou l'acier inoxydable, aluminium.	Matériaux de construction
Problème majeur	crystallisation (qui est une solidification du LiBr)	Présence d'une fraction de l'ammoniaque dans l'absorbant	Problème majeur
Alimentation énergétique	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : oui	Gaz : oui Vapeur : oui Solaire : non	ne requiert qu'un apport énergétique d'origine

7. Cycles à absorption

7.1. Cycle à absorption simple effet

Son cycle et son fonctionnement sont déjà expliqués dans les paragraphes précédents.

7.2. Cycles frigorifiques à double effets

L'objectif du cycle frigorifique à doubles effets est d'augmenter la performance du système à absorption, ce cycle de structure complexe comprend plus de composants que le cycle d'absorption simple effet : un générateur à haute température et un condenseur à haute pression, également une deuxième pompe et deux autres vannes. Il fonctionne à trois pressions : basse pression, pression intermédiaire et haute pression. La chaleur fournie à la génératrice haute pression est supérieure à celle de simple effet, la vapeur générée par ce générateur est utilisée pour générer plus de vapeur frigorigène dans le générateur intermédiaire, ce qui permet de générer plus de vapeur frigorigène et donne de COP plus élevé.

7.3. Séries par rapport aux configurations parallèles pour le cycle à double effet

Les cycles en série et en parallèle pour la configuration à double effet, diffèrent par la manière dont la solution est canalisée lorsqu'elle sort de l'absorbeur on distingue :

a. Configuration parallèle

La solution diluée (de couleur jaune) de l'absorbeur est pompée vers PH1, puis fractionnée simultanément entre la génératrice haute pression et le générateur intermédiaire (**Figure 7**).

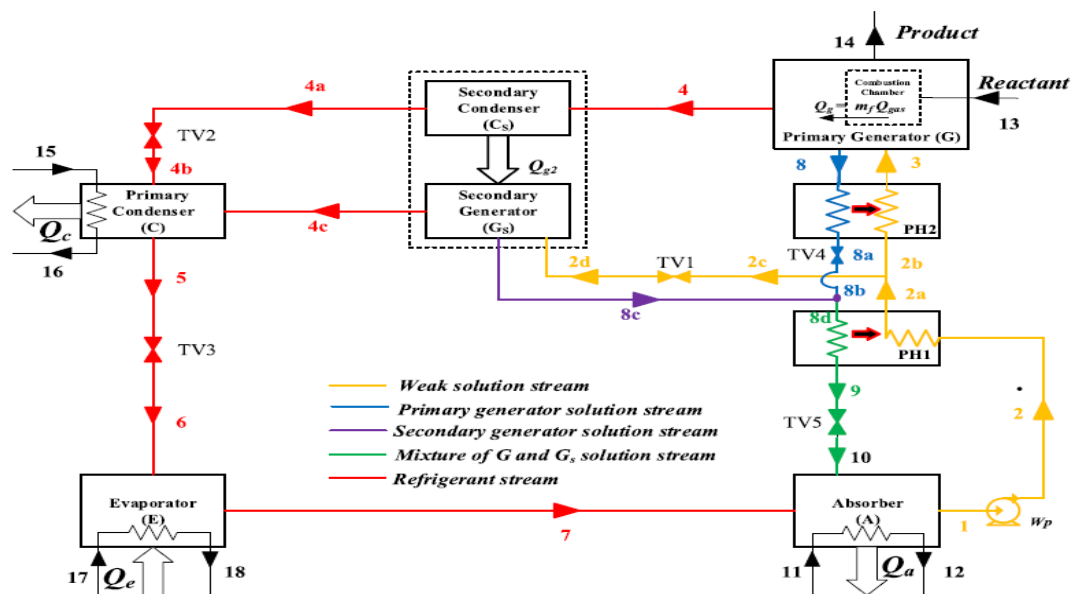


Figure 7: Configuration parallèle

b. Configuration série [01] :

La solution riche en frigorigène est d'abord pompée vers le générateur à haute température et à haute pression, elle est séparé de la vapeur de réfrigérant partiellement. Puis dirigée vers le générateur à basse température 'intermédiaire' pour une séparation supplémentaire (figure8).

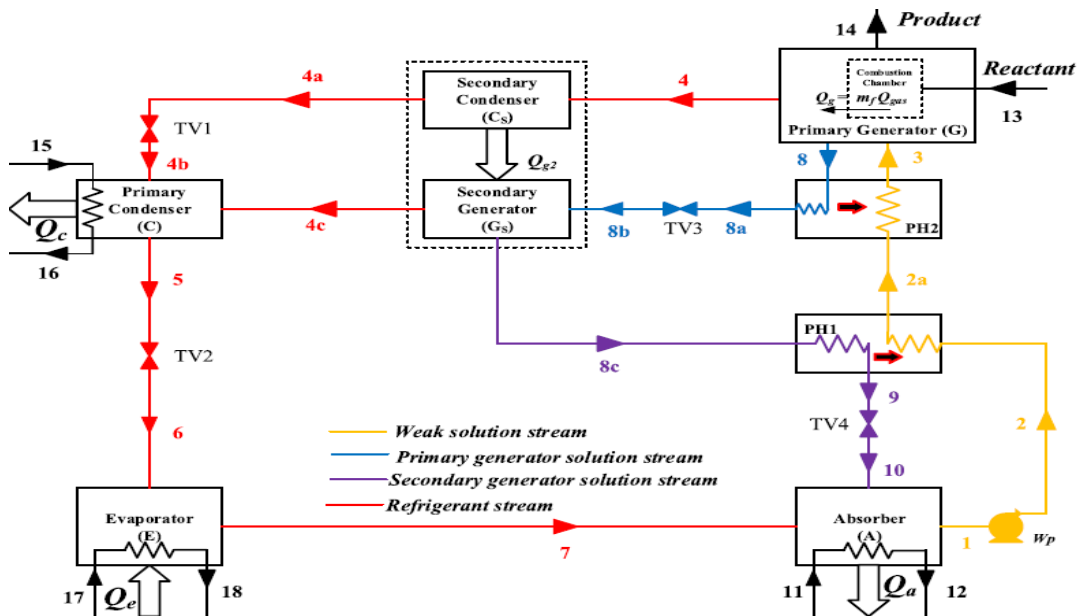


Figure 8: Configuration série.

Le tableau suivant résume les différences entre les deux configurations : [10]

Tableau 2: Comparaison entre les configurations d'une machine d'absorption à double effet.

	Configuration série	Configuration parallèle
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> • COP plus élevé • risque de cristallisation plus faible 	<ul style="list-style-type: none"> • chemin de solution est plus simple, c'est-à-dire plus facile à contrôler. • Puissance frigorifique est légèrement supérieure
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> • coût des redevances pour son brevet récemment délivré. • maintien de la répartition correcte du débit dans le flux parallèle est problématique sans contrôles actifs. 	<ul style="list-style-type: none"> • COP est inférieur par rapport à la configuration série.

8. Définition de réfrigérant

En général, les réfrigérants sont bien connus sous le nom de fluides absorbant la chaleur pendant l'évaporation. Ces réfrigérants, qui produisent un effet de refroidissement pendant le passage de la phase liquide à la vapeur, sont couramment utilisés dans les systèmes de réfrigération, de climatisation et de pompe à chaleur.

8.1. Combinaisons réfrigérant-absorbant [8]

Les combinaisons réfrigérant-absorbant (dits fluides de travail) sont essentiellement utilisées dans les systèmes de réfrigération par absorption et de pompe à chaleur. Les groupes inorganiques et organiques sont les principales sources des frigorigènes et des absorbants. Certains groupes organiques pour les réfrigérants sont les amines, les alcools, les halogènes et les hydrocarbures, et pour les absorbants, les alcools, les éthers, les éthers-alcools, les amides, les amines, les amines-alcools, les esters, les cétones, les acides ou les aldéhydes peuvent être utilisés.

Deux exemples bien connus sont l'ammoniac-eau et l'eau-bromure de lithium. Dans certaines publications, l'absorbant est aussi appelé le solvant. L'absorbant devrait avoir une plus grande affinité chimique pour le frigorigène que ne l'indique la loi ordinaire de solubilité. Très peu de chaleur est libérée lorsque les fréons, les nitrogènes ou certains autres gaz sont dissous dans l'eau. Cependant, l'eau a une grande affinité chimique pour l'ammoniac, et une chaleur considérable est développée pendant l'absorption. Ainsi la quantité de chaleur libérée dans l'absorption est une mesure brute de l'affinité chimique.

Dans les applications pratiques d'absorption-réfrigération, outre que les combinaisons $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, absorbant ont été envisagées, notamment :

- ammoniac/chlorure de calcium ;
- ammoniac/chlorure de strontium ;
- ammoniac/heptanoyl,
- ammoniac/triéthanolamine,
- l'ammoniac et la glycérine ;
- ammoniac/huile de silicium ext....

8 . 2. Propriétés souhaitées des combinaisons réfrigérant absorbant [02] [11]

- 1) pression de vapeur négligeable au niveau du générateur, comparativement à la pression de vapeur du frigorigène à 37,5 °C, ce qui a une incidence sur les pertes du détendeur et le coût d'exploitation ;
- 2) La relation entre la température, pression et la concentration de fluide doivent assurer que l'absorbant doit demeurer liquide tout au long du cycle, et elle être conformes aux températures et pressions pratiques du condenseur, de l'absorbeur et du générateur);
- 3) une grande stabilité, ce qui influe sur les températures maximales rencontrées dans la génératrice ;
- 4) faible tension superficielle, influençant le transfert et l'absorption de chaleur ;
- 5) faible viscosité, influençant le transfert de chaleur et la puissance de pompage.
- 6) Solubilité (solubilité élevée du frigorigène aux températures du fluide de refroidissement, par exemple l'air ou l'eau, et à une pression correspondant à la pression de vapeur du frigorigène à 5 °C, plus faible solubilité du réfrigérant dans l'absorbant aux températures du générateur et à une pression correspondant à la pression de vapeur du réfrigérant à la température du fluide de refroidissement),
- 7) stabilité (le frigorigène et l'absorbant doivent être incapables de toute action chimique non réversible les uns avec les autres dans une plage de température pratique, par exemple de -5 °C à 120 °C), et
- 8) surchauffe et surfusion (influence sur les opérations).

8 . 3. Choix du réfrigérant

Le choix du réfrigérant approprié dépend du nombreux de paramètres, car il ne peut pas y avoir un seul réfrigérant bien adapté à tous les types de systèmes de réfrigération. Les propriétés thermodynamiques, les propriétés physiques et les autres propriétés sont prises en compte dans le choix du système de réfrigération approprié. Outre ceux propriétés, il convient de tenir compte de la pression de service, de la plage de températures et du rapport de pression, des contraintes d'espace, de la corrosivité et de l'inflammabilité, la miscibilité de l'huile,... etc., avant de sélectionner le réfrigérant avec un compresseur approprié et d'autres équipements du système de réfrigération.[02][08]

9. Turbine à gaz

9.1. Définitions

La turbine à gaz est une machine motrice à mouvement rotatif et à combustion interne. Elle fait partie de TURBOMACHINES définies par Râteau comme étant des machines dans lesquels a lieu d'un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe. Dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...) [13-14]. Elle fait fonctionner trois types de centrale thermique (à cycle simple, à cycle combiné et en cogénération). Elle est construite dans une gamme très large de puissance de 25 KW à 250 MW [15-16, 17-18]. Ces machines nécessitent du combustible distillé haute qualité, comme du kérosène ou du gaz naturel. La tendance actuelle appuie le développement de procédés qui permettront d'obtenir des combustibles gazeux fiables à partir de sources alternatives, comme le charbon ou la biomasse.

9.2. Composants des turbines à gaz

La turbine à gaz elle-même comprend trois composantes principales :

- ✓ Compresseur : Comprime l'air avant la combustion.
- ✓ chambre de combustion : y compris les brûleurs. Allumage du mélange d'air et de carburant pour donner un flux régulier de gaz chauffé uniformément dans la turbine.
- ✓ Turbine : a pour rôle de fournir la puissance nécessaire pour entraîner le compresseur et de fournir la puissance de l'arbre pour la production d'énergie en extrayant l'énergie des gaz chauds libérés par le système de combustion et en les agrandissant à une pression et une température inférieures. L'énergie produite entraîne la charge qui peut être : un compresseur, une pompe, un générateur...etc.

9.3. Principe de fonctionnement

Le compresseur (C), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air extérieur (E), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voire 30 bars pour certains modèles.

Du gaz (G), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans la chambre de combustion (Ch) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme. Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (T), où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique, la Turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la cheminée (Ec) à travers un diffuseur.

Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (A) qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'une machine réceptrice : pompe, alternateur...accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (M) qui joue le rôle de démarreur (**Figure 9**) Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant [19].

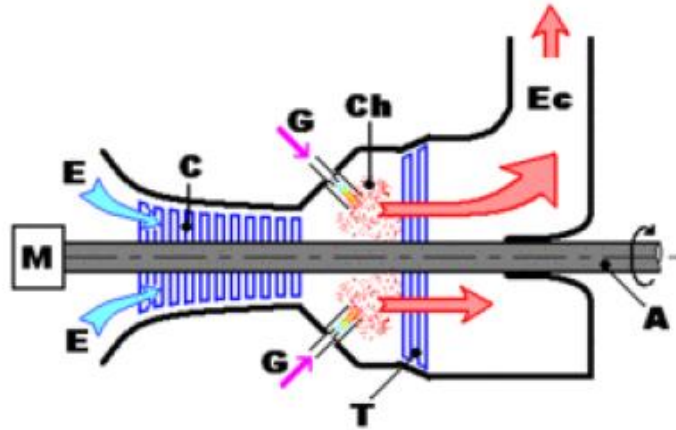


Figure 9: Coupe longitudinale d'une turbine à gaz.

10. Cycle d'une turbine

S'appelle le cycle de Baryton (**Figure 10**) qui gouverne le fonctionnement des turbines à combustion. C'est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement, le travail net spécifique et puissance peuvent être améliorés en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple [19].

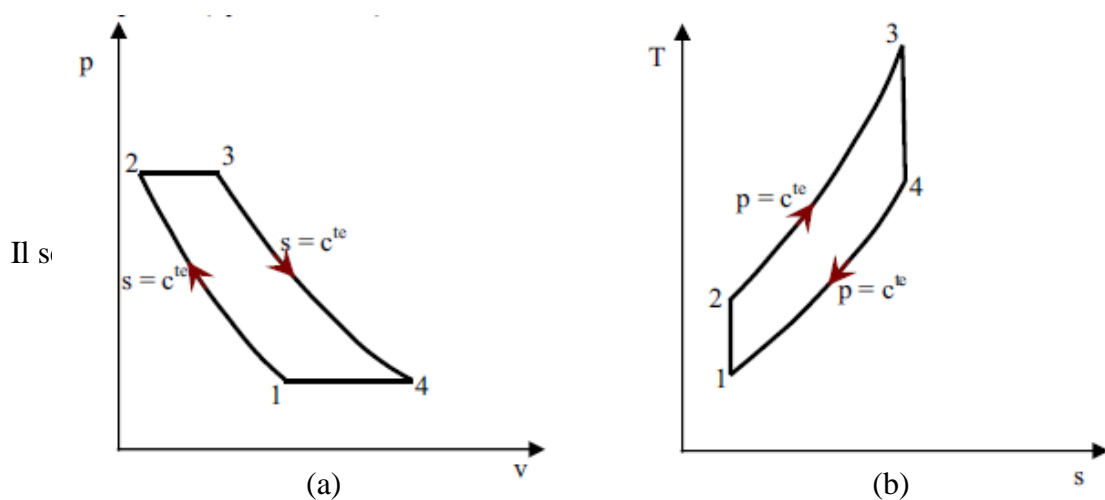


Figure 10: Schéma de cycle théorique idéal de Brayton fermée. (a) cycle (p-v), (b) cycle (t-s).

Le gaz est comprimé isotropiquement du point 1 à 2, le chauffage à la pression constante de 2 à 3, suivi par une détente isentropique dans la turbine du point 3 à 4. Le refroidissement se

produit du point 4 au point 1, dans un échangeur de chaleur (cycle fermé) ou à l'atmosphère (cycle ouvert).

11. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines à gaz selon :

11.1. Le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

11.1.1. Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

11.1.2. Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ε caractérisera le pourcentage d'énergie thermique totale.

11.2. Le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

11.2.1. Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

11.2.2. Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

a. Turbine à cycle simple

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente, les gaz possédants encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

b. Turbine à cycle régénéré

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

11.3. Le mode de construction

L'objectif pour lequel on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve :

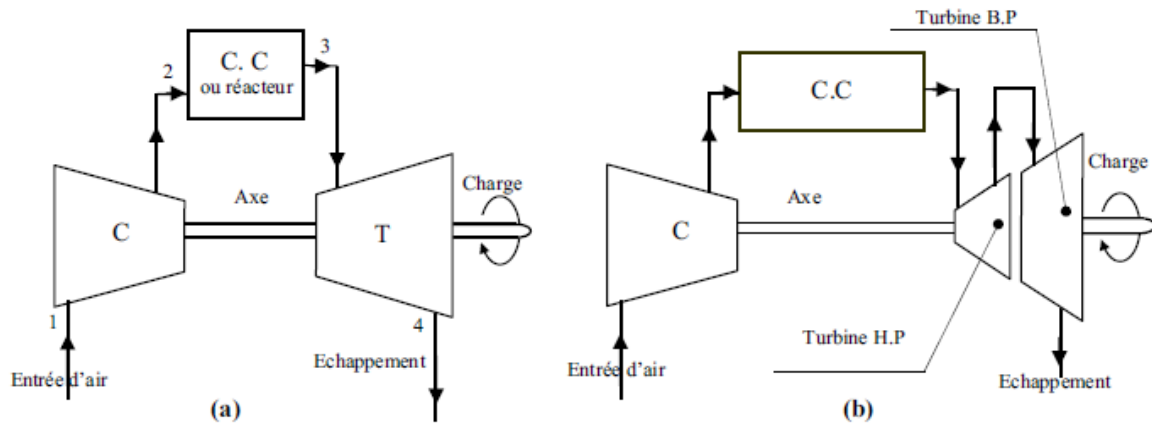


Figure 11 : Schéma d'une turbine à gaz ouvert, (a) d'un axe simple, et (b) deux axes.

11.3.1. Arbre à un seul axe

Le compresseur et l'ensemble des étages de détente sont regroupés sur le même arbre entraînant également l'organe récepteur. Elle n'assure un bon rendement effectif, que pour une vitesse constante de rotation très proche de la vitesse nominale. Ce là est provoqué par la liaison mécanique des rotors du compresseur et de la turbine. Donc, la diminution de la vitesse de rotation entraîne la diminution le débit d'air et le taux de Compression, et le rendement effectif ainsi que le couple et la puissance baissent. D'où elle ne peut entraîner que des machines qui peuvent être chargées à la vitesse nominale (Alternateur électrique, ...), qui se fait à régime constant et charge plus élevée.

11.3.2. Arbre à deux axes

La turbine à gaz à deux lignes d'arbre est mise en application pour remédier aux difficultés de la turbine à un seul arbre, notamment les fluctuations de charge, en séparant les deux fonctions de la turbine en deux parties : Une turbine dite haute pression entraînant le compresseur axial (organe de compression de l'air comburant). Une autre turbine, de puissance utile (dite turbine libre ou turbine basse pression), entraînant quant à elle, une machine réceptrice. On distingue ainsi deux compartiments, mécaniquement indépendants, l'un est générateur de gaz et l'autre est générateur d'énergie mécanique. La configuration à deux axes permet à la charge d'être conduite à vitesse variable, c'est-à-dire pour une vitesse constante du turbocompresseur (de la turbine haute pression), la puissance et le couple de la turbine basse

pression peuvent varier largement. Alors la turbine à deux lignes d'arbres supporte bien les fluctuations et permet un meilleur fonctionnement à charge partielle et variable.

12. État de l'art sur les travaux sur le couplage d'une turbine à gaz avec une machine à absorption

Jeanette B. Berry et al, a vérifié le fonctionnement d'un refroidisseur à absorption à double effet, qui utilise les gaz d'échappement d'une turbine de 4,5 MW, comme seule source de carburant, après une année de son installation au Texas. Plus de 2 500 tonnes d'eau réfrigérée sont produites à pleine capacité sans carburant supplémentaire. Une partie de l'eau réfrigérée (200 à 300 tonnes) sert à refroidir l'air d'entrée de la turbine, ce qui améliore l'efficacité électrique. Le reste d'eau réfrigérée est utilisée pour autre usage. Les données préliminaires sur le terrain permettant de vérifier une efficacité énergétique de 74 % en fonction de la valeur de chauffage plus élevée du gaz naturel, un COP correspond à une valeur supérieure à 0,9 et une efficacité globale du système dépasse 80 % dans des conditions de pleine charge, lorsqu'elle produit de l'eau réfrigérée près de sa capacité nominale. Aussi le contrôle de la sortie du refroidisseur d'absorption par une vanne de dérivation a été vérifié au moyen de tests sur le terrain [20].

Dans le but de recycler les gaz d'échappement de turbine à gaz d'un part est d'améliorer sa puissance générée et son efficacité qui dépend de la température de l'air d'entrée compresseur d'autre part. **L. Garooci Farshi et al** a proposé d'installer un cycle de réfrigération par absorption (ARC) à l'entrée de la turbine à gaz, entraîné par les gaz d'échappement de cette dernière. Leurs résultats théoriques sont vérifiés par les résultats expérimentaux. Ils ont montré que le travail net et l'efficacité augmenteront de 6 à 10 % et de 1 à 5 % respectivement pour chaque baisse de 10°C de la température d'entrée. Le coefficient de performance (COP) de l'ARC est faible, avec des rapports de haute pression dans la turbine à gaz simple (SGT) et avec des rapports de basse pression dans la turbine à gaz régénérateur (RGT), l'énergie thermique des gaz d'échappement ne peut pas fournir toute l'énergie thermique nécessaire pour le cycle de réfrigération pour cela éjecteur est inclus dans le cycle de réfrigération pour fournir un COP élevée [21].

Sahil Popli et al, a étudié l'application d'une réfrigération par absorption de chaleur résiduelle pour le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur de turbine à gaz (de 9 MW) de traitement du gaz naturel (NGPPS), fonctionnant dans des conditions chaudes et humides du climat du golfe Persique. Le gaz d'échappement alimente un générateur de vapeur de récupération qui va ensuite alimenter un système de réfrigération à absorption de bromure de lithium (Libr) à effet unique. Ils ont comparé les performances thermodynamiques de ce système à celles des refroidisseurs par évaporation conventionnelle et des refroidisseurs de vapeur mécaniques. Les

modèles de turbine à gaz et d'ARS ont été validés à l'aide des spécifications du fabricant et des données expérimentales de **Gommed** et de **Grossman**. Ils ont montré que l'utilisation de trois refroidisseurs à absorption, 17 MW de chaleur résiduelle et récupérée et 12,3 MW de refroidissement est fourni à un COP de 0,77, ainsi, ils assurent une température constante de 10 C de l'air à l'entrée du compresseur d'une turbine à gaz, et améliore sa puissance de sortie et son efficacité énergétique de 4,2 % et 1,6 %, respectivement. Ils ont constaté qu'environ 2 MW d'énergie électrique est économisés, en supposant un COP de 6 pour le refroidisseur à compression de vapeur, fournirait la même quantité de refroidissement que l'ARS [22].

Afin d'obtenir une production de gaz naturel liquéfié (GNL) plus éco-énergétique. **Paul Kalinowski et al**, a étudié la possibilité de remplacer les refroidisseurs par compression de vapeur de propane de l'usine de GNL, par des systèmes de réfrigération par absorption alimentés par la chaleur résiduelle provenant de la turbine à gaz génératrice de 9 MW, ils ont modélisé deux cycles de réfrigération par absorption (ammoniac-eau) à effet unique et à double effet et analysé leur application potentielle au procédé GNL. Ils ont modélisé le cycle d'absorption à l'aide du Solveur d'équations techniques (logiciel F-chart, 2008). Ils ont démontré que l'ARS d'eau ammoniacale à effet unique pourrait fournir la charge de refroidissement requise et remplacée complètement les refroidisseurs au propane, tandis que l'ARS d'ammoniac à double effet ne pouvait fournir suffisamment de charges de refroidissement que pour le premier refroidisseur et partiellement pour le second et que la récupération la chaleur résiduelle d'un processus de production d'électricité de 9 MW pourrait permettre d'économiser 1,9 MW de consommation d'électricité [23].

Afin d'améliorer l'efficacité énergétique de l'usine de GNL, **Amir Mortazavi et al**, a étudié les possibilités d'amélioration de l'efficacité énergétique de huit options d'utilisation des refroidisseurs à absorption thermique dans le cycle de liquéfaction. Ils ont modélisé la chaleur résiduelle pour une turbine à gaz dimensionnée à pleine charge et à charge partielle, ainsi que le refroidisseur à absorption par le logiciel d'ASPEN. Ils ont trouvé que l'efficacité du cas pleine charge est supérieure à celle du cas de charge partielle, et qu'il exige moins de chaleur résiduelle dans le premier cas pour la même option. Ils ont constaté que plus l'option est bonne, plus il faut de chaleur résiduelle pour faire fonctionner les refroidisseurs à absorption. Les résultats de la simulation ont indiqué une réduction de la consommation de carburant jusqu'à 21,32 (option huit), cette réduction est obtenue en abaissant la température du condenseur à cycle propane, en remplaçant les évaporateurs de propane 22°C et 9°C par des refroidisseurs à absorption et le propane a été condensé à 14 C et sous-refroidi à 12 C par des refroidisseurs à absorption [24].

Dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique des usines de traitement du pétrole et du gaz, C. Somers et al, ont créé des modèles de travail pour des cycles d'absorption H₂O/LiBr à double effet

et à effet unique. La modélisation de processus des propriétés du mélange est effectuée numériquement à l'aide de l'ASPEN, et les résultats sont comparés aux modèles EES mis au point par **C.Somers et al** qui fournissent des résultats beaucoup plus détaillés que les études expérimentales. Les résultats montrent une conservation de bilan massique et de l'énergie et vérifient pour chaque point d'état dans les deux cycles, ainsi que l'écart de l'erreur à savoir ceux de pression, température absolue, concentration de LiBr, COP et la puissance de refroidissement et de 3% pour le cycle à effet unique, et 5% pour le cycle à double effet. Cela indique que les modèles fournissent des résultats suffisamment précis. À noter que l'avantage des modèles d'ASPEN qu'ils peuvent être intégrés facilement avec diverses sources d'énergie et systèmes de conversion d'énergie [25].

Valérie Eveloy et al, a évalué la performance technico-économique d'un système combiné de refroidissement à absorption, de chauffage au gaz de procédé et d'électricité (CCHP), visant à améliorer l'efficacité énergétique d'une usine d'extraction de liquide de gaz naturel dans le golfe Persique. Ils ont estimé les caractéristiques de fonctionnement GT dans des conditions non ISO à l'aide des deux cartes de performance du fabricant et le combiné aux équations standard de bilan thermique et de masse mises en œuvre dans la SEE pour modéliser les caractéristiques de fonctionnement du WHRSG et de l'ARS, cette étude montre que la charge de refroidissement combinée requise pour les cinq GT s'élèverait à 25,1 W dans les pires conditions estivales (soit 50 C, 20 % d'humidité relative). Presque toute la vapeur produite est utilisée pour alimenter cinq refroidisseurs à absorption H₂O/ LiBr à effet double de 15 MW, la charge de refroidissement permet se refroidit l'air d'entrée du compresseur jusqu'à 10°C, qui permet de produire environ 151 GWh de puissance électrique supplémentaire par an. D'élimination les refroidisseurs d'air existant et de prérefroidissement du gaz de procédé à une température réduite de 10°C, l'autre fraction de vapeur produit est utilisée pour le chauffage et la régénération au gaz maigre, permet d'économiser environ 24 MW de chaleur de procédé et d'éliminer trois fours de chauffage direct [26].

Dans le but d'améliorer l'efficacité thermique du traitement du gaz naturel (GN), dans l'industrie pétrolière et gazière du golfe Persique, augmenter la récupération des hydrocarbures, réduire la consommation d'énergie et le coût du processus de réfrigération, **Sahil Popli et al**, a étudié la faisabilité d'utilisation du refroidissement par absorption entraîné par la chaleur résiduelle des gaz d'échappement des turbines, ils ont établi un modèle thermodynamique généralisé pour les courbes de chauffage et de refroidissement dans une installation de GN typique. Le modèle ne suppose qu'un générateur de vapeur à récupération de la chaleur résiduelle (WHRSG). La puissance de refroidissement du système de réfrigération et la quantité de chaleur résiduelle récupérée de la turbine à gaz sont analysées à l'aide d'engineering Equation Solver (EES) (F-Chart Software 2008), et les caractéristiques de fonctionnement et les performances prévues du refroidisseur d'absorption sont

validées à l'aide de données expérimentales publiées. Ses résultats suggèrent que trois refroidisseurs à absorption à double effet de 15 MW utilisent 34,6 MW de chaleur d'échappement de turbine à gaz pourrait fournir 45 MW de refroidissement à 5°C, cela pourrait permettre d'économiser environ 9 MW d'énergie électrique, et offre des économies substantielles d'environ 7,8 millions USD/an [27].

Afin de réduire la consommation d'énergie électrique de procédé de liquéfaction du gaz naturel à grande échelle, **Mehdi Mehrpooya et al**, ont étudié la faisabilité du remplacement le cycle de réfrigération par compression de vapeur, par un système de réfrigération par absorption à effet unique NH₃/H₂O, alimenté par les gaz de sortie provenant de turbine (T = 180 °C et P = 4,5 bar). La simulation du cycle ammoniac-eau, du processus de liquéfaction et du processus modifié est réalisée par le logiciel Aspen HYSYS. Les résultats de la simulation sont entièrement compatibles avec les données d'une référence. Ils ont montré que l'ammoniac a de meilleures propriétés thermiques, en particulier une plus grande chaleur de vaporisation que le propane, et que le coefficient global de transfert de chaleur et la chaleur de vaporisation dans le procédé est plus élevé dans le cycle de prérefroidissement du procédé MFC modifié, alors que la boîte froide de ce cycle est plus petite. Ils ont montré donc que l'utilisation d'un refroidisseur par absorption élimine la puissance requise des compresseurs ce qui montre une réduction de 30 % de la consommation d'énergie [28].

13. Conclusion

Dans ce chapitre, une revue bibliographique de la machine à absorption, de la turbine à gaz et de d'un état de l'art des travaux effectués sur le couplage d'une turbine à gaz avec une machine à absorption ont été abordée. Notre étude consiste à étudier la faisabilité d'une unité d'absorption à froid alimentée par les gaz d'échappement de la turbine à gaz de l'usine de traitement et de compression Hassi R'mel qui se caractérise par un climat sec.

Chapitre 02 : Modélisation et simulation.

1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la modélisation et à la simulation, la première partie est réservée à la modélisation, nous citerons un ensemble d'équations basées sur la première loi de la thermodynamique qui module : le système ouvert de la turbine à gaz, et le système fermé de la machine d'absorption. La deuxième partie est réservée à la simulation, sous le logiciel Aspen plus, nous présenterons une introduction au logiciel et aux équations des états appropriés pour la simulation de chaque système. Le but de ce chapitre est de créer les deux modèles correspondants, puis les combinée, connaître les équations qui régissent le système pour comprendre son comportement et analyser les résultats obtenus, afin d'optimiser son fonctionnement.

Une étude paramétrique sera abordée dans le chapitre suivant.

2. Modélisation

2 . 1. Modélisation de la machine à absorption simple effet

La première partie de la modélisation est réservée à une analyse du cycle thermodynamique d'une machine d'absorption à simple effet, l'analyse est basée sur le principe de conservation de la masse et de l'énergie. Puisque la performance de l'ABS dépend des propriétés chimiques et thermodynamiques des fluides utilisés, Il existe plusieurs équations régissant les propriétés de fluides purs et du mélange (H₂O /LiBr) aux conditions opératoires telles que la température, la pression et la composition, l'équation utilisée pour notre travail est décrit dans la partie suivante. Cette équation est d'abord utilisée pour calculer les enthalpies à chaque point du cycle et déterminer la performance d'ABC en suivant.

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

Comme le montre la **figure 12**, il y'a trois débits qui circulent dans la machine et trois concentrations de LIBR :

- Solution pauvre : $\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_2$; $x_4 = x_3 = x_2 = x_d$
- Solution riche : $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8$; $x_6 = x_7 = x_8 = x_c$
- réfrigérant : $\dot{m}_5 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_3$; $x_5 = x_9 = x_{10} = x_1$
- Soient $\dot{m}_f, \dot{m}_a, \dot{m}_g$ et x_f, x_d, x_c respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution diluée de la solution concentrée.

2.1.1. Analyse du générateur

a. Bilan massique :

- Bilan sur la solution : $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6$ (2)

- Bilan sur le bromure de lithium : $x_4 \times \dot{m}_4 = x_6 \times \dot{m}_6$ (3)

b. Bilan énergétique :

$$Q_g = \dot{m}_5 \times h_5 + \dot{m}_6 \times h_6 - \dot{m}_4 \times h_4 \quad (4)$$

Avec :

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

- **h4** : enthalpie du liquide de la solution diluée (riche en H2O) à la température T4 et à la pression du condenseur
- **h6** : enthalpie du liquide de la solution concentrée (pauvre en H2O) à la température du générateur Tg et à la pression du condenseur.

Températures de sortie de la source externe : on utilise la méthode NUT déjà décrite dans la partie modélisation d'un échangeur, cas de température de sortie inconnue,

$$C_{\min} = C_{\text{froid}} = \dot{m}_{11} \times C_{p11} \quad (5) \quad \text{Et} \quad Q_{\max} = C_{\min} \times (T_{11} - T_4) \quad (6)$$

$$\text{Donne :} \quad T_2 = T_{11} - Q_{\max} \quad (7)$$

2.1.2. Analyse du condenseur

a. Bilan massique :

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (8)$$

b. Bilan énergétique :

$$Q_c = \dot{m}_5 \times (h_5 - h_9) \quad (9)$$

Avec :

- **h9** : enthalpie du liquide saturé du frigorigène à la température (Tc) et à la haute pression (HP)
- **h5** : enthalpie de la vapeur surchauffée du frigorigène à la température du générateur (T5) et à haute pression (HP).

$$C_{\min} = C_{\text{froid}} = \dot{m}_{13} \times C_{p13} \quad (10) \quad \text{Et} \quad Q_{\max} = C_{\min} \times (T_5 - T_{13}) \quad (11)$$

$$\text{Donne :} \quad T_{15} = T_{13} - Q_{\max} \quad (12)$$

2.1.3. Analyse du détendeur (vanne d'expansion)

Côté réfrigérant (9-10) ou côté solution (7-8)

a. Bilan massique :

$$\dot{m}_9(7) = \dot{m}_{10}(8) \quad (13)$$

b. Bilan énergétique :

$$h_9(7) = h_{10}(8) \quad (14)$$

Avec :

h10 : enthalpie du liquide à la température (T10) et à la basse pression (BP).

h7 : enthalpie du liquide de la solution à la température (T7) et à haute pression et à la concentration pauvre(x_c).

h8 : enthalpie du liquide de la solution à la température (T8) et à basse pression à la concentration pauvre(x_c).

2.1.4. Analyse d'évaporateur

a. Bilan massique

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \quad (15)$$

b. Bilan énergétique :

$$Q_{év} = \dot{m}_{10} \times (h_1 - h_{10}) \quad (16)$$

D'où :

h1 : enthalpie du vapeur saturé du frigorigène à la température (TE) et à basse pression (BP).

$$C_{\min} = C_{\text{froid}} = \dot{m}_{16} \times C_{p16} \quad (17) \quad \text{Et} \quad Q_{\max} = C_{\min} \times (T_{16} - T_{10}) \quad (18)$$

$$\text{Donne :} \quad T_{17} = T_{16} - Q_{\max} \quad (19)$$

2.1.5. Analyse de l'absorbeur

a. Bilan massique :

- Bilan sur la solution : $\dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_2$ (20)

- Bilan sur le bromure de lithium : $x_8 \times \dot{m}_8 = x_2 \times \dot{m}_2$ (21)

b. Bilan énergétique :

$$Q_{ab} = \dot{m}_1 \times h_1 + \dot{m}_8 \times h_8 - \dot{m}_2 \times h_2 \quad (22)$$

Avec :

- **h2** : enthalpie du liquide de la solution diluée (riche en H2O) à la température T_{abs} et à la basse pression(BP) à la concentration riche en LiBr(x_d).

$$C_{\min} = C_{\text{froid}} = \dot{m}_{13} \times C_{p13} \quad (23) \quad \text{Et} \quad Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_8 - T_{13}) \quad (24)$$

$$\text{Donne :} \quad T_{14} = T_{13} - Q_{\max} \quad (25)$$

2.1.6. Analyse de la pompe

a. Bilan massique :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (26)$$

b. Bilan énergétique :

$$\dot{w}_p = \dot{m}_2 \times (h_2 - h_3) = \vartheta_a \times (h_2 - h_3) \quad (27)$$

h_3 : Enthalpie du liquide de la solution diluée (riche en H₂O) à la température T₃ et à la haute pression (HP) à la haute pression (HP) à la concentration riche (x_d).

ϑ_a : Volume spécifique de la solution riche en frigorigène.

2.1.7. Analyse de l'échangeur de solution**a. Bilan massique :**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (28)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (29)$$

b. Bilan énergétique :

$$Q_{éch} = \dot{m}_3 \times (h_4 - h_3) = \dot{m}_7 \times (h_6 - h_7) \quad (30)$$

2.1.8. Détermination du coefficient de performance COP

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournie au générateur, plus le travail de la pompe de solution. Le coefficient de performance est donné par l'équation suivante :

$$COP = \frac{Q_{év}}{Q_g + \dot{W}_p} \quad (31)$$

2.1.9. Détermination du coefficient de performance de Carnot (COP_c)

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

$$COP_c = \frac{Q_{év}}{Q_g} = \frac{T_{év}}{T_c - T_{év}} \frac{T_g - T_c}{T_g} \quad (32)$$

2.1.10. taux de circulation FR

Le débit spécifique de solution (FR), qui est le rapport des flux massiques de la solution riche (\dot{m}_6) refoulée par la pompe et de vapeur (\dot{m}_5) produit au générateur [29], s'écrit :

On trouve :

$$FR = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} = \frac{x_c}{x_c - x_d} \quad (35)$$

2.2. Modélisation de la turbine à gaz à deux axes

La turbine à gaz MS 5002C est une turbine à gaz à deux axes, elle est largement utilisée dans l'industrie pétrolière. Elle entraîne des organes de compression à forte puissance utilisée dans les stations de compression du gaz naturel. Le tableau suivant donne les paramètres de fonctionnement de la turbine données par le constructeur dans les conditions ISO :

Tableau : Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002C [30]

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	
Puissance utile	26100kW
Puissance de chauffage	12493kJ/kWh
Taux de compression	6-8
Débit d'air à 15°C	438000kg/h
Débit de combustible	7200
Température des gaz d'échappement	525°C
Efficacité	29%

2.2.1. Paramètres de l'air au niveau du compresseur axial

a. Paramètres à l'admission du compresseur T_1 et P_1

- Température à l'admission du compresseur T_1 : La température du compresseur de la turbine est considérée égale à la température ambiante :

$$T_1 = T_{amb} \quad (36)$$

- Pression de l'admission du compresseur P_1 : Lors du passage de l'air à travers ses composantes, les pertes de charges font diminuer la pression à l'entrée du compresseur. Ces pertes de pression sont dans la majorité des cas, provoquées par les différents composants constituant le système d'admission à savoir : les filtres, le silencieux, les coudes et l'ensemble de la tuyauterie. De ce fait, la pression à l'entrée compresseur est donnée par :

$$P_1 = P_{atm} + \Delta P_{atm} \quad (37)$$

Avec :

P_a : La pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine, calculée par la relation suivante :

$$P_{atm} = P_0 \cdot \left(1 - \left(\frac{0.0056}{288.15}\right) Z\right)^{5.255} \quad (38)$$

- Où P_0 : est la pression atmosphérique au niveau de la mer, $P_0 = 1,0133\text{bar}$
- ΔP_a : Chute de pression dans le canal d'admission, elle dans la plupart des situations, basées sur des estimations pratiques :

$$\Delta P_{atm} = 101,6\text{mmHO} = 0,00996 \cong 0,01\text{ bar}$$

b. Paramètres de fin de compression isentropique T_2 et P_2 :

- Pression de fin de compression isentropique P_1 :

La pression à la sortie du compresseur est donnée par la relation suivante :

$$P_2 = P_1 \cdot \varepsilon_c \quad (39)$$

Avec ε_c taux de compression qui représente le rapport entre la pression de sortie et celle d'entrée du compresseur, donnée par le constructeur.

- La température T_2 à la fin de la compression isentropique :

Dans le cas d'une compression isentropique, le rapport des températures est lié au rapport des pressions par la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (40)$$

Ça donne :

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (41)$$

On sait que $\gamma_a = \frac{C_{p(T_2, T_1)}}{C_{p(T_2, T_1)} - R}$ (42)

Avec : $R=8.31\text{Kj/Kmole.K}$, et pour calculer γ_a on doit avant cela calculer le C_p :

Le C_p est en fonction de la température T_1 et T_2 et donne par la relation suivante :

$$C_{pT} = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (43)$$

Avec a, b, c et d : constants ; voir annexe (3)

On prend la chaleur massique moyenne C_p moyenne :

$$C_{p(T_1, T_2)} = \frac{C_{pT_2}(T_2 - 273.15) - C_{pT_1}(T_1 - 273.15)}{(T_2 - T_1)} \quad (44)$$

On calcule γ_a et on recalcule T_2

Les valeurs de T_2 , C_{pT} , $C_{p(T_1, T_2)}$ et de γ_a ont été déterminées respectivement à partir des équations (41), (43), (44) et (42) en procédant par itération avec une valeur initiale de γ_a choisi : $\gamma_a = 1.4$.

- Paramètres de fin de compression polytropique $T_{2'}$, et $P_{2'}$, du cycle réel de Brayton : La pression de compression réelle est la même que la pression théorique :

$$P_{2'} = P_2 \quad (45)$$

- La température $T_{2'}$, à la fin de la compression réelle : est déterminée en utilisant le rendement de la compression isentropique :

Le rendement isentropique du compresseur est défini comme étant le rapport entre le travail isentropique et le travail réel du compresseur, il s'écrit comme suit :

$$\eta_c = \frac{C_{p(T_1, T_2)}(T_2 - T_1)}{C_{p(T_1, T_{2'})}(T_{2'} - T_1)} \quad (46)$$

Donne :

$$T_{2'} = T_1 + \frac{C_{p(T_1, T_2)}(T_2 - T_1)}{\eta_c \cdot C_{p(T_1, T_{2'})}} \quad (47)$$

Les valeurs de $T_{2'}$, $C_{pT_{2'}}$, $CP(T_1, T_{2'})$ sont déterminées respectivement à partir des équations (47), (43) et (44) par itération avec une valeur initiale de $CP(T_1, T_{2'})$ choisi, $CP(T_1, T_{2'}) = CP(T_1, T_2)$.

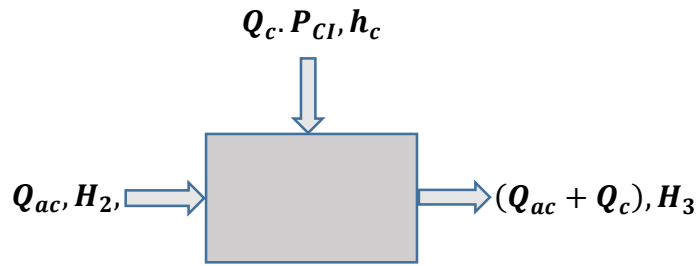
2.2.2. Paramètres de la chambre de combustion

Sachant que les paramètres de début de combustion sont ceux de fin de compression, donc que les paramètres de fin de combustion sont calculés.

- La pression P_3 à la sortie de la chambre de combustion : Cette pression est la différence entre la pression $P_{2'}$, de la fin de la compression et le la perte de charge dans la chambre de combustion ΔP_{cc}

$$P_3 = P_{2'} - \Delta P_{cc} \quad (48)$$

- Calcul de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion : Elle est déterminée par le bilan de la chambre de combustion :



$$Q_{ac}(H_2, -H_1) + \eta_{cc} \cdot Q_{cc} \cdot (P_{Cl} + h_c) = (Q_{ac} + Q_{cc}) \cdot (H_3 - H_1) \quad (48)$$

$$\text{Etant Donné que : } H_{T(x)} = C_{pT(x)} \cdot T(x) \quad (49)$$

Ça donne :

$$Q_{ac} C_{p(T_2, T_1)}(T_2, -T_1) + \eta_{cc} \cdot Q_{cc} \cdot (P_{Cl} + h_c) = (Q_{ac} + Q_{cc}) \cdot C_{p(T_1, T_3)} \cdot (T_3 - T_1) \quad (50)$$

Ou h_c : est l'enthalpie du combustible à sa température ambiante :

$$h_c = C_{pc} \cdot T_a \quad (51)$$

D'après la relation (50) on aura :

$$T_3 = T_1 + \frac{Q_{ac} \cdot C_{p(T_2, T_1)} \cdot ((T_2 - T_1)) + \eta_{cc} \cdot Q_{cc} \cdot P_{Cl}}{(Q_{ac} + Q_{cc}) \cdot C_{p(T_1, T_3)}} \quad (52)$$

a) Calcul le pouvoir calorifique inférieur du combustible (P_{Cl}) :

$$P_{Cl} = \sum X_i \cdot P_{Cl_i} \quad (53)$$

OU X_i et P_{Cl_i} sont respectivement la fraction molaire et le pouvoir calorifique inférieur de chaque constituant de combustible

b) Calcul de la chaleur spécifique massique du gaz de combustion :

La chaleur spécifique massique du gaz de combustion qui est en fonction de l'excès, est donnée par la relation suivante :

$$C_{pC(T_1, T_3)} = 0.9718 + \frac{0.0414}{\lambda} + \left(\frac{0.0536}{\lambda} + 0.0927 \right) \cdot \frac{T_3}{1000} \quad (53)$$

Il est nécessaire de déterminer le coefficient d'excès d'air λ qui est donné par le rapport Suivant :

$$\lambda = \frac{Q_{air}}{(Q_c + Q_{air \text{ stœchiométrique}})} \quad (54)$$

Ou $Q_{air \text{ stœchiométrique}}$ est le débit d'air stœchiométrique défini par le rapport suivant :

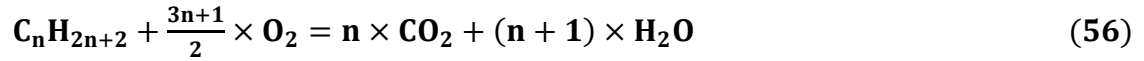
$$Q_{air \text{ stœchiométrique}} = \frac{m_{O_2}}{Y_{massO_2}} \quad (55)$$

- Calcul de Y_{massO_2} :

$$Y_{Molaire O_2} \text{ Dans l'air} = 21\%, \text{ donc } Y_{mass} = \frac{0.21 \cdot 32}{29} = 0.23 \text{ Kg } d'O_2 / 1 \text{ Kg } d'air$$

- Calcul de la masse d'oxygène consommée par 1Kg de combustible : Elle est déterminée des réactions des différents composants du combustible.

Selon la réaction de combustible



$$\text{On obtient : } m_{O_2} = \sum (M_{O_2} \times (\frac{3n+1}{2}) \times Y_i) / M_i \quad (57)$$

Où Y_i et M_i sont respectivement le pourcentage de concentration et la mass molaire de chaque constituant.

Les valeurs de CP (T0, T3) et de T3 sont déterminées à partir des équations (35) et (52) par itération avec une valeur initiale de T3 choisi.

Note : généralement la valeur de la température de fin de combustion supérieure 1100 K et inférieure 1300 K [4], donc utilise la température moyenne, T3=1200 K, de l'équation (53) calcule de CP (T0, T3) puis de (52) recalcule de T3 et ainsi de suite

2.2.3. Paramètres de Générateur de gaz (turbine à haute pression THP)

- Calcul de température de fin de détente réelle T_4' :

L'énergie récupérée au niveau de la roue de la turbine haute pression sert essentiellement à entrainer le compresseur moyennant une liaison mécanique. De ce fait, l'énergie mécanique produite par la turbine est transmise au compresseur à quelques pertes mécaniques prêtes, cela se traduit mathématiquement par :

$$P_c = P_{THP} \cdot \eta_{mTHP} = Q_{aa} \times C_{p(T_1, T_2')} \times (T_2' - T_1) \quad (58)$$

$$P_c = (Q_{ac} + Q_c) \times C_{p(T_3, T_4')} \times (T_3 - T_4') \cdot \eta_{mTHP} = Q_{ac} \times C_{p(T_1, T_2')} \times (T_2' - T_1) \quad (59)$$

Ou :

- P_c : Puissance de compresseur
- P_{THP} : Puissance de la turbine haute pression

De (59) On trouve :

$$T_{4'} = T_3 - \frac{Q_{aa} \cdot C_{p(T_1, T_2')} (T_2' - T_1)}{(Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{p(T_3, T_4')} \cdot \eta_{mTHP}} \quad (60)$$

$C_{p(T_3, T_4')}$: Est déterminée par la relation de chaleur spécifique moyenne de l'air entre les températures T_3 et T_4' , qui est donnée par :

$$C_{p(T_3, T_4')} = \frac{C_{pT_3}(T_3 - 273.15) - C_{pT_4'}(T_4' - 273.15)}{(T_3 - T_4')} \quad (61)$$

Le calcul de $T_{4'}$ et de $C_{p(T_3, T_4')}$ est comme précédemment, par itération, sauf que la chaleur spécifique moyenne de la détente haute pression $C_{p(T_3, T_4')}$ est supposée en premier égale $C_{p(T_2', T_3)}$ qui est déterminée de l'équation suivante :

$$C_{p(T_2', T_3)} = 0.91202 + \frac{0.1187}{\lambda} + 0.1187 \times \frac{(T_2' + T_3)}{1000} \quad (62)$$

- Calcul de la température de fin de détente isentropique T_4 à partir du rendement isentropique de détente haute pression :

Le rendement isentropique de la turbine haute pression est donné par :

$$\eta_{is THP} = \frac{C_{p(T_3, T_4')} (T_3 - T_4')}{C_{p(T_3, T_4)} (T_3 - T_4)} \quad (63)$$

Ça donne :

$$T_4 = T_3 - \frac{C_{p(T_3, T_4')} (T_3 - T_4')}{C_{p(T_3, T_4)} (T_3 - T_4) \times \eta_{is THP}} \quad (64)$$

$C_{p(T_3, T_4)}$: est déterminée par la relation de chaleur spécifique moyenne de l'air entre les températures T_3 et T_4 , qui est donnée par :

$$C_{p(T_3, T_4)} = \frac{C_{pT_3}(T_3 - 273.15) - C_{pT_4}(T_4 - 273.15)}{(T_3 - T_4)} \quad (65)$$

On considère comme valeur initiale $C_{p(T_3, T_4)} = C_{p(T_3, T_4')}$

Puis calcul de T_4 et de la même façon que pour la détente réelle, recherche par itération des valeurs

- la pression à la sortie de la turbine HPP P_4 :

$$P_4 = P_3 \times \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{\gamma_{THP}}{\gamma_{THP} - 1}} \quad (66)$$

- L'exposant isentropique γ_{THP} donné par :

$$\gamma_{THP} = \frac{C_{p(T_3, T_4)}}{C_{p(T_3, T_4)} - R} \quad (67)$$

2.2.4. Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP)

- la Pression d'échappement P_5 et $P_{5'}$:

$$P_5 = P_1 + \Delta P_{ech} \quad (68)$$

ΔP_{ech} Est une donnée égale à : $\Delta P_{ech} = 9.81 \times 10^{-3}$ bars

- Calcul de la température de fin de détente isentropique T_5 :

$$T_5 = T_{4'} \times \left(\frac{P_5}{P_{4'}}\right)^{\frac{\gamma_{TBP}-1}{\gamma_{TBP}}} \quad (69)$$

L'exposant isentropique γ_{TBP} est déterminé par :

$$\gamma_{TBP} = \frac{C_{p(T_4, T_5)}}{C_{p(T_4, T_5)} - R} \quad (70)$$

$$C_{p(T_4, T_5)} = \frac{C_{pT_4}(T_{4'} - 273.15) - C_{pT_5}(T_5 - 273.15)}{(T_{4'} - T_5)} \quad (71)$$

Les valeurs de C_{pT_5} et de $C_{p(T_4, T_5)}$ et de T_5 sont déterminées à partir des équations (43) et (71) et (69) par itération avec une valeur initiale de γ_{TBP} choisi.

Par exemple : $\gamma_{TBP} = \gamma_{THP}$,

- Température de fin de détente réelle $T_{5'}$:

$$\eta_{is BP} = \frac{C_{p(T_{4'}, T_{5'})}(T_{4'} - T_{5'})}{C_{p(T_{4'}, T_5)}(T_{4'} - T_5)} \quad (72)$$

Ça donne

$$T_{5'} = T_{4'} - \frac{C_{p(T_{4'}, T_5)}(T_{4'} - T_5) \cdot \eta_{is BP}}{C_{p(T_{4'}, T_{5'})}} \quad (73)$$

$$C_{p(T_{4'}, T_{5'})} = \frac{C_{pT_{4'}} \times (T_{4'} - 273.15) - C_{pT_{5'}} \times (T_{5'} - 273.15)}{(T_{4'} - T_{5'})} \quad (74)$$

On prend comme valeur initiale $C_{p(T_{4'}, T_{5'})} = C_{p(T_{4'}, T_5)}$, on calcule $C_{pT_{5'}}$ par l'équation (43).

Puis calcul de $T_{5'}$ et de la même façon que pour la fin de la détente réelle, recherche par itération des valeurs.

2.2.5. Performance de la turbine

a. Travaux :

$$\text{Travail massique du compresseur : } W_c = C_{p(T_1, T_2')} \cdot (T_2' - T_1) \quad (75)$$

$$\text{Travail massique de la turbine haute pression : } W_{THP} = C_{p(T_3, T_4')} \cdot (T_3 - T_4') \quad (76)$$

$$\text{Travail massique de la turbine basse pression : } W_{TBP} = C_{p(T_4', T_5')} \times (T_4' - T_5') \quad (78)$$

$$\text{Travail massique utile : } W_u = (W_{THP} + W_{TBP}) - W_c \quad (79)$$

b. Puissances :

$$\text{Puissance du compresseur : } P_c = W_c \cdot \dot{m}_{air} = C_{p(T_1, T_2')} \times (T_2' - T_1) \cdot \dot{m}_{air} \quad (80)$$

$$\text{Puissance de la turbine haute pression : } P_{THP} = (\dot{m}_{ac} + \dot{m}_{cc}) \times W_{THP} \quad (81)$$

$$P_{THP} = (\dot{m}_{ac} + \dot{m}_{cc}) \times C_{p(T_3, T_4')} \times (T_3 - T_4') \quad (82)$$

$$\text{Puissance de la turbine basse pression : } P_{TBP} = (\dot{m}_{ac} + \dot{m}_c) \times W_{TBP} \quad (83)$$

$$P_{TBP} = (\dot{m}_{ac} + \dot{m}_{cc}) \times C_{p(T_4', T_5')} \times (T_4' - T_5') \quad (84)$$

$$\text{Puissance de la turbine : } P_t = P_{THP} + P_{TBP} \quad (85)$$

$$\text{Puissance utile : } P_u = P_{tot} - P_c \quad (86)$$

$$\text{La puissance thermique de la turbine : } P_{thr} = \dot{m}_c \times P_{CI} \times \eta_{cc} \quad (87)$$

c. Le rendement global de la turbine :

Le rendement global de la turbine est le rapport entre la puissance utile de la turbine et la puissance fournie à la chambre de combustion :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{thr}} \quad (88)$$

La quantité totale de chaleur résiduelle récupérable qui pourrait être utilisée pour les applications de récupération de la chaleur résiduelle, est estimée comme suit [27] :

$$Q_{récupérable} = \dot{m}_5 C_{p,5,amb} (T_5 - T_{amb}) \quad (89)$$

3. Simulation

3.1. Présentation du logiciel Aspen Plus

Les logiciels ASPEN «Advanced System for Process ENgineering » : sont conçus par AspenTech, entreprise basée au Massachusetts, USA. Fondée en 1981, AspenTech est née d'un projet de recherche commun entre l'institut de technologie du Massachusetts (MIT) et le département de l'Énergie des États-Unis d'Amérique (DOE). [31]

Parmi ses principaux logiciels se trouve Aspen Plus, c'est un outil de modélisation ayant trait à la conception, l'optimisation et le suivi des performances de la plupart des procédés industriels. Il prédit le comportement des processus en utilisant des relations d'ingénierie telles que les bilans de masse et d'énergie, l'équilibre de phase et chimique, ainsi que la cinétique de réaction.

Aspen plus permet la modélisation en mode permanent. Son interface est basée sur une bibliothèque de modèles Fortran lisibles par l'utilisateur et modifiables. Il dispose d'une base de données des propriétés thermodynamiques et chimiques pour une grande variété de composés chimiques, et des modèles thermodynamiques pour la simulation des systèmes thermiques. Les études **Palacios-Bereche** et **Nebra** [32] et **Nsaful et al** [33] ont montré qu'Aspen convient à la simulation de systèmes de cogénération avec des résultats précis.

La machine à absorption sur ASPEN aura l'avantage sur les programmes utilisés couramment comme EES d'être modifiable aisément et d'être intégrable dans d'autres procédés tels que celui fournissant les rejets de chaleur [34].

La simulation est effectuée en spécifiant :

- 1) Définir les bloques et les flux de procédé qui circulent entre ces bloques (flux de matières, flux de travail ou flux de chaleur)
- 2) Préciser les composants chimiques du procédé. Ils peuvent être tirés des données d'Aspen Plus ou définis.
- 3) Choisir les modèles thermodynamiques appropriés parmi ceux disponibles dans Aspen Plus, pour définir les propriétés physiques des composants et des mélanges dans le processus.
- 4) Spécifier les débits des composants et les conditions thermodynamiques (par exemple, la température et la pression) des débits d'entrée au procédé.

En fin, Aspen Plus calcule les débits, les compositions et les conditions d'état de tous les flux de matières de sortie, ainsi que la chaleur et la production de travail.

3 . 2. Choix de la méthode de calcul

3 . 2 . 1. Méthode de calcul de la turbine à gaz

Les d'équations d'états jouent un rôle important dans l'étude des propriétés des fluides et la modélisation de leur comportement thermodynamique. L'équation d'état la plus connue est

celle du gaz parfait, mais cette dernière ne prend pas en compte le comportement de composés purs ou de mélanges réels. Pour cette raison de nombreuses équations d'état ont été proposées, sont : l'équation d'état de Viriel, équations cubiques, équations du type SAFT.

Dans ce travail, nous avons choisi l'équation d'état généralement utilisé dans l'industrie des hydrocarbures qui est Peng-Robinson, c'est une équation d'état du type cubique. Il est recommandé pour les calculs d'équilibre liquide-vapeur des hydrocarbures sous pression (application pétrochimique, gaz naturel) [35] [36].

De plus, Elle est utilisée pour des composés polaires et donne des résultats en général plus proches des résultats expérimentaux (principalement pour les propriétés volumétriques côté liquide) que l'équation SRK. [35]

3 . 2 . 2. Méthode de calcul de la machine à absorption

Pour calculer les propriétés thermodynamiques de chaque point d'état du H₂O/LiBr, il est important de choisir l'équation la plus appropriée pour obtenir des résultats plus précis.

La réaction chimique dans le mélange H₂O/LiBr du type dissociation/association, elle provoque une forte interaction entre anions et cations, donc le mélange est considéré comme un mélange réel.

En outre, étant donné que la pression de fonctionnement du mélange eau-bromure de lithium est sub-atmosphérique, la méthode choisie est donc ELECNRTL sous Aspen Plus, qui est basée sur le calcul du coefficient d'activité. Ce dernier, étant un facteur correctif, calcule l'écart par rapport à l'idéalité du mélange réel, il est plus particulièrement destiné à modéliser les équilibres liquide-vapeur, et l'équilibre liquide-liquide des phases denses dans lesquelles les interactions moléculaires sont relativement importantes (liaisons dipôle-dipôle, ioniques, hydrogène en particulier).

La méthode de propriété copure est la méthode de propriété électrolytique la plus polyvalente. Elle peut gérer des concentrations très faibles et très élevées. Il peut traiter les systèmes de solvants aqueux et mixtes [37]. Pour les États qui sont de l'eau pure, des tables steamNBS ont été utilisées [24]

3 . 3. Simulation de la turbine à gaz MC 5002C

Les hypothèses et les paramètres de simulation sont décrits ci-dessous :

- Analyse a été effectuée à l'état stationnaire.

- efficacité isentropique du compresseur, turbine haute pression, turbine basse pression sont, 0.8, 0.87 respectivement.
- le combustible est du gaz naturel, sa composition molaire en % est :CH₄(83.56),C₂H₆(8.51),C₃H₈(1.96) ,IC₄H₁₀(0.28),NC₄H₁₀(0.41),IC₅H₁₂(0.08),NC₅H₁₂(0.08),NC₆H₁₄(0.05),C₇+(0.01),CO₂(0.3),N₂(5.7) ; la composition molaire de l'air est :O₂(21%),N₂(79%).
- température ambiante égale à 15°C, a pression atmosphérique.
- rapport air/carburant constant

Le modèle de la turbine décrit au chapitre précédent est illustré dans la figure ci-dessous : le flux 1.2.3.4.5 montre le flux de matière, les flux 6 et 7 montrent le flux de travail.

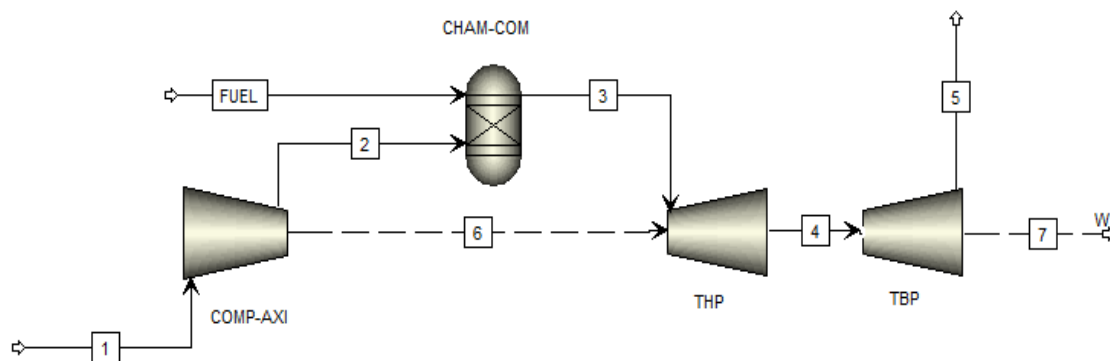


Figure 13: Modèle de la turbine à gaz MC 5002C sous Aspen Plus.

Les résultats obtenus ont été comparés aux paramètres du constructeur dans des conditions ISO, ils sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau 1: Comparaison des résultats de simulation avec les données de [38].

	Valeurs données par le constructeur	résultats	Erreur
Puissance utile	26100kW	26219KW	0,45
Efficacité	29%	0,2982	2,83
Température des gaz d'échappement	525°C	494°C	5,85

Avec une erreur de 5.85 % le modèle peut être considéré fiable, même avec une erreur pareille, qui peut être due aux hypothèses, block, et équations choisis.

3.4. Simulation de la machine à absorption à simple effet

Après avoir inséré les composants du mélange et choisi la méthode de simulation, nous sommes passés à la création du cycle de la machine d'absorption. Comme Aspen plus est un solveur séquentiel, nous sommes obligés de faire une coupure dans le cycle pour inclure les conditions initiales qui sont le débit, la basse pression, la fraction du LiBr et la fraction du réfrigérant dans la solution. Nous avons choisi le point 1 comme point de départ, puis nous avons créé le cycle bloque par bloque jusqu'au point 1A. Ensuite, nous avons fermé le cycle, mais avant de le faire, la conservation de la masse et la conservation de l'énergie doivent être vérifiées. À la fin, nous avons comparé les résultats obtenus avec ceux de **Stavropoulos Lazaropoulos** [38], les hypothèses de modélisation du cycle sont citées auparavant.

Le modèle de la machine à absorption simple effet est illustré dans la figure ci-dessous :

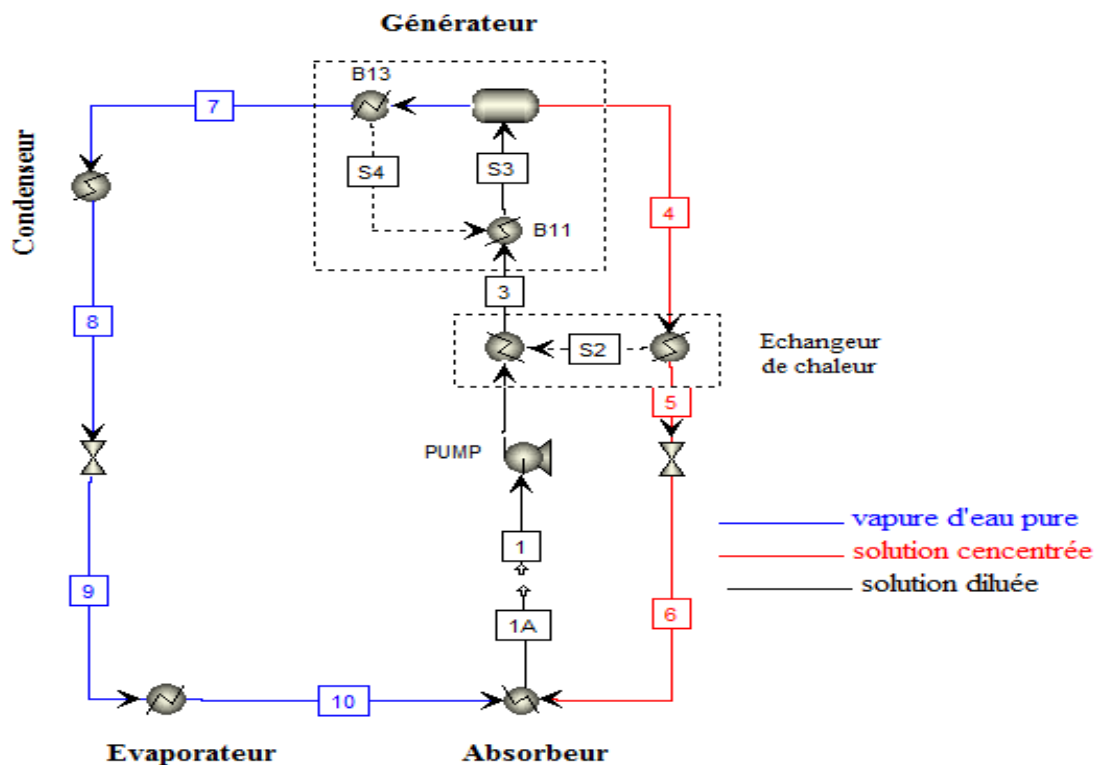


Figure 14: Modèle de la machine à absorption sous Aspen plus.

✓ Vérification du bilan massique (première loi de la thermodynamique) :

Table 2: Vérification du bilan massique.

Débit massique	Flux 1	Flux A1
H2O	0,380975	0,380975
LiBr	0,402925	0,402925
Totale	0,783899	0,783899

✓ Vérification du bilan énergétique (première loi de la thermodynamique) :

$$Q_g + Q_e + Q_c + Q_a = 363,6027 + 307,5808 - 319,5120 - 352,3598 = 0.68$$

Tableau 3: Comparaison des résultats de simulation avec les données de [8]

	Qc	Qa	Qe	Qg	COP
[8]	319,138	352,207	307,455	363,941	0,844794
Résultats	319,512	352,3598	307,5808	363,6027	0,845926
Erreur	-0,11719	-0,04338	0,04092	0,092955	0,134

3.5. Simulation de la machine à absorption commercial du Broad 1000 type simple effet

Une fois le modèle est validé, nous sommes passés à simulé la machine d'absorption commerciale Broad du modèle. Ses paramètres nominaux sont récapitulés dans le tableau ci-dessous. Le débit, la concentration, la haute pression, la basse pression et l'efficacité d'échangeur de chaleur de cette machine ne sont pas fournis par le constructeur, pour les avoir nous allons :

- Faire varier la basse pression pour obtenir la température de l'évaporateur.
- Faire varier la haute pression pour obtenir la température du condenseur.
- Faire varier la fraction de concentration au point 1 pour obtenir la température de l'absorbeur.
- Faire varier le débit pour obtenir la puissance de refroidissement

Table 4: Paramètres nominales de la machine à absorption commercial du Brode type simple effet model 1000.

Paramètres	Valeurs
Puissance frigorifique nominale	10230 KW
Température d'eau glacée entrée/sortie	7°C/14°C
Température d'eau chaude entrée/sortie	98°C/88°C
Température d'eau de refroidissement entrée/sortie	37°C/30°C
Coefficient de performance nominal (COP)	0.76

Les résultats obtenus doivent également vérifier les lois de conservation de la masse et d'énergie. Au cours de la simulation, il y avait ce problème de conservation d'énergie, pour

cela l'hypothèse numéro 6 "la vapeur saturé au état 7" a été changé en vapeur surchauffée, pour cette raison les deux ploques nommés B11 et B13 ont été retirés du modèle.

Les résultats obtenus sont écrits ci-dessous :

✓ Vérification du bilan énergétique (première loi de la thermodynamique) :

$$Q_g + Q_e + (Q_c + Q_a) = 13452,81 + 10229,45 - 23682,3086 = 0.05$$

Table 5: Comparaison des résultats de simulation avec ceux de la machine commerciale Broad 1000.

	QE	Cop
Braod 1000	10230	0,76
Résultats	10229,45	0,760395
Erreur	0,005386	0,05198

A la fin, les conditions sont insérées dans le modèle de la machine.

4. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons établi la modélisation et la simulation de la machine à absorption à simple effet fonctionne avec le couple H₂O/LiBr, basée sur le bilan de masse et d'énergie de chaque composant. Après, nous avons cité les paramètres de la turbine à gaz Hassi R'mel, donnés par le constructeur dans les conditions ISO, suivie de la modélisation mathématique de la turbine à gaz à deux axes. Ensuite, nous avons intégré des équations modélisant l'unité de récupération de chaleur pour quantifier la chaleur résiduelle de la turbine dissipée dans l'atmosphère. Enfin, la turbine à gaz MS 5002C et la machine d'absorption ont été simulées sous logiciel Aspen plus.

Chapitre 03 : Résultats et discussion

1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous discuterons les résultats de la simulation des modèles présentés dans le chapitre précédent. Dans la première partie de l'étude paramétrique, nous étudierons l'influence de la température ambiante sur les paramètres de la turbine à gaz MS 2005C. Ensuite, dans la deuxième partie, nous étudierons l'influence des paramètres internes de la machine d'absorption Broad 1000 sur ses performances. Nous terminerons par une analyse du couplage de deux modèles dans le site de Hassi R'mel, dont la puissance de refroidissement sera estimée.

2. Résultats et discussions

2.1. Influence de la température ambiante sur les paramètres de la turbine à gaz Ms 5002C

Nous savons que la température ambiante est l'un des paramètres influençant les performances de la turbine à gaz ainsi que la machine à absorption, d'autre part, la variation de la température modifie les paramètres des gaz d'échappement tels que le débit et la température, et comme la machine à absorption sera alimentée par ces gaz d'échappement, la première partie de l'étude paramétrique a été consacrée à analyser l'influence de la température sur les paramètres de la turbine à gaz. Plus précisément, la puissance thermique et la température des gaz d'échappement.

2.1.1. débit d'air et la masse volumique

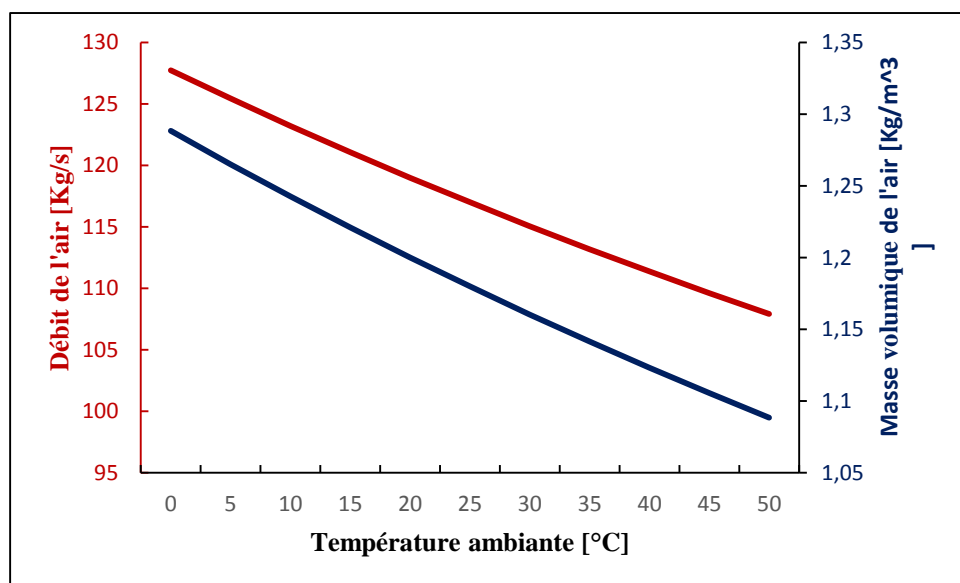


Figure 15: Évolution du débit et de la masse volumique d'air en fonction de la température ambiante.

La figure 15 montre la variation de débit et de masse volumique de l'air en fonction de la température ambiante. On peut voir que ces deux paramètres diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.

Lorsque la température ambiante augmente de 15 °C à 20 °C, le débit d'air subit une diminution d'environ 1,71 % et cela est dû au fait que le compresseur TAG est conçu pour fonctionner avec un volume d'air constant. Dans ce but, lorsque la température augmente, la masse volumique de l'air a tendance à diminuer, pour assurer un débit d'air du même volume. Donc, le débit massique diminue.

2.1.2. Puissance thermique et température des gaz d'échappement

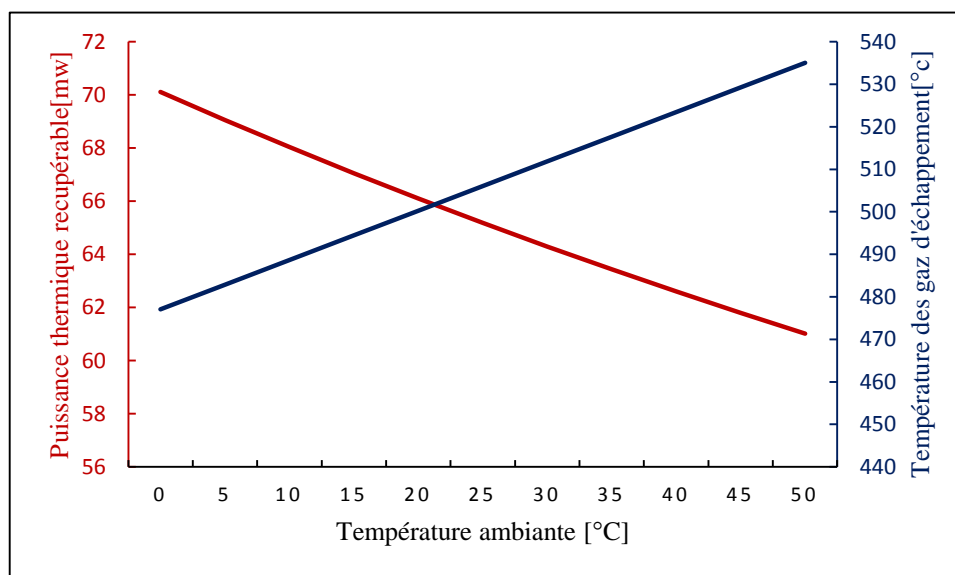


Figure 16: Évolution de la puissance thermique récupérable et de la température des gaz d'échappement en fonction de la température ambiante.

La figure 16 montre l'effet de la température de sortie sur la puissance thermique totale récupérable qui pourrait être utilisée pour les applications de récupération de chaleur résiduelle. On peut voir que la puissance thermique récupérable diminue avec l'augmentation de la température ambiante, tandis que la température des gaz d'échappement augmente avec l'augmentation de la température ambiante due à l'augmentation du rapport de pression de la turbine.

Selon l'équation (89), la chaleur résiduelle est déterminée par le débit massique des gaz d'échappement et sa température. A partir des courbes, on voit que lorsque la température ambiante diminue de 15°C à 20°C, l'accroissement de température des gaz d'échappement est de 1.16%, il est inférieur à la réduction du débit qui est de 1.86% pour la même diminution de la température ambiante. Par conséquent, la chaleur résiduelle est principalement liée au débit, ce qui

traduit par une diminution de la chaleur résiduelle avec une augmentation de la température ambiante.

2.1.3. Puissance utile et rendement total

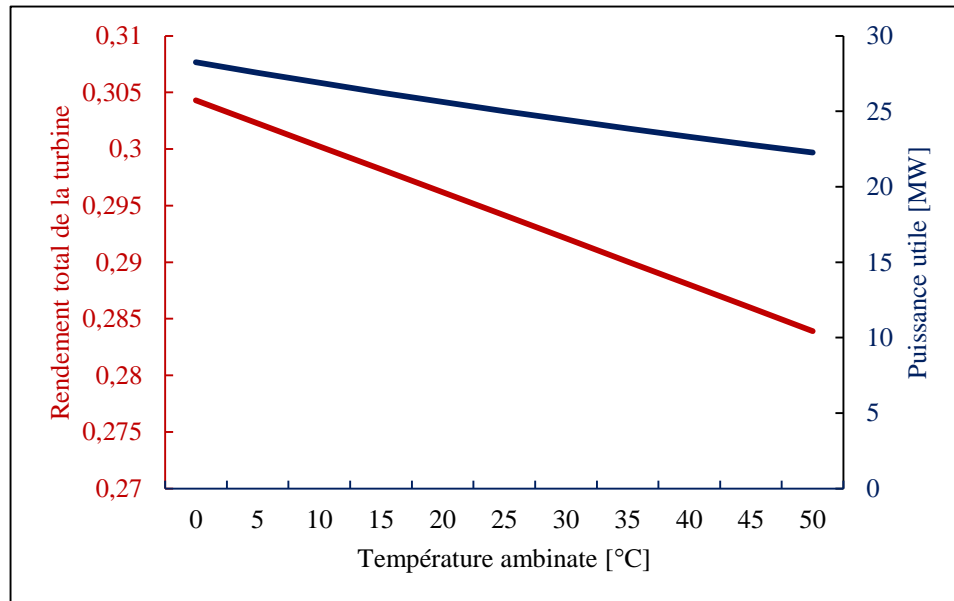


Figure 17: Évolution du rendement total de la turbine et de la puissance utile en fonction de la température ambiante.

La figure 17 montre la variation du rendement total de la turbine et la puissance utile en fonction de la température ambiante. On constate que ces deux paramètres diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.

Une augmentation de la température ambiante de 15 °C à 20 °C provoque une diminution d'environ 2.38% et de 0.68% de la puissance utile et de l'efficacité thermique, respectivement.

Comme on l'a déjà montré, le débit d'air diminue avec l'augmentation de la température ambiante. De plus, le débit de fuel aussi diminue. Par conséquent, la puissance utile décroît, et comme le rendement thermique de la turbine à gaz est proportionnel à sa puissance utile, le rendement thermique est également réduit avec l'augmentation de la température ambiante.

Pour ce qui suit, le débit de la solution dilué est constant, nous varions un seul paramètre et gardons les autres constants.

2. 2. Influence de la température de chaque composant de la machine à absorption sur les Puissance thermique Q_g , Q_e , Q_a , Q_c

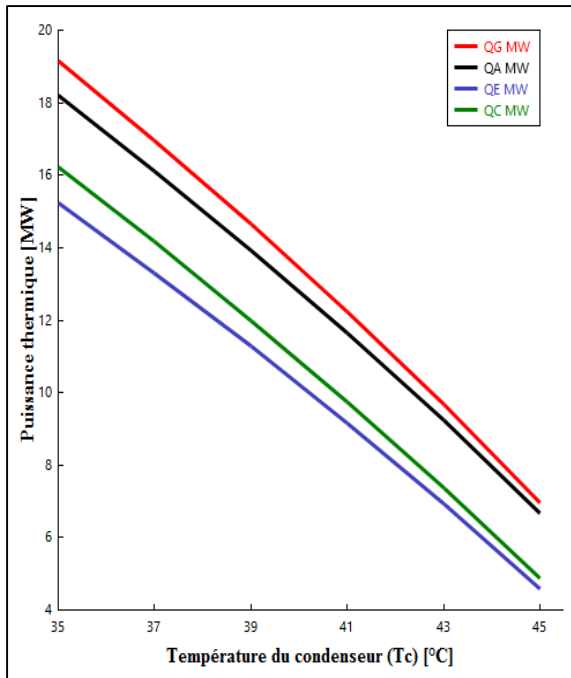


Figure 18: Variation de la puissance thermique en fonction de la température du générateur (T_g) à T_c , T_e , T_a constants.

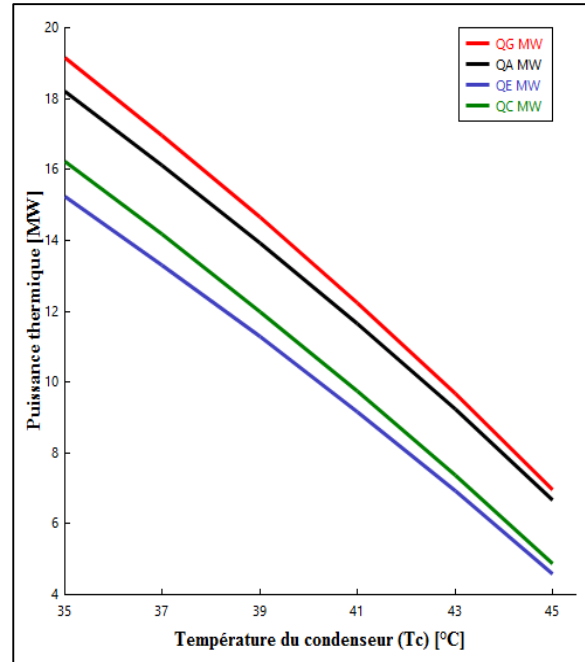


Figure 19: Variation de la puissance thermique en fonction de la température du condenseur (T_c) à T_g , T_e , T_a constants.

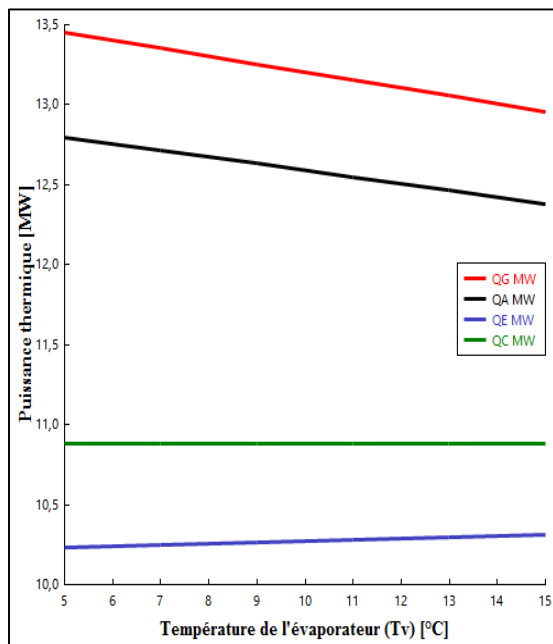


Figure 20: Variation de la puissance thermique en fonction de la température d'évaporateur (T_e) à T_g , T_c , T_a constants.

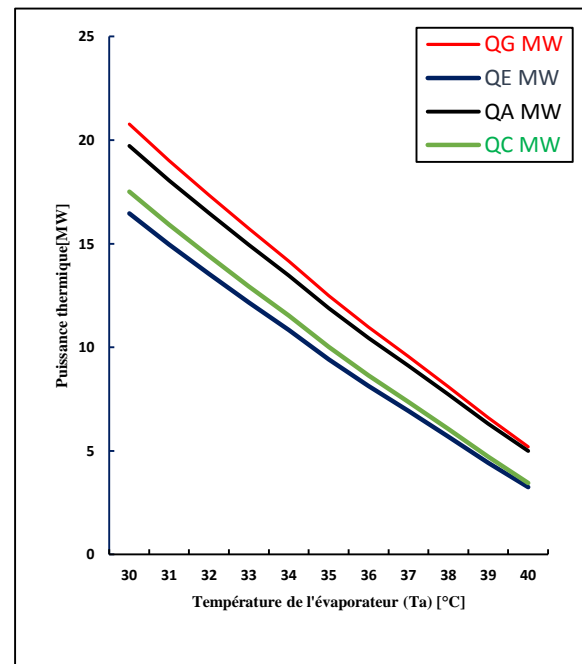


Figure 21: Variation de la puissance thermique en fonction de la température de l'absorbeur (T_a) à T_e , T_g , T_c constants.

2.2.1. Température du générateur (T_g)

La figure 18 représente la variation de la puissance thermique de chaque composant en fonction de la température du générateur.

La puissance thermique dans le générateur, l'absorbeur, l'évaporateur et le condenseur croît à mesure que la température du générateur augmente.

Plus la température du générateur est élevée, plus la quantité de vapeur produite dans le générateur est importante. D'autre part, l'augmentation de cette température diminue l'entropie aux points 4 et 7. En conséquence, l'augmentation de la puissance thermique à fournir dans le générateur.

Comme le débit de vapeur produit dans le générateur a augmenté, cela signifie que plus de chaleur sera libérée au niveau du condenseur.

De même, plus le débit est élevé, plus la quantité de réfrigérant évaporé dans l'évaporateur est importante, ce qui entraîne une augmentation de la puissance frigorifique.

Puisque la quantité de vapeur produite a augmenté, la concentration de la solution riche en LiBr au point 4 (c.à.d. au point 6 : entrée de l'absorbeur) a également augmenté. C'est ce que montre également le diagramme de Dühring, à pression constante, en augmentant la température de la solution, la concentration de LiBr augmente elle-même.

Au niveau de l'absorbeur, le débit au point 10 et la concentration au point 6 sont élevés, il en résulte que plus de vapeur de réfrigérant se condense en liquide, ce qui se traduit par une augmentation de la puissance thermique d'absorption.

2.2.2. Température du condenseur (T_c)

La figure 19 montre l'évolution des puissances thermiques en fonction de la température du condenseur.

Contrairement aux résultats précédents, on peut observer que la puissance thermique, à savoir celle du générateur, de l'absorbeur, du condenseur ou de l'évaporateur, diminue à mesure que la température du condenseur T_c augmente.

En fait, l'augmentation de la température de condensation provoque l'augmentation de la haute pression, et puisque le générateur fonctionne à la même pression, et à la température constante du générateur, la concentration de la solution riche en LiBr dans le générateur diminue, comme le montre le diagramme de Dühring. Il en résulte également une petite quantité

de vapeur de réfrigérant générée dans le générateur. Ajoute que l'enthalpie au point 3 diminue et au point 4 augmente, conduisant à une puissance thermique réduite au niveau du générateur.

La réduction de la chaleur de condensation est due à la diminution du débit de vapeur d'une part, et d'autre part, l'augmentation de la température de condensation et l'augmentation de la haute pression diminuent l'enthalpie au point 8, selon l'équation (9) la chaleur de la condensation décroît.

Il est clair que la puissance de refroidissement (Q_e) est réduite à une température T_c élevée, parce que l'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur (au point 9) est influencée par la température de condensation, et parce que le débit à l'entrée de l'évaporateur est faible. Il en résulte, une petite quantité de liquide qui s'évapore, ce qui entraîne une réduction de la puissance thermique de l'évaporateur.

L'abaissement de la chaleur libérée au niveau de l'absorbeur est dû à la faible quantité de vapeur condensée en liquide, en raison de la faible concentration de la solution riche en LiBr au point 6, et de la faible vapeur de réfrigérante entrée au point 10.

2.2.3. Température d'absorbeur (T_a)

La figure 21 montre l'influence de la température de l'absorbeur sur les quantités de chaleur.

On constate que l'accroissement de température de l'absorbeur provoque une baisse de la puissance thermique de chaque composant.

Plus la température de l'absorbeur est élevée, moins la quantité de vapeur arrivée à l'évaporateur est condensée en liquide par la solution riche en LiBr qui arrive au point 6 et plus la concentration de LiBr dans la solution diluée qui sort de l'absorbeur est élevée. Par conséquent, la puissance thermique libérée par l'absorbeur est réduite.

La solution diluée pénètre dans le générateur avec une forte concentration de LiBr et une enthalpie réduite, à température constante du générateur, la vapeur générée est faible, la concentration de la solution riche laissant le générateur reste constante, ce qui se traduira par une réduction de la puissance thermique de générateur.

Comme la température de l'absorbeur augmente, l'enthalpie aux sorties et entrées du condenseur et de l'évaporateur n'est pas influencée, cependant en raison de la réduction du débit d'eau entrant dans les deux composants, la puissance thermique dans l'évaporateur du condenseur est réduite.

2.2.4. Température d'évaporateur (T_e)

La figure 20 illustre l'évaluation des puissances thermiques en fonction de la température de l'évaporateur.

On peut voir que lorsque la température d'évaporation augmente, la puissance thermique provenant du générateur et de l'absorbeur diminue, tandis que la puissance thermique provenant de l'évaporateur augmente et la puissance thermique provenant du condenseur reste constante.

Lorsque la température de l'évaporateur augmente l'enthalpie d'évaporation diminue, selon l'équation (16) la puissance thermique de l'évaporateur augmente.

La température de l'évaporateur détermine la basse pression, de sorte que son augmentation provoque une augmentation de la pression de l'absorbeur. Comme la concentration à la sortie de l'absorbeur est fixe, selon le diagramme de Dühring la température à la sortie augmente. Cela diminue l'enthalpie au point 3 de la solution diluée. L'enthalpie aux points 6 et 10 est elle-même réduite, selon l'équation (22) la puissance thermique libérée par absorption diminue.

La solution diluée arrivant au générateur avec une faible enthalpie, comme la température du générateur est constante, l'enthalpie aux points 7 et 4 reste constante, selon l'équation (4) la puissance thermique du générateur est diminuée.

Le débit de condensation et les enthalpies à l'entrée et à la sortie du condenseur ne sont pas affectés par la variation de la température de l'évaporateur, de sorte qu'ils restent constants.

2.3. influence de la température de chaque composant et l'efficacité d'échangeur de chaleur sur le COP et le FR

Après cette analyse axée sur l'influence de la température de chaque composant sur les puissances thermiques. Nous allons entamer l'influence aussi des températures internes et l'efficacité d'échangeur de chaleur sur le coefficient de performance et le taux de circulation.

2.3.1. efficacité d'échangeur de chaleur

La figure 22 montre l'évaluation du COP en fonction de la température du générateur pour différentes valeurs d'efficacité de l'échangeur de chaleur.

La courbe COP en fonction de la température du générateur a un profil parabolique, le COP augmente rapidement, atteint son maximum puis se stabilise.

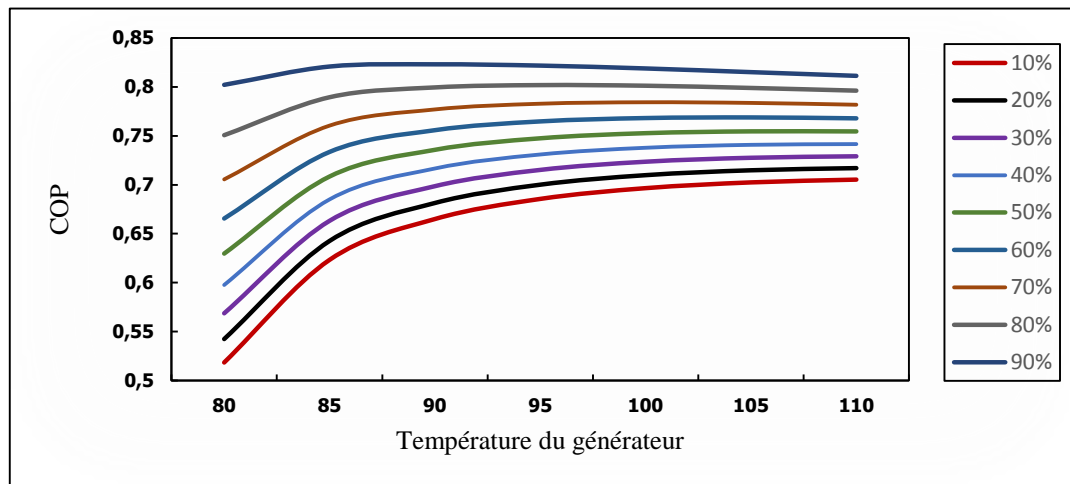


Figure 22: Variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur pour les différentes efficacités de l'échangeur de solution à T_e , T_c , T_a constants

Le COP maximum égal à 82,07%, obtenu à une efficacité de 90% et une température de générateur de 85%. Tandis que le COP minimum est égal à 49,65 %, obtenu à un rendement de 10 % et une température de générateur de 80 °C.

Le rôle de l'échangeur de chaleur est de transférer la chaleur de la solution riche en LiBr laissant le générateur à la solution diluée LiBr entrant dans le générateur.

Plus l'efficacité de l'échangeur de chaleur est élevé, plus la chaleur fournit au générateur est faible. D'autre part, l'efficacité de l'échangeur de chaleur n'a aucune influence sur la puissance de condensation ou d'évaporation de la chaleur. Par conséquent, la COP augmente.

En outre, la température de la solution riche en LiBr entrant dans l'absorbeur est refroidie, provoque l'augmentation de l'enthalpie au point 6, ce qui favorise le phénomène d'absorption, et conduit à une diminution de la chaleur libérée par l'absorbeur. On le voit dans l'équation (22).

A une efficacité d'échangeur constante, on peut voir que le COP augmente rapidement jusqu'à atteindre une valeur maximale, i.e. 0,8 à $T_g=90$ pour une efficacité de 80%, et puis il augmente progressivement qu'on peut dire qu'il devient stable. du fait que le débit de vapeur généré au-dessus de $T_g=90$ augmente également progressivement.

2.3.2. Température du générateur (T_g)

La figure 23 montre la variation du COP et du taux de circulation en fonction de la température du générateur

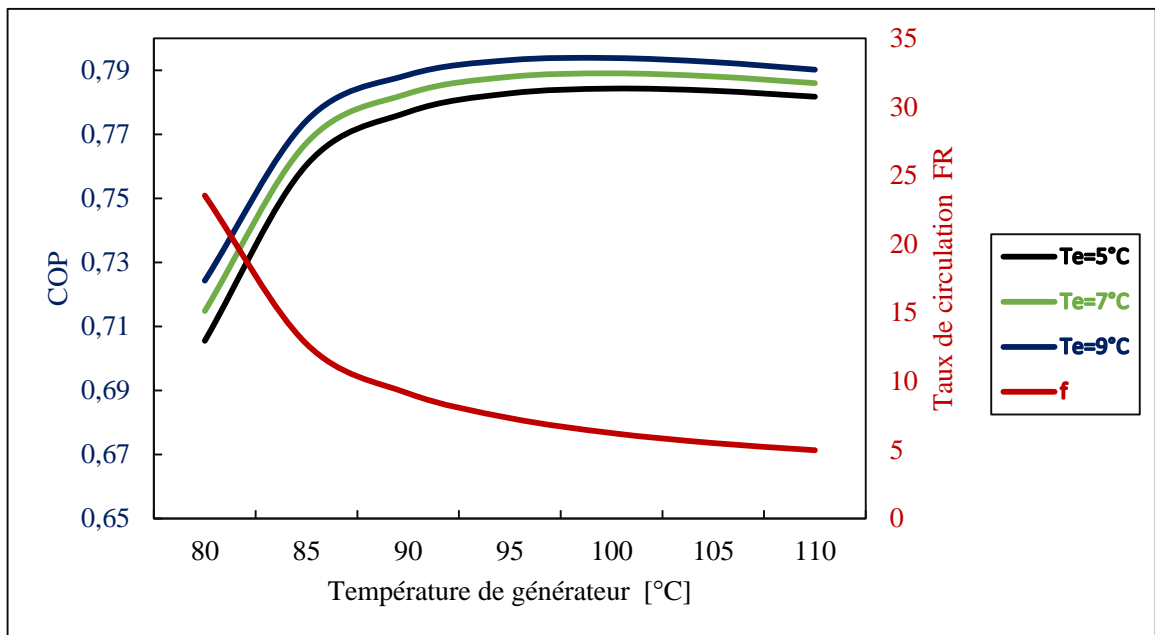


Figure 23: Variation du COP et taux de circulation en fonction de la température du générateur pour différents T_e et à T_c , T_a constants.

Un COP maximal de 79,31%, obtenu à une température d'évaporation de 9°C et à une température du générateur de 95°C . Le COP maximal correspond à un taux de circulation de 7,31.

Nous pouvons voir que le Cop augmente à mesure que la température du générateur augmente. Cette augmentation du COP est rapide à haute températures T_g . Il atteint alors son maximum à une température T_g définie. Puis il se stabilise et se termine par un déclin relativement faible. L'évolution de cette courbe est clairement à l'opposé de celle du taux de circulation, et qu'on veut le minimiser, en comparant les deux courbes, on peut déduire que le COP maximum correspond au taux de circulation minimum, qui présente le maximum de vapeur produit dans le générateur. Ensuite, la quantité de vapeur produite devient de plus en plus petite. Cela justifie la faible croissance du COP à des températures T_g plus élevées. Il est inutile de travailler à ces températures.

À T_g constante, à mesure que la température d'évaporation augmente, le COP augmente, car la chaleur fournie au générateur diminue tandis que la charge d'évaporation augmente, cela est illustré à la **figure 21**.

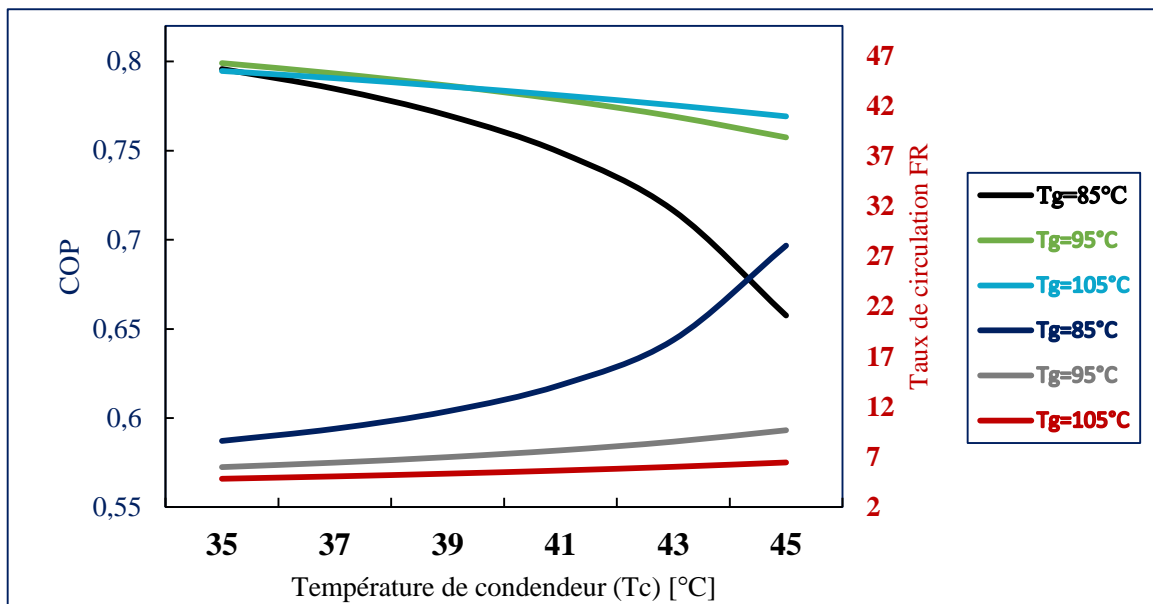


Figure 24: Variation du COP et taux de circulation en fonction de la température du condenseur pour différents T_g et à T_a , T_e constants.

2.3.3. Température du condenseur (T_c)

La **figure 24** montre la variation du COP et du taux de circulation en fonction de la température du condenseur.

Nous observons une diminution du COP en augmentant la température de condensation. Tandis que le taux de circulation augmente avec l'augmentation du T_c . Par conséquent, le COP diminue avec l'augmentation du taux de circulation, c'est parce que la température T_c élevée à T_g constant limite la production de vapeur frigorigène dans le générateur, cela est déjà expliqué par la **figure 19**.

Nous observons aussi qu'à T_c constant. Lorsque, la température du générateur augmente, le COP augmente également, car la puissance frigorifique augmente à T_g élevée.

2.3.4. Température d'absorbeur (T_a)

La **figure 25** illustre la variation de COP et du taux de circulation en fonction de la température de l'absorbeur.

Les courbes de COP et du taux de circulation en fonction de T_a ont tendance à être évaluée de la même manière que les courbes de COP et de taux de circulation en fonction de la température du condensation, Lorsque le taux de circulation augmente le COP décroît. Cela est

due au fait que à température élevé du l'absorbeur, la vapeur produit au niveau du générateur est faible et la puissance frigorifique décroît elle-même. Les détails ont déjà expliqué par la **figure 21**.

Nous notons également qu'à T_a constant, le cop augmente avec l'augmentation de T_g . Car, en augmentant la température du générateur, la quantité de vapeur frigorigène est produite croît.

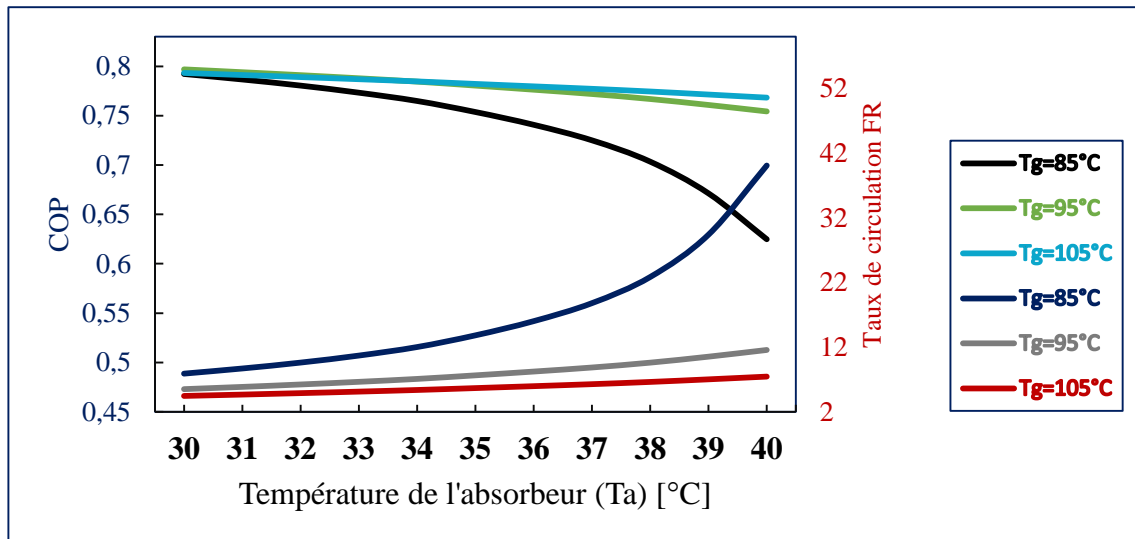


Figure 25: Variation du COP et taux de circulation en fonction de la température d'absorbeur pour différents T_g et à T_c , T_v constants.

2.3.5. Température d'évaporateur (T_e)

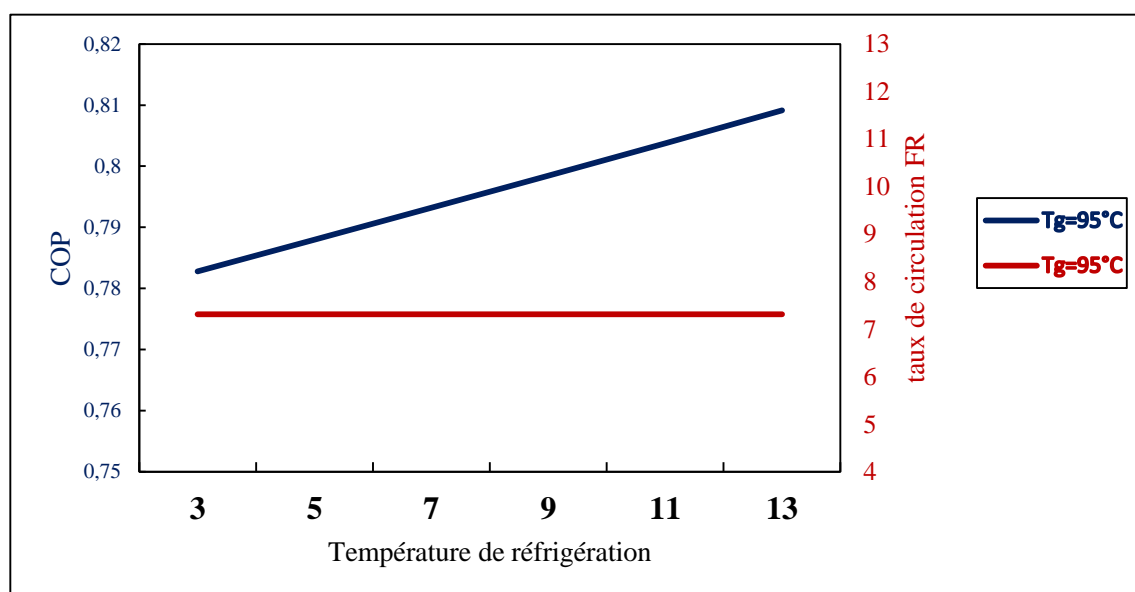


Figure 26 : Variation du COP et taux de circulation en fonction des températures de réfrigération à $T_g=95^\circ\text{C}$ et à T_c , T_a constants.

La courbe COP en fonction de T_v a une forme linéaire qui diffère des courbes précédentes. Sa forme correspond à la courbe du taux de circulation qui reste constante avec l'augmentation de la température d'évaporation. Nous avons déjà conclu de **la figure 20** que la variation de température de l'évaporation n'a aucune influence sur la quantité de vapeur de réfrigérant produite dans le générateur et donc sur le taux de circulation, et que les variations de la puissance thermique sont principalement liées aux variations de l'enthalpie. D'autre part, la chaleur fournie au générateur diminue, tandis que celle de l'évaporation augmente avec l'augmentation de T_g , ce qui justifie l'augmentation linéaire de COP en fonction de T_e .

2. 4. Influence de la température ambiante sur le cop et sur FR

Après avoir étudié la variation du COP à différents paramètres internes de chaque composant de la machine Broad 1000, nous l'avons étudié par suit sur le site de Hassi R'mel, en supposant que l'entrée de la source externe du condensat est la sortie de la source externe de l'absorbeur. L'étude a été menée à des températures estivales de 25 à 40 °C, avec un accroissement de 5 °C. Le tableau suivant résume les températures ambiantes mensuelles du site étudié.

Table 6: Température ambiante mensuelle de Hassi R'mel.

	Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin	Juillet	Août	Septembre	Octobre	Novembre	Décembre
Température moyenne (°C)	8.3	10.1	13.2	17.6	22.5	27.7	31.4	30.4	26.4	18.6	12.7	8.9
Température minimale moyenne (°C)	2.7	3.7	6.6	10	14.8	19.7	22.8	22.1	18.5	12.2	6.5	3.2
Température maximale (°C)	14	16.6	19.9	25.2	30.2	35.8	40.1	38.8	32.4	25.1	18.9	14.6
Précipitations (mm)	9	8	13	10	9	6	2	11	11	12	11	8

Data: 1982 - 2012

La figure 27 montre la variation de COP en fonction de température de la source chaude pour quatre températures ambiantes.

À la température constante de la source de chaleur, par exemple 123 °C, le COP atteint sa valeur la plus basse de 26.62 % à la température ambiante la plus élevée de 40 °C à cette température. C'est-à-dire, à la température élevée du condenseur et de l'absorbeur, nous avons vu que le COP diminue.

À température ambiante élevée, le COP augmente lorsque la température du générateur augmente à une valeur maximale. Puis l'augmentation de la COP devient relativement constante.

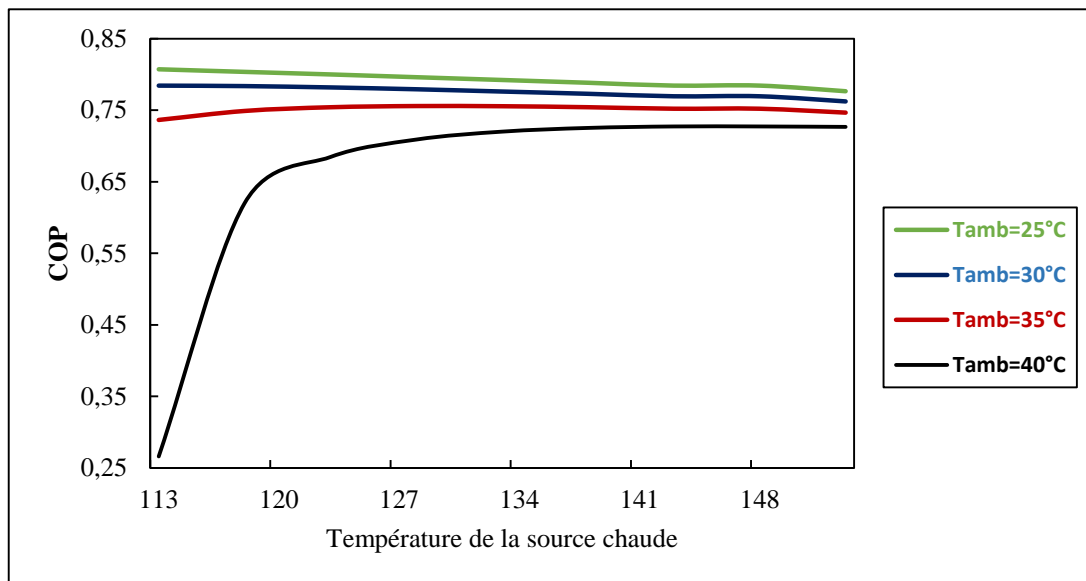


Figure 27: Variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur pour quatre températures ambiantes à $T_v=5^\circ\text{C}$.

Pour la température ambiante égale à 40°C qui correspond à la température défavorable de Hassi R'mel, le COP atteint une valeur minimale de 26,62 % à une température de source chaude égale à 113, et atteint sa valeur maximale de 72,51 % à une température de source chaude égale à 138°C , de cette température, l'augmentation du COP est insignifiante.

2.5. influence de du T_g sur le COP pour dans le cas défavorable

La figure 28 montre la variation du COP en fonction de la température de la source chaude, pour différentes températures de l'évaporateur, à la température ambiante de 40°C .

Pour différentes températures d'évaporation allant de 3 à 13°C , les valeurs du COP sont maximales à une température de la source chaude constante qui est 138°C , puis l'augmentation devient insignifiante. Parce que, nous l'avons vu avant que la température d'évaporation a une petite influence sur le COP et les puissances thermiques Q_a Q_g Q_c Q_e .

Le COPmax est égal à 74,41%, a été obtenu pour une température d'évaporation de 13°C et une température de source chaude de 138° .

Pour ce qui suit, nous voulons calculer la puissance de refroidissement peut être obtenue en exploitant les gaz d'échappement libérés par la turbine à gaz MC 5002C à Hassi R'mel, à différentes températures de l'évaporateur.

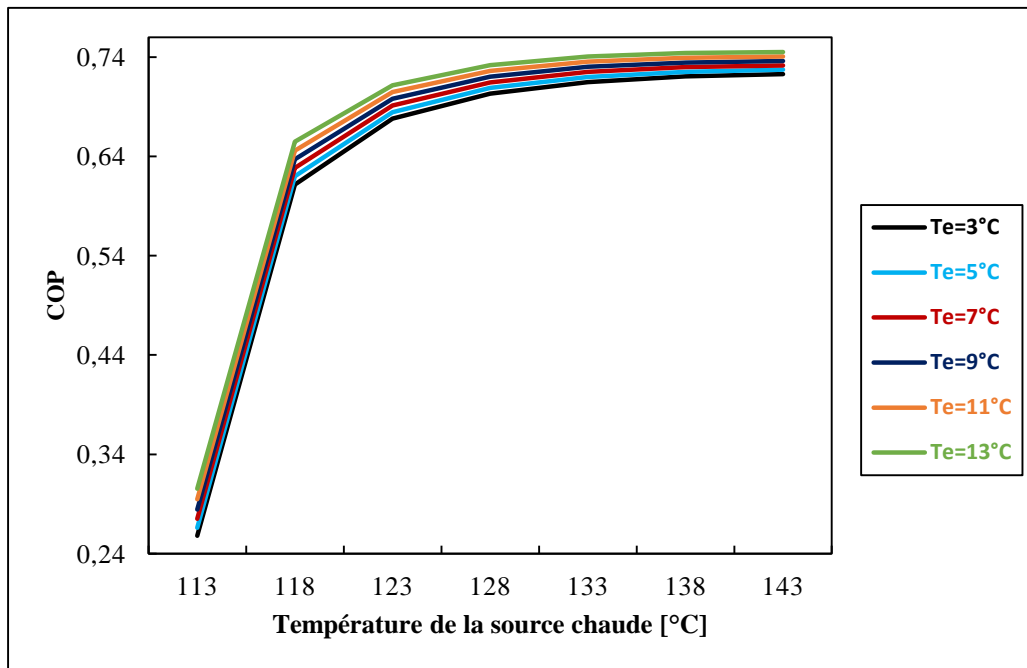


Figure 28: Variation du coefficient de performance en fonction de la température du générateur pour différentes températures de réfrigération à $T_{amb}=40^{\circ}C$.

2 . 6. puissance frigorifique dans cas défavorable.

Nous avons supposé que la température ambiante égale à $40^{\circ}C$ et que la température de la source chaude alimentant le générateur réglée à $138^{\circ}C$ pour avoir le COP maximal.

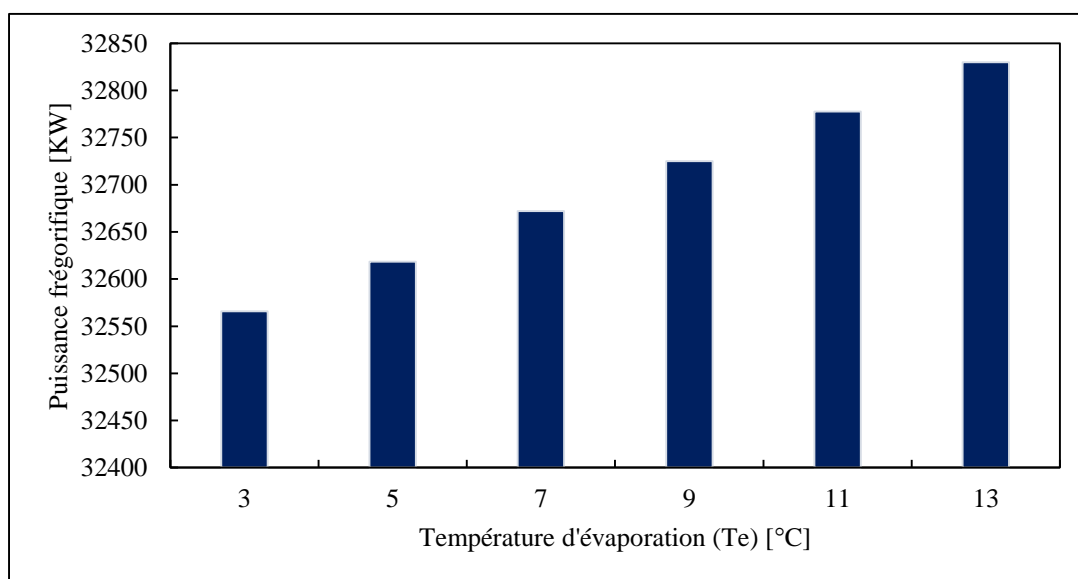


Figure 29: Variation de la puissance frigorifique en fonction de la température d'évaporation.

Pour connaître le nombre de machines d'absorption pouvant être alimenté en exploitant les rejets thermiques à $T_{amb}=40^{\circ}\text{C}$, la température de l'évaporateur est réglée à 3°C . Deux machines d'absorption ont été obtenues, la puissance de refroidissement à chaque température de refroidissement est indiquée dans la **figure 29**, la puissance est multipliée par deux. La **figure 30** illustre le schéma du couplage proposé de la machine d'absorption par la turbine à gaz MC 500

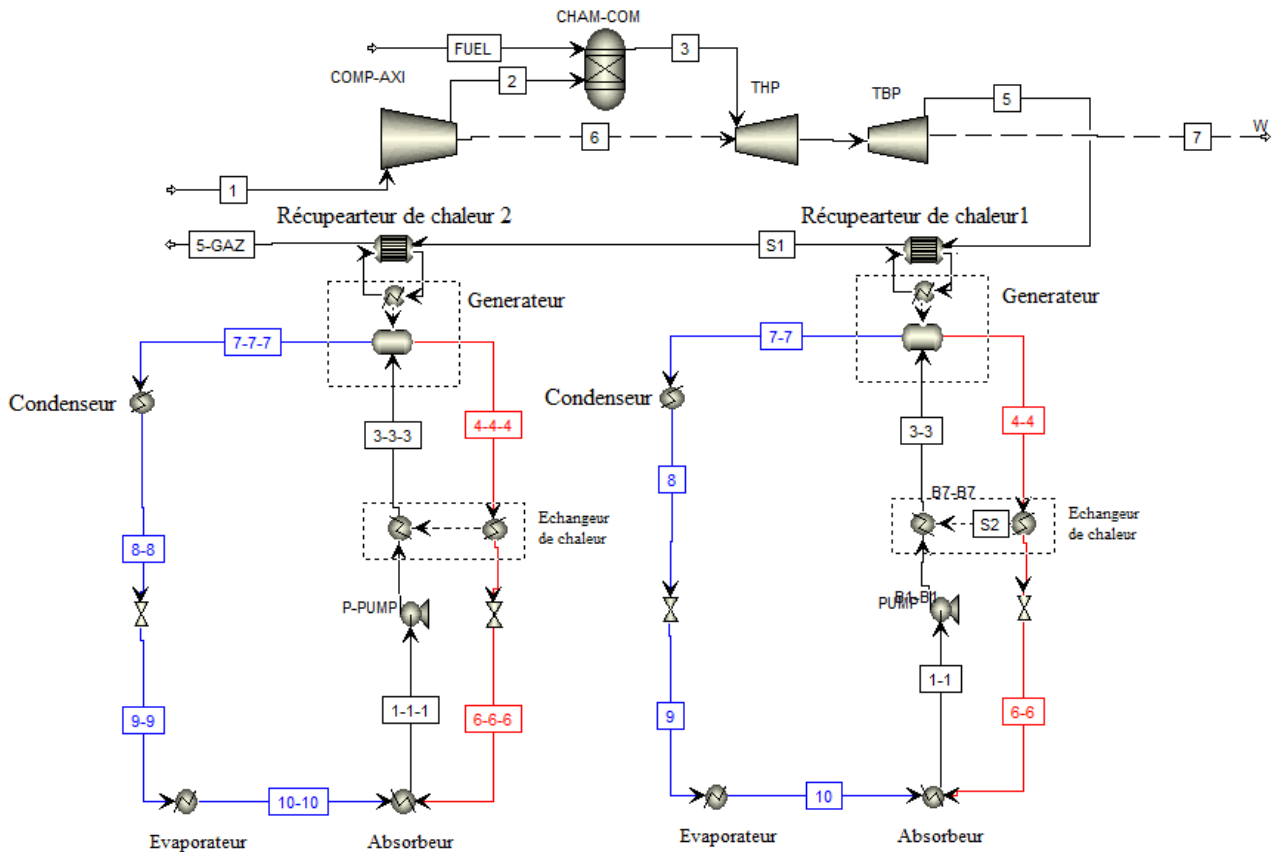


Figure 30: Schéma du couplage proposé de la machine d'absorption par la turbine à gaz MC 5002.

3. Conclusion

L'étude paramétrique montre que la variation de la température ambiante a affecté le rendement de la turbine à gaz et la chaleur résiduelle.

L'étude a également montré que le COP, le facteur de circulation, les puissances thermiques Q_a , Q_g , Q_c , Q_e sont influencés par la température du générateur, la température ambiante, la température de l'évaporateur et l'efficacité d'échangeur de chaleur.

La charge de refroidissement obtenue pour une température ambiante de 40°C et la température de la source correspondent au COPmax a été déterminée pour plusieurs températures de l'évaporateur.

La chaleur résiduelle de la turbine à gaz estimée à $T_{amb}=40^{\circ}\text{C}$ a permis d'alimenter deux machines à absorption de Broad 1000.

Conclusion générale

L'objectif de notre travail est d'étudier la faisabilité d'une unité de production de froid par absorption sur la station de traitement et Compression de Hassi R'mel.

Nous avons introduit dans un premier chapitre, une revue bibliographique sur la machine d'absorption et la turbine à gaz. Suivi d'un état d'art des travaux effectués sur le couplage d'une turbine à gaz avec une machine à absorption.

Dans un deuxième chapitre, nous avons cité les équations qui régissent en régime permanent la machine à absorption à simple effet, ainsi que les équations de la turbine à gaz à deux arbres, qui correspond à la turbine MS 5002C du Hassi R'mel. Les caractéristiques de cette dernière ont été récapitulées dans un tableau. Nous avons opté de simuler le système en utilisant le logiciel Aspen plus, nous avons choisi la méthode de Peng-Robinson et ELECRTL pour calculer les propriétés physiques de chaque point d'état de la turbine à gaz et de la machine d'absorption, respectivement. Les deux méthodes ont été décrites.

Ensuite, pour exploiter les rejets thermiques de la turbine à gaz, le modèle de la machine d'absorption a été validé sur une machine Broad 1000 commerciale, type simple effet. Avec une puissance de refroidissement nominale de 10 MW, nous avons estimé son débit, les titres de la solution, l'efficacité d'échangeur de chaleur, sa haute pression et sa basse pression par Aspen plus, la comparaison des résultats obtenu avec ceux du constructeur ont montré une erreur de 0.53 % et 5.19% pour la puissance frigorifique et COP, respectivement.

Le troisième chapitre de notre travail porte sur la discussion des résultats, nous avons d'abord étudié l'effet de la température ambiante sur le rendement des turbines à gaz, la température et le débit des gaz d'échappement. Quant à la machine d'absorption, nous avons traité l'effet de la température de chaque composant sur les performances de la machine du Broad 1000, en changeant un paramètre à la fois et en maintenant les autres fixes. Les résultats obtenus ont montré que :

La variation de la température ambiante de l'air d'entrée du compresseur axial de 15°C à 20°C, a provoqué une diminution d'environ 1,71 % du débit , une diminution d'environ 2,38 % et 0,68 % de la puissance utile et de l'efficacité thermique, respectivement.

En ce qui concerne les rejets thermiques des gaz d'échappement, une diminution de la même différence de températures a entraîné une augmentation de 1,16 % de la température des gaz d'échappement et une diminution de 1,86 % du débit massique.

Les puissances thermiques Q_g , Q_a , Q_c , Q_e ont augmenté avec l'accroissement de la température du générateur T_g et diminué avec l'augmentation de la température de l'absorbeur (T_a) et de la température du condenseur (T_c). Alors que l'augmentation de la température de l'évaporateur (T_e) a provoqué une diminution de Q_g et Q_a , et une augmentation de Q_e , alors que celle du condenseur Q_c est restée constante.

Les températures T_e , T_g et l'efficacité de l'échangeur de chaleur ont un effet positif sur le COP, T_g a un effet négatif sur le taux de circulation, tandis que ce dernier reste constant en fonction de T_e . Les températures T_c et T_a ont un effet positif sur le taux de circulation et un effet négatif sur le COP.

En fait, en variant T_a , T_g ou T_c , le COP varie rapidement jusqu'à une valeur maximale, puis se stabilise. La variation de la COP est proportionnelle à T_e , mais son influence est petit.

Le nombre de refroidisseurs requis lors de l'exploitation de la décharge thermique est déterminé pour le cas défavorable de Hassi R'mel : $T_{amb}=40^{\circ}C$. D'abord, nous avons optimisé la machine à absorption à cette température en choisissant la température de la source d'eau chaude égale à $138^{\circ}C$, correspond à COP max, Nous avons Déterminé deux machines. La puissance frigorifique des deux machines a été estimée pour des températures d'évaporation allant de 3 à $13^{\circ}C$.

Pour conclure, ce travail nous a montrés que la production de froid industriel par les machines d'absorption à effet unique à partir des rejets thermiques de la turbine à gaz MS 5002C de site Hassi remet est faisable techniquement. Le froid produit, peut être utilisé pour plusieurs applications de site, à savoir : refroidissement du gaz, dans le brut d'obtenir la récupération maximum d'hydrocarbures, du condensât, l'air instrument, l'eau de refroidissement est destinée pour le refroidissement des pompes, l'huile de lubrification, l'air d'entrée du compresseur axial des turbines.

REFERENCES

- [1] A. M. Y. Razak, “*Industrial gas Turbines Performance and operability*”, North America: Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 2007, 591p.
- [2] Onkar.Singh, “*Applied Thermodynamics*”, livre, 3ème éd, New Delhi: New Age International (P) Ltd., Publishers, 2009, 941p.
- [3] Shubhash C. Kaushik et ell, “*Finite Time Thermodynamics of Power and Refrigeration Cycles*”, livre, New Delhi, India: Springer International Publishing, 2017, 315p.
- [5] Jeffrey.M.Gordon et Kim.Choon.Ng, “*Cool thermodynamics*”, livre, Cambridge: Cambridge International Science Publishing, 2001,254p.
- [6] Delphine TRICHÉ, “*Étude numérique et expérimentale des transferts couplés de masse et de chaleur dans l’absorbeur d’une machine à absorption ammoniac-eau*”, thèse de doctorat, Université Grenoble Alpes, 2016.
- [7] Tesha, “*Absorption Refrigeration System as an Integrated Condenser Cooling Unit in a Geothermal Power Plant*”, thèse de doctorat, university d’Iceland, 2009.
- [8] Ibrahim Dincer et Tahir Abdul Hussain, “*Integrated Absorption Refrigeration Systems*”, livre, Green Energy and Technology, 265p.
- [9] Shan K. Wang, “*Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*”, livre, 2ème éd, Two Penn Plaza, New York, NY 10121-2298: McGraw-Hill, 2000, 1356p.
- [10] Allan Kirkpatrick, “*Introduction to Refrigeration and Air Conditioning Systems*”, synthèse, Morgan & Claypool Publishers series, 2017, 91p.
- [11] Keith E. Herold, “*Absorption Chillers and Heat Pumps*”, livre, 2ème.ed, 6000 Broken Sound Parkway NW, Suite 300: Taylor & Francis Group, LLC, 2016, 344p.
- [12] Kherris Sahraoui, “*Amélioration de la performance d’un cycle frigorifique à absorption-diffusion NH₃-H₂O-H₂*”, Article, *Revue des Energies Renouvelables Vol. 12 N°2 (2009) 215 – 224*.
- [13] S. L. Dixon, “*Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*”, 3rd Edition Pergamon Press oxford (New York, Toronto, Sydney, Frankfurt), 1978
- [14] Cohen, H., Rogers, G. F. C., and Saravanamuttoo, H. L. N., “*Gas Turbine Theory*”, 4th Edition, Longman, London, 1996.
- [15] Potter, P. J., “*Power plant theory and design*”, second edition of steam power plant john Wiley & sons New York Chichester Brisbane Toronto, 1976.
- [16] Horlock, J. H., “*Advanced gas turbine cycles*”, Pergamon Press, Oxford edition, 2003.

- [17] S.M. Yahia, “*Turbines compressors and fans*”, published by tata Mc Graw Hill Publishing Company Limited National Aeronautical Laboratory Bangalor – INDIA, janvier 1984.
- [18] Philip P. Walsh, Paul Fletcher, “*Gas Turbine Performance*”, Second Edition by Blackwell Science Ltd a Blackwell Publishing company, Editorial Offices: Blackwell Science Ltd, 9600 Garsington Road, Oxford OX4 2DQ, UK, , 2004
- [19] BOUAM Abdellah, “*Amélioration Des Performances Des Turbines A Gaz Utilisees Dans L’industrie Des Hydrocarbures Par L’injection De Vapeur D’eau*”, thèse de doctorat, UNIVERSITE M’HAMED BOUGARA-BOUMERDES, 2008.
- [20] Jeanette B. Berry, “*Advanced Absorption Chiller Converts Turbine Exhaust to Air Conditioning*”, International Sorption Heat Pump Conference June 22–24, 2005; Denver, CO, USA.
- [21] L. Garooci Farshi, “*Improvement of Simple and Regenerative Gas Turbine Using Simple and Ejector-Absorption Refrigeration*”, *IUST International Journal of Engineering Science*, Vol. 19, No.5-1, 2008, Page 127-136
- [22] Sahil Popli, ET all, “*Gas Turbine Efficiency Enhancement Using Waste Heat Powered Absorption Chillers in the Oil and Gas Industry*”, *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 918e931.
- [23] Paul Kalinowski, “*Application of waste heat powered absorption refrigeration system to the LNG recovery process*”, *international journal of refrigeration* 32(2009)687–694.
- [24] Amir Mortazavi, “*Enhancement of APCI cycle efficiency with absorption chillers*”, *Energy* 35 (2010) 3877e3882.
- [25] C.Somers, “*Modeling water/lithium bromide absorption chillers in ASPEN Plus*” *Applied Energy* 88 (2011) 4197–4205.
- [26] Valérie Evely, “*Trigeneration Scheme for a Natural Gas Liquids Extraction Plant in the Middle East*”, *Energy Conversion and Management* 78 (2014) 204–218.
- [27] Sahil Popli, “*Boosting Energy Efficiency Using Waste-Heat-Powered Absorption Chillers*”, *SPE Projects Facilities & Construction* (2011):232-238
- [28] Mehdi Mehrpooya, “*Novel Mixed Fluid Cascade Natural Gas Liquefaction Process Configuration Using Absorption Refrigeration System*”, *Applied Thermal Engineering* 98 (2016) 591–604.
- [29] Muhsin Kilic, Omer Kaynakli, “*Theoretical Second: law-based thermodynamic Analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system*”. July 2004
- [30] M.Benikhlef et A.Mohhamedi, “*Etude Ronovation De La Turbine A Gaz MS 5002C De Hassi R’mel*”, *Memoir du Diplôme Mastère, Université Abou BakrBelkaide Tlemcen*, 2013/2014.

- [31] Georges HEYEN, “*Modélisation Des Grands Systèmes Chimiques*”, Université de Liège, Année académique 2012-2013.
- [32] R. Palacios-Bereche, S.A. Nebra, “*Thermodynamic Modeling of a Cogeneration System for a Sugarcane Mill Using Aspen-Plus, Difficulties and Challenges*”, in: 20th Int. Congr. Mech. Eng., Gramado, RS, Brazil, 2009, pp. 1–9.
- [33] F. Nsafu, J.F. Görgens, J.H. Knoetze, “*Comparison of Combustion and Pyrolysis for Energy Generation in A Sugarcane Mill*”, *Energy Convers. Manage.* 74 (2013) 524–534.
- [34] Romain LOEB, “*Modilisation Et Analyse D’une Machine À Absorption/Compression Hybride Fonctionnant À Partir De Rejets Thermiques Basse Température*”, Mémoire de maîtrise, UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE, 2016.
- [35] Chifaa Fatima Zohra Kherbouche, “*Investigation Des Propriétés Thermodynamiques De Mélanges Contenant Des Composés D’intérêt Environnementale*”, Université Abou-Beker Belkaid De Telemcen. 2016/2017.
- [36] Baptiste Bouillot, “*Introduction Aux Méthodes Thermodynamiques Pour Le Genie Des Procèdes : Choix D’un Modelé Thermodynamique Et Simulation*”, livre, Version 2020-2021.
- [37] Chen CC, Britt HI, Boston JF, Evans LB. “*Local Compositions Model for Excess Gibbs Energy of Electrolyte Systems: Part I: Single solvent, Single completely Dissociated Electrolyte System*”, *AIChE* 1982; 28(4): 588-96.
- [38] Stavropoulos Lazaropoulos, “*Investigation of Alternative Absorption Cycle Working Pairs*”, NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY OF ATHENS, 2019.

ANNEXE

ANNEXE A : Capacité calorifique de l'air

TABLE A-2

Ideal-gas specific heats of various common gases (*Concluded*)

(c) As a function of temperature

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

(T in K, c_p in kJ/kmol·K)

Substance	Formula	a	b	c	d	Temperature range, K	% error	
							Max.	Avg.
Nitrogen	N ₂	28.90	-0.1571 × 10 ⁻²	0.8081 × 10 ⁻⁵	-2.873 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.59	0.34
Oxygen	O ₂	25.48	1.520 × 10 ⁻²	-0.7155 × 10 ⁻⁵	1.312 × 10 ⁻⁹	273-1800	1.19	0.28
Air	—	28.11	0.1967 × 10 ⁻²	0.4802 × 10 ⁻⁵	-1.966 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.72	0.33
Hydrogen	H ₂	29.11	-0.1916 × 10 ⁻²	0.4003 × 10 ⁻⁵	-0.8704 × 10 ⁻⁹	273-1800	1.01	0.26
Carbon monoxide	CO	28.16	0.1675 × 10 ⁻²	0.5372 × 10 ⁻⁵	-2.222 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.89	0.37
Carbon dioxide	CO ₂	22.26	5.981 × 10 ⁻²	-3.501 × 10 ⁻⁵	7.469 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.67	0.22
Water vapor	H ₂ O	32.24	0.1923 × 10 ⁻²	1.055 × 10 ⁻⁵	-3.595 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.53	0.24
Nitric oxide	NO	29.34	-0.09395 × 10 ⁻²	0.9747 × 10 ⁻⁵	-4.187 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.97	0.36
Nitrous oxide	N ₂ O	24.11	5.8632 × 10 ⁻²	-3.562 × 10 ⁻⁵	10.58 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.59	0.26
Nitrogen dioxide	NO ₂	22.9	5.715 × 10 ⁻²	-3.52 × 10 ⁻⁵	7.87 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.46	0.18
Ammonia	NH ₃	27.568	2.5630 × 10 ⁻²	0.99072 × 10 ⁻⁵	-6.6909 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.91	0.36
Sulfur	S ₂	27.21	2.218 × 10 ⁻²	-1.628 × 10 ⁻⁵	3.986 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.99	0.38
Sulfur dioxide	SO ₂	25.78	5.795 × 10 ⁻²	-3.812 × 10 ⁻⁵	8.612 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.45	0.24
Sulfur trioxide	SO ₃	16.40	14.58 × 10 ⁻²	-11.20 × 10 ⁻⁵	32.42 × 10 ⁻⁹	273-1300	0.29	0.13
Acetylene	C ₂ H ₂	21.8	9.2143 × 10 ⁻²	-6.527 × 10 ⁻⁵	18.21 × 10 ⁻⁹	273-1500	1.46	0.59
Benzene	C ₆ H ₆	-36.22	48.475 × 10 ⁻²	-31.57 × 10 ⁻⁵	77.62 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.34	0.20
Methanol	CH ₃ O	19.0	9.152 × 10 ⁻²	-1.22 × 10 ⁻⁵	-8.039 × 10 ⁻⁹	273-1000	0.18	0.08
Ethanol	C ₂ H ₆ O	19.9	20.96 × 10 ⁻²	-10.38 × 10 ⁻⁵	20.05 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.40	0.22
Hydrogen chloride	HCl	30.33	-0.7620 × 10 ⁻²	1.327 × 10 ⁻⁵	-4.338 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.22	0.08
Methane	CH ₄	19.89	5.024 × 10 ⁻²	1.269 × 10 ⁻⁵	-11.01 × 10 ⁻⁹	273-1500	1.33	0.57
Ethane	C ₂ H ₆	6.900	17.27 × 10 ⁻²	-6.406 × 10 ⁻⁵	7.285 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.83	0.28
Propane	C ₃ H ₈	-4.04	30.48 × 10 ⁻²	-15.72 × 10 ⁻⁵	31.74 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.40	0.12
n-Butane	C ₄ H ₁₀	3.96	37.15 × 10 ⁻²	-18.34 × 10 ⁻⁵	35.00 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.54	0.24
i-Butane	C ₄ H ₁₀	-7.913	41.60 × 10 ⁻²	-23.01 × 10 ⁻⁵	49.91 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.25	0.13
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	6.774	45.43 × 10 ⁻²	-22.46 × 10 ⁻⁵	42.29 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.56	0.21
n-Hexane	C ₆ H ₁₄	6.938	55.22 × 10 ⁻²	-28.65 × 10 ⁻⁵	57.69 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.72	0.20
Ethylene	C ₂ H ₄	3.95	15.64 × 10 ⁻²	-8.344 × 10 ⁻⁵	17.67 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.54	0.13
Propylene	C ₃ H ₆	3.15	23.83 × 10 ⁻²	-12.18 × 10 ⁻⁵	24.62 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.73	0.17

Source: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics* (Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1984). Used with permission.

ANNEXE B: ELECNRTL model

The pure component dielectric constant coefficients of nonaqueous solvents and Born radius of ionic species are required only for mixed-solvent electrolyte systems. The temperature dependency of the dielectric constant of solvent B is:

$$\varepsilon_B(T) = A_B + B_B \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{C_B} \right)$$

Each type of electrolyte NRTL parameter consists of both the nonrandomness factor, α , and energy parameters, τ . The temperature dependency relations of the electrolyte NRTL parameters are:

- Molecule-Molecule Binary Parameters:

$$\tau_{BB'} = A_{BB'} + \frac{B_{BB'}}{T} + F_{BB'} \ln(T) + G_{BB'} T$$

- Electrolyte-Molecule Pair Parameters:

$$\tau_{ca,B} = C_{ca,B} + \frac{D_{ca,B}}{T} + E_{ca,B} \left[\frac{(T^{ref}-T)}{T} + \ln\left(\frac{T}{T^{ref}}\right) \right]$$

$$\tau_{B,ca} = C_{B,ca} + \frac{D_{B,ca}}{T} + E_{B,ca} \left[\frac{(T^{ref}-T)}{T} + \ln\left(\frac{T}{T^{ref}}\right) \right]$$

- Electrolyte-Electrolyte Pair Parameters:

For the electrolyte-electrolyte pair parameters, the two electrolytes must share either one common cation or one common anion:

$$\tau_{c'a,c''a} = C_{c'a,c''a} + \frac{D_{c'a,c''a}}{T} + E_{c'a,c''a} \left[\frac{(T^{ref}-T)}{T} + \ln\left(\frac{T}{T^{ref}}\right) \right]$$

$$\tau_{ca',ca''} = C_{ca',ca''} + \frac{D_{ca',ca''}}{T} + E_{ca',ca''} \left[\frac{(T^{ref}-T)}{T} + \ln\left(\frac{T}{T^{ref}}\right) \right]$$

Where:

$$T^{ref} = 298.15K$$

ANNEXE C: Peng-Robinson

The equation for the Peng-Robinson model as used in the PR-BM property method is:

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{V_m(V_m + b) + b(V_m - b)}$$

Where:

$$b = \sum_i x_i b_i$$

$$a = a_0 + a_1$$

$$a_0 = \sum_i \sum_j x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij})$$

(the standard quadratic mixing term, where k_{ij} has been made temperature-dependent)

$$k_{ij} = k_{ij}^{(1)} + k_{ij}^{(2)} T + \frac{k_{ij}^{(3)}}{T}$$

$$k_{ij} = k_{ji}$$

$$a_1 = \sum_{i=1}^n x_i \left(\sum_{j=1}^n x_j \left((a_i a_j)^{1/2} l_{i,j} \right)^{1/3} \right)^3$$

(an additional, asymmetric term used to model highly non-linear systems)

$$l_{ij} = l_{ij}^{(1)} + l_{ij}^{(2)} T + \frac{l_{ij}^{(3)}}{T}$$

In general, $l_{ij} \neq l_{ji}$.

$$a_i = \text{fcn}(T, T_{ci}, p_{ci}, \omega_i)$$

$$b_i = \text{fcn}(T_{ci}, p_{ci})$$

If the Peneloux volume correction is used (option code 4), then the molar volume is calculated from:

$$V = V_m - c$$

Where:

V_m = Molar volume calculated by the equation of state without the correction

$$c = \sum_i x_i c_i$$

(the Peneloux volume correction term)

$$c_i = 0.50033 \frac{RT_{ci}}{p_{ci}} (0.25969 - z_{RAi})$$

(the Peneloux volume correction term for pure components, calculated from the critical temperature and pressure and the Rackett parameter)