



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Akli Mohand Oulhadj (Bouira)

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique.

PROJET DE FIN D'ETUDE

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master par :

- REKIBI Fodil

Spécialité : Génie Mécanique.
Option : Energétique.

THEME

**Etude de la production du froid par une machine à absorption
alimentée par la récupération de chaleur d'une turbine à gaz**

Soutenu le : 28/06/2026

Devant le jury composé :

Mr. LEKHAL R
Mr. AGHBARI A
Mr. ABERKANE S

MCB
MCB
MCA

UAMO BOUIRA
UAMO BOUIRA
UAMO BOUIRA

Président
Examineur
Encadrant

2025/2026



التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد (X): ر كبي فليل الصفة: طالب جامعي

الحامل (X) لبطاقة التعريف الوطنية: 187 417 988 والصادرة بتاريخ 2018/10/28

المسجل (ة) بكلية العلوم التطبيقية قسم: الهندسة الميكانيكية

والمكلف (ة) بإنجاز مذكرة ماستر فرع: الهندسة الميكانيكية، تخصص: طاوقية / إنشاء ميكانيكي

عنوانها: E' Tache de la production de froid par une machine

à absorption alimentée par la récupération de chaleur

تحت إشراف الأستاذ (ة): أبركان مكيان par turbine a gaz

أصرح بشرفي اني ألتم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبة
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 15/06/2026

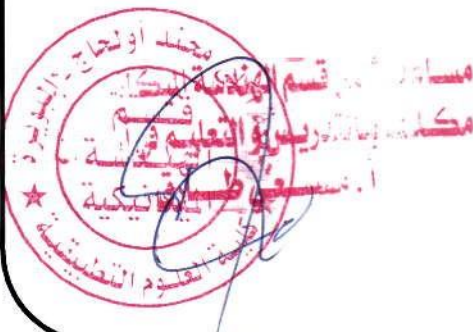
توقيع المعني (ة) A. F.

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

النسبة:

% 15

الامضاء:





Autorisation de déposer un mémoire de Master
pour soutenance

Je soussigné, l'enseignant (é) :
.....A. Berkane.....S. J.

L'encadrant du mémoire de fin d'études des étudiants :

- 1- R. Ekil.....F. Dal.....
- 2-

Ayant le mémoire de fin d'études de Master intitulé :

.....Étude de la production du froid par une sorption
absorption alimentée par la compensation de chaleur d'une
.....Turbine à gaz.....

Promotion : 2025/ 2026

Et après voir et consulté le mémoire dans sa forme finale j'autorise les étudiants à
déposer pour la soutenance.

Signature du L'encadrant
Bouira le :

Chef de département
Bouira le :

Remerciements

Je remercie toutes les personnes qui m'ont aidé à réaliser ce travail.

Je remercie en premier lieu mon encadreur

Mr. ABERKANE Sofiane

Pour ses bons conseils, sa patience et sa disponibilité durant toute la période de ce projet.

Je remercie aussi tous les enseignants du département de génie mécanique pour les connaissances qu'ils m'ont transmises pendant ma formation.

Je remercie mes amis et mes collègues de promotion pour leur soutien et leur bonne humeur tout au long de cette année.

Enfin, je remercie les membres du jury qui ont accepté de lire et d'évaluer ce travail.

Merci à tous.

Dédicace

Je dédie ce travail à :

Mes chers parents

Pour leur amour, leur soutien et leurs sacrifices tout au long de mes études. Merci d'avoir toujours cru en moi.

Mon frère et sœurs

Pour leur présence, leur aide et les bons moments partagés ensemble.

Mes amis

Pour leur amitié sincère et leur soutien pendant les moments difficiles.

Et à tous ceux qui me connaissent et qui m'ont encouragé de près ou de loin.

Je vous dédie ce travail avec tout mon respect et ma gratitude.

Résumé :

Ce travail porte sur l'utilisation de la chaleur des gaz d'échappement d'une turbine à gaz pour alimenter une machine à absorption qui fonctionne avec le couple bromure de lithium/eau (LiBr/H₂O).

Deux types de machines à absorption ont été étudiés : la machine à simple effet et la machine à double effet, les deux systèmes ont été modélisés et simulés avec le logiciel Aspen Plus V14.

Les résultats obtenus sont en bon accord avec les données de la littérature, une analyse énergétique du couplage entre la turbine à gaz et la machine à absorption a été réalisée, avec le calcul du coefficient de performance (COP), des puissances thermiques et du rendement global du système.

Les résultats montrent que le couplage des deux systèmes améliore le rendement global de 32,81 % à 68,07 % pour la machine à simple effet et à 96,79 % pour la machine à double effet ce système permet aussi de réduire les émissions de CO₂ et la consommation de carburant.

Mots clés : Turbine à gaz, machine à absorption, LiBr/H₂O, récupération de chaleur, simple effet, double effet, Aspen Plus V14, coefficient de performance.

Abstract :

This work focuses on using the heat from the exhaust gases of a gas turbine to power a lithium bromide/water (LiBr/H₂O) absorption machine.

Two types of absorption machines were studied: the single-effect machine and the double-effect machine, both systems were modeled and simulated using Aspen Plus V14 software.

The results obtained are in good agreement with the literature, an energy analysis of the coupling between the gas turbine and the absorption machine was carried out, including the coefficient of performance (COP), thermal powers and the overall efficiency of the system.

The results show that coupling both systems improves the overall efficiency from 32.81% to 68.07% for the single-effect machine and to 96.79 % for the double-effect machine, while reducing CO₂ emissions and fuel consumption.

Keywords : Gas turbine, absorption machine, LiBr/H₂O, heat recovery, single effect, double effect, Aspen Plus V14, coefficient of performance.

ملخص:

يتناول هذا العمل استخدام حرارة غازات العادم الصادرة عن توربين غازي لتغذية آلة امتصاص تعمل بثنائي بروميد الليثيوم/الماء (LiBr/H₂O).

تمت دراسة نوعين من آلات الامتصاص: آلة الأثر الواحد وآلة الأثر المزدوج، تمت نمذجة ومحاكاة كلا النظامين باستخدام برنامج Aspen Plus V14.

النتائج المتحصل عليها متوافقة مع بيانات الأدبيات العلمية. كما أُجري تحليل طاقي لعملية الربط بين التوربين الغازي وآلة الامتصاص، شمل حساب معامل الأداء (COP) والقدرات الحرارية والمردود الكلي للمنظومة.

تُظهر النتائج أن ربط النظامين يُحسن المردود الكلي من 32,81% إلى 68,07% لآلة الأثر الواحد، وإلى 96,79% لآلة الأثر المزدوج، مع تخفيض انبعاثات CO₂ واستهلاك الوقود.

الكلمات المفتاحية: التوربين الغازي، آلة الامتصاص، LiBr/H₂O، استرداد الحرارة، الأثر الواحد، الأثر المزدوج،

Aspen Plus V14، معامل الأداء.

Sommaire

Introduction générale :	1
-------------------------------	---

Chapitre I : Introduction sur les turbines à gaz et les machines à absorption

I.1 Turbine à gaz :	3
I.1.1 Historique de la turbine à gaz :	3
I.1.2 Définition de la turbine à gaz :	3
I.1.3 Les composants de turbine à gaz :	4
I.3.1 Compresseur :	4
I.3.2 Chambre de combustion :	5
I.3.3 Turbine :	5
I.1.4 comment fonctionne turbine à gaz :	6
I.1.5 Cycle de Brayton :	6
I.5.1 Cycle de Brayton idéal :	6
I.1.5.2 Cycle réel de Brayton :	7
I.1.6 Domaine d'application :	8
I.1.7 Avantages et inconvénients :	8
Les avantages :	8
Les inconvénients :	8
I.2 Machine à absorption :	9
I.2.1 Historique des machines à absorption :	9
I.2.2 Définition des machines à absorption	10
I.2.3 Machine à absorption LiBr- H ₂ O :	10
I.2.4 Composants de la machine à absorption LiBr-H ₂ O :	11
I.2.4.1 Machine à simple effet :	11
I.2.4.2 Machine à double effet :	12
I.2.5 Rôle de chaque composant :	14
I.5.1 Le générateur :	14
I.5.2 Le condenseur :	14
I.5.3 L'évaporateur :	14
I.5.4 L'absorbeur :	14
I.5.5 La pompe :	14
I.5.6 L'échangeur de solution :	14

I.2.6 Fonctionnement de la machine à absorption LiBr-H₂O :	15
I.2.6.1 Fonctionnement de la machine à absorption simple effet :	15
I.2.6.2 Fonctionnement de la machine à absorption double effet :	15
I.2.7 Les diagrammes utilisés :	16
I.2.7.1 Diagramme de Dühring :	16
I.2.7.2 Diagramme de Merkel (ou de concentration) :	17
I.2.7.3 Diagramme de Mollier de la vapeur d'eau :	17
I.2.8 Avantages et Inconvénients de la Machine à Absorption LiBr-H₂O :	18
I.2.8.1 Avantages :	18
I.2.8.2 Inconvénients :	18
I.2.9 Couplage machine à absorption LiBr-H₂O avec une turbine à gaz :	19
I.2.9.1 Concept et Justification du couplage :	19
I.2.9.2 Composants Nécessaires au Couplage :	19
I.2.9.3 Avantages et Défis du Couplage :	19
I.3 Conclusion :	20

Chapitre II : Présentation du cas d'étude

II.1 Turbine à gaz :	21
II.1.1 Présentation du cas d'étude :	21
Le schéma de la turbine à gaz est représenté dans la figure suivante :	22
II.1.2 Équations thermodynamiques du cycle de Brayton :	22
II.1.3 Données du cas d'étude – turbine à gaz :	22
II.2 Machine à absorption au Bromure de Lithium / Eau (LiBr/H₂O) :	23
II.2.1 Présentation du cas d'étude :	23
II.2.2 Machine à absorption à simple effet :	24
II.2.3 Machine à absorption à double effet :	26
II.3 Couplage turbine à gaz et machine à absorption :	29
II.4 Conclusion :	32

Chapitre III : Simulation avec Aspen Plus

III.1 Présentation du logiciel Aspen Plus :	33
III.1.1 Définition d'Aspen Plus :	33
III.1.2 Procédure de modélisation et de simulation Aspen Plus :	33
III.1.3 Model PENG ROBINSON et ELECNRTL :	34
Equation de PENG ROBINSON [28] :	34
Le model ELECNRTL :	34

<u>III.2 Étapes de simulation TAG et machine à absorption sur Aspen Plus :</u>	35
<u>III.2.1 Simulation turbine à gaz :</u>	35
<u>III.2.2 Machine à absorption simple effet :</u>	40
<u>III.2.3 Machine à absorption double effet :</u>	51
<u>III.2.4 Couplage de la machine à absorption et de la turbine à gaz :</u>	60
<u>III.2.4.1 Simulation d'une machine à absorption simple effet couplée avec TAG :</u>	60
<u>III.2.4.2 Simulation d'une machine à absorption à double effet couplée avec TAG :</u>	61
<u>III.3 Conclusion :</u>	61

Chapitre IV : Les résultats

<u>IV.1 Introduction :</u>	62
<u>IV.2 Validation des résultats :</u>	62
<u>IV.2.1 Turbine à gaz :</u>	62
<u>IV.2.1.1 Les puissances thermiques :</u>	62
<u>IV.2.1.2 Les résultats de la turbine à gaz :</u>	62
<u>IV.2.2 Machine à absorption simple effet :</u>	63
<u>IV.2.2.1 Bilan massique et de la conservation de l'énergie :</u>	63
<u>IV.2.2.2 Les puissances thermiques et coefficient de performance :</u>	63
<u>IV.2.2.3 Les résultats de simulation :</u>	65
<u>IV.2.3 Machine à absorption à double effet :</u>	66
<u>IV.2.3.1 Bilan massique et de la conservation de l'énergie :</u>	66
<u>IV.2.3.2 Les puissances thermiques et coefficient de performance :</u>	67
<u>IV.2.3.3 Les résultats de simulation :</u>	67
<u>IV.2.4 Les résultats de couplage machine à absorption et turbine à gaz :</u>	69
<u>IV.2.4.1 Valeur d'échangeur de chaleur (refroidisseur gaz d'échappement) :</u>	69
<u>IV.2.4.2 Couplage de la machine à absorption simple effet et turbine à gaz :</u>	69
<u>IV.2.4.3 Couplage de la machine à absorption à double effet et de la turbine à gaz :</u>	70
<u>IV.2.4.4 Le potentiel maximal de la chaleur à récupérer par les gaz d'échappement :</u>	72
<u>IV.2.4.5 Rendement global :</u>	73
<u>IV.2.5 Émissions de CO₂ :</u>	74
<u>IV.2.6 Consommation de carburant :</u>	75
<u>IV.3 Conclusion :</u>	77

Conclusion générale

<u>Conclusion générale</u>	78
<u>Références Bibliographiques</u>	80

Liste des Figures

Chapitre I

Figure I.1 : Turbine à gaz	3
Figure I.2 : Les composants de la turbine à gaz	4
Figure I.3 : Les aubes d'un compresseur	4
Figure I.4 : Chambre de combustion	5
Figure I.5 : Schéma d'une turbine.....	5
Figure I.6 : Schéma de fonctionnement turbine à gaz	6
Figure I.7 : Cycle de Brayton idéal	7
Figure I.8 : Cycle de Brayton réel	8
Figure I.9 : Machine à absorption	10
Figure I.10 : Composants de machine à absorption simple effet	11
Figure I.11 : Composants de machine à absorption double effet	12
Figure I.12 : Diagramme de Dühring	16
Figure I.13 : Diagramme de Merkel	17
Figure I.14 : Diagramme de Mollier.....	17

Chapitre II

Figure II.1 : Schéma turbine à gaz (Khaldi et al.)	22
Figure II.2 : Schéma de machine à absorption eau/LiBr simple effet	24
Figure II.3 : Schéma de machine à absorption eau/LiBr double effet.....	27
Figure II.4 : Intégration turbine à gaz avec machine à absorption simple effet (eau/LiBr)	30

Chapitre III

Figure III.1 : Sélection des composants d'air et de gaz naturel sur Aspen Plus	35
Figure III.2 : Configuration du modèle thermodynamique PENG-ROB	36
Figure III.3 : Configuration des composants d'air à l'entrée du compresseur	36
Figure III.4 : Configuration du compresseur	37
Figure III.5 : Schéma du compresseur dans Aspen Plus	37
Figure III.6 : Configuration des composants de gaz naturel à l'entrée de la chambre de combustion	38
Figure III.7 : Configuration de la chambre de combustion	38
Figure III.8 : Les réactions dans la chambre de combustion	39
Figure III.9 : Schéma de la chambre de combustion dans Aspen Plus.....	39
Figure III.10 : Configuration de la turbine	39
Figure III.11 : Schéma de la turbine dans Aspen Plus	40
Figure III.12 : Schéma final de la simulation turbine à gaz sur Aspen Plus	40
Figure III.13 : Fenêtre de démarrage Aspen Plus.....	41

Figure III.14 : Les composants sélectionnés	42
Figure III.15 : Fenêtre du modèle thermodynamique ELECNRTL	42
Figure III.16 : Icône de la pompe sur Aspen Plus	43
Figure III.17 : Configuration du point d'entrée à la pompe.....	43
Figure III.18 : Configuration de la pompe.....	44
Figure III.19 : Échangeur de solution sur Aspen Plus.....	44
Figure III.20 : Configuration heater cold	45
Figure III.21 : Configuration heater hot	45
Figure III.22 : Les composants du générateur sur Aspen Plus	46
Figure III.23 : Configuration du générateur simple effet	46
Figure III.24 : Icône du détendeur dans Aspen Plus	47
Figure III.25 : Configuration du détendeur	47
Figure III.26 : Icône du condenseur dans Aspen Plus	47
Figure III.27 : Configuration du condenseur.....	48
Figure III.28 : Icône de l'évaporateur dans Aspen Plus.....	48
Figure III.29 : Configuration de l'évaporateur (simple effet).....	49
Figure III.30 : Icône de l'absorbeur dans Aspen Plus.....	49
Figure III.31 : Configuration de l'absorbeur (simple effet).....	50
Figure III.32 : Schéma de machine à absorption simple effet (Aspen Plus)	50
Figure III.33 : Configuration du point d'entrée à la pompe 1 (double effet).....	53
Figure III.34 : Configuration de la pompe basse pression.....	53
Figure III.35 : Configuration heater cold (étage inférieur).....	54
Figure III.36 : Configuration heater hot (étage inférieur)	54
Figure III.37 : Configuration générateur (étage inférieur)	55
Figure III.38 : Configuration des détendeurs (étage inférieur).....	55
Figure III.39 : Configuration condenseur (étage inférieur)	55
Figure III.40 : Configuration de la pompe (étage supérieur).....	56
Figure III.41 : Configuration heater cold (étage supérieur)	56
Figure III.42 : Configuration heater hot (étage supérieur)	57
Figure III.43 : Configuration générateur (étage supérieur)	57
Figure III.44 : Configuration détendeurs (étage supérieur).....	57
Figure III.45 : Configuration condenseur (étage supérieur).....	58
Figure III.46 : Configuration de l'évaporateur (double effet).....	58
Figure III.47 : Configuration absorbeur (double effet)	59
Figure III.48 : Schéma de machine à absorption double effet (Aspen Plus).....	59
Figure III.49 : Icône d'échangeur de chaleur utilisé pour le couplage	60
Figure III.50 : Schéma d'une machine à absorption simple effet couplée à une TAG....	60
Figure III.51 : Schéma d'une machine à absorption double effet couplée à une TAG....	61

Chapitre IV

Figure IV.1 : Diagramme de comparaison des émissions de CO ₂	74
---	----

Figure IV.2 : Comparaison de la consommation spécifique de carburant pour les trois types de centrale	76
---	----

Liste des Tableaux

Chapitre I

Tableau I.1 : Composants principaux de la machine à absorption à simple effet LiBr-H₂O 12

Tableau I.2 : Composants principaux de la machine à absorption à double effet LiBr-H₂O 13

Chapitre II

Tableau II.1 : Composition du gaz naturel (% molaire) 21

Tableau II.2 : Propriétés du gaz naturel 21

Tableau II.3 : Données techniques de la turbine à gaz (cas d'étude) 23

Tableau II.4 : Données techniques de la machine à absorption à simple effet (LiBr/H₂O) 26

Tableau II.5 : Données techniques de la machine à absorption à double effet (LiBr/H₂O) 29

Chapitre III

Tableau III.1 : Points d'états de la machine à absorption simple effet 41

Tableau III.2 : Points d'états de la machine à absorption double effet 52

Chapitre IV

Tableau IV.1 : Comparaison des performances de la TAG entre notre étude et Khaldi et al. 62

Tableau IV.2 : Résultats de simulation pour la TAG 62

Tableau IV.3 : Débit massique de la solution H₂O/LiBr (simple effet) 63

Tableau IV.4 : Comparaison des performances de la machine simple effet entre notre étude et Herold et al. 64

Tableau IV.5 : Résultats de simulation pour le système simple effet 66

Tableau IV.6 : Débit massique de la solution H₂O/LiBr (double effet) 67

Tableau IV.7 : Comparaison des performances de la machine double effet entre notre étude et Herold et al. 67

Tableau IV.8 : Résultats de simulation pour le système double effet 68

Tableau IV.9 : Valeurs de l'échangeur de chaleur (couplage) 69

Tableau IV.10 : Résultats de simulation pour le système simple effet couplé avec TAG 69

Tableau IV.11 : Valeurs de puissances machine à absorption simple effet après couplage 70

Tableau IV.12 : Résultats de simulation pour le système double effet couplé avec TAG 71

Tableau IV.13 : Valeurs de puissances machine à absorption double effet après couplage 72

Tableau IV.14 : Rendements globaux des différentes configurations 73

Tableau IV.15 : Émissions de CO₂ pour les différentes configurations 74

Tableau IV.16 : Temps de fonctionnement annuel de la centrale	75
Tableau IV.17 : Énergie utile globale délivrée par le système.....	75
Tableau IV.18 : Consommation spécifique de carburant pour les différentes configurations.....	76

Nomenclature et Symboles

Symbole	Description	Unité
COP	Coefficient de Performance	—
cp_a	Chaleur massique de l'air à pression constante	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
cp_g	Chaleur massique des gaz à pression constante	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
ex^{sp}	Exergie spécifique du combustible	kJ/kg
f	Rapport de circulation de la solution	—
h	Enthalpie spécifique	kJ/kg
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
$\dot{m}_f$	Débit massique du combustible	kg/s
$\dot{m}_g$	Débit massique des gaz d'échappement	kg/s
$\dot{m}_{ref}$	Débit massique du réfrigérant	kg/s
$\dot{m}_{sr}$	Débit massique de la solution riche	kg/s
P	Pression	kPa ou bar
P_{max}	Puissance maximale récupérable	kW ou MW
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur du combustible	kJ/kg
$\dot{Q}_a$	Puissance thermique de l'absorbeur	kW ou MW
$\dot{Q}_c$	Puissance thermique du condenseur	kW ou MW

$\dot{Q}_{ev}$	Puissance frigorifique de l'évaporateur	kW ou MW
$\dot{Q}_g$	Puissance thermique du générateur	kW ou MW
$\dot{Q}_{rec}$	Puissance thermique récupérée	kW ou MW
R	Constante des gaz parfaits	J/(mol·K)
r_p	Rapport de pression du compresseur	—
T	Température	°C ou K
T_1	Température d'entrée du compresseur (ambiante)	°C
T_2	Température de sortie du compresseur	°C
T_3	Température d'entrée de la turbine	°C
T_4	Température de sortie de la turbine	°C
V_m	Volume molaire	m ³ /mol
W_c	Travail du compresseur	kW ou MW
W_{net}	Travail net de la turbine à gaz	kW ou MW
W_t	Travail de la turbine	kW ou MW
$\dot{W}_p$	Puissance de la pompe de solution	W ou kW
X_P	Concentration massique en LiBr de la solution	%
Γ	Rapport des chaleurs spécifiques (Cp/Cv)	—
η_g	Rendement du générateur	—

η_{global}	Rendement global de la centrale	—
η_{is-c}	Rendement isentropique du compresseur	—
η_{is-t}	Rendement isentropique de la turbine	—
η_m	Rendement mécanique	—
η_{th}	Rendement thermique du cycle de Brayton	—
π_c	Rapport de pression du compresseur	—
Ω	Facteur acentrique	—
B.P	Basse Pression	—
GWP	Global Warming Potential (Potentiel de Réchauffement Global)	—
H.P	Haute Pression	—
HR	Humidité Relative	%
HRSG	Heat Recovery Steam Generator (Récupérateur de chaleur)	—
LiBr	Bromure de Lithium	—
H₂O	Eau	—
NH₃	Ammoniac	—
ODP	Ozone Depletion Potential (Potentiel de Destruction de l'Ozone)	—
TAG / TG	Turbine à Gaz	—

<i>TG13E2</i>	Modèle de turbine à gaz (cas d'étude)	—
A	Le paramètre d'attraction.	—
b	Le paramètre de co-volume	—
α	Fonction qui varie la température avec l'attraction	—
κ	Paramètre constant dépend de ω	—

Introduction générale :

La turbine à gaz occupe une place importante dans le domaine de la production d'électricité et l'entraînement de machines industrielles, notamment dans les secteurs pétrolier, gazier et de la production d'électricité en Algérie, cette technologie présente un inconvénient majeur : une fraction importante de l'énergie contenue dans le combustible estimée entre 50 et 60 %, est dissipée sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement à des températures élevées, comprises entre 450 et 600 °C, cette chaleur fatale si elle n'est pas valorisée elle doit représenter une perte énergétique et contribue à l'augmentation des émissions de CO₂.

La machine à absorption au couple bromure de lithium/eau (LiBr/H₂O) offre une solution technologique particulièrement adaptée à la valorisation de ces rejets thermiques, contrairement aux systèmes frigorifiques classiques à compression mécanique, la machine à absorption utilise une source de chaleur comme énergie motrice pour produire du froid avec une consommation électrique négligeable, on intègre avec une turbine à gaz permet ainsi de réaliser un système de bi-génération produisant simultanément de l'électricité et du froid utile à partir d'un seul combustible.

Ce travail de fin d'études s'inscrit dans cette perspective d'optimisation énergétique il porte sur la modélisation et la simulation sous le logiciel Aspen Plus, d'un système couplant une turbine à gaz de type TG13E2 implantée à la centrale de Ain Beïda (wilaya d'Oum El Bouaghi) avec une machine à absorption LiBr/H₂O à simple et à double effet, l'objectif principal est d'évaluer les gains énergétiques et environnementaux obtenus grâce à la récupération de la chaleur résiduelle des gaz d'échappement.

Pour atteindre cet objectif, le présent mémoire est structuré en quatre chapitres :

Le premier chapitre : présente les bases théoriques et techniques des deux systèmes étudiés la turbine à gaz et son cycle de Brayton, ainsi que la machine à absorption LiBr/H₂O à simple et à double effet, en détaillant leurs composants, leur fonctionnement, leurs avantages et leurs inconvénients, ainsi que le concept de couplage.

Le deuxième chapitre : présente le cas d'étude retenu, à savoir la centrale de Ain Beïda équipée de deux turbines TG13E2 et expose les données techniques et les équations thermodynamiques utilisées pour la turbine à gaz et les machines à absorption simple et double effet ainsi que pour leur couplage.

Le troisième chapitre : décrit la méthodologie de simulation sous Aspen Plus en présentant les modèles thermodynamiques adoptés (PENG-ROBINSON pour la turbine à gaz et ELECNRTL pour la machine à absorption) et en détaillant les étapes de modélisation de chaque composant et du système couplé.

Le quatrième chapitre : expose et analyse les résultats obtenus par la simulation (validation des performances thermodynamiques, bilans massiques et énergétiques, coefficient de performance (COP), rendement global du système couplé, émissions de CO₂ et consommation spécifique de carburant).

Enfin une conclusion générale résume les principaux résultats obtenus et souligne l'intérêt du couplage turbine à gaz / machine à absorption comme solution énergétique durable et performante.

Chapitre I : Introduction sur les Turbine à gaz et les Machine à absorption

I.1 Turbine à gaz :

I.1.1 Historique de la turbine à gaz :

Depuis plus de deux cents ans la turbine à gaz a été développée par plusieurs étapes et par plusieurs chercheurs.

L'idée remonte à « l'éolipile » inventée par Héron d'Alexandrie qui utilisait la vapeur d'eau pour créer une rotation. En 1791 l'ingénieur anglais John Barber déposa le premier brevet pour une turbine à gaz mais il ne construisit pas de prototype fonctionnel [1].

Au 19e siècle les chercheurs ont poursuivi le développement du concept. En 1850, l'inventeur anglais James Prescott Joule a fondé ses travaux sur la théorie du cycle à pression constante. En 1972, le Dr Franz Stoltz a conçu la première turbine à gaz véritablement fonctionnelle, mais celle-ci ne fonctionnait pas de manière autonome. En 1903, le Norvégien Egidius Elling a construit la première turbine à gaz qui produisait plus d'électricité qu'elle ne consommait.

La première turbine pratique est conçue par le Britannique Sir Frank Whittle dans les années 1930 et le premier prototype fonctionne avec succès en 1937 [2].

En 1939 la première centrale électrique à turbine à gaz a été installée à Neuchâtel en Suisse et l'Avion Heinkel He 178 allemand a effectué le premier vol propulsé par un moteur à turbine [3].

I.1.2 Définition de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz est un système thermodynamique qui convertit l'énergie chimique d'un combustible en énergie mécanique rotative, elle fonctionne selon un cycle continu, l'air ambiant est comprimé dans un compresseur, il se mélange avec le carburant, ce mélange brûle dans une chambre de combustion, les gaz résultants se détendent dans une turbine produisant un travail mécanique, une partie de ce travail sert à entraîner le compresseur, le reste sera disponible pour alimenter le récepteur.



Figure I.1 : Turbine à gaz

I.1.3 Les composants de turbine à gaz :

La turbine à gaz se compose de trois composants principaux : le compresseur, la chambre de combustion, la turbine.

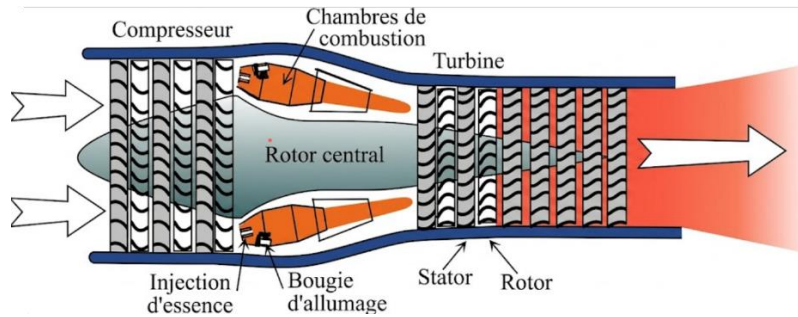


Figure I.2 : Les composants de la turbine à gaz

I.3.1 Compresseur :

Le compresseur est un élément mécanique rotatif avec deux types, axial et centrifuge, il utilise l'énergie mécanique pour augmenter la pression et la température de l'air avant qu'il rentre dans la chambre de combustion [4].

À l'entrée du compresseur on trouve les aubes directrices et un étage (les machines modernes comportent de 15 à 22 étages de compression) avec un taux de compression par étage de 1,1 à 1,3, chaque étage contient le Rotor (partie mobile) qui augmente la vitesse de l'air, et le Stator (partie fixe) qui transforme cette vitesse en pression, cette opération se répète sur chaque étage jusqu'à ce qu'on obtienne la pression nécessaire.

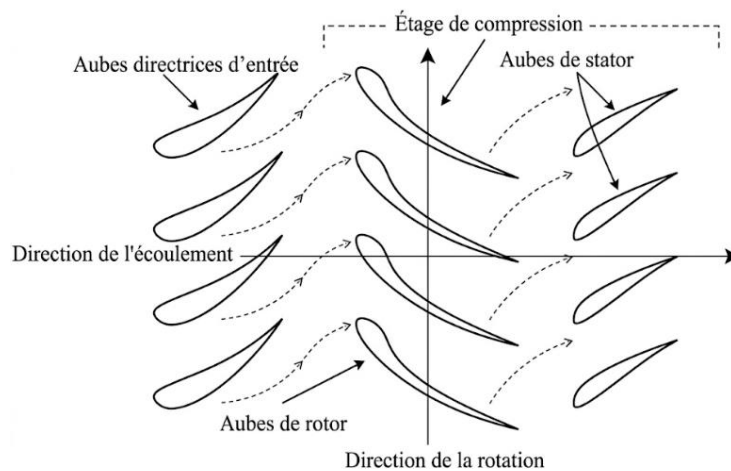


Figure I.3 : Les aubes d'un compresseur

I.3.2 Chambre de combustion :

Son emplacement entre le compresseur et la turbine, son rôle est de brûler le mélange air comprimé/carburant (gaz naturel, gasoil...) pour produire des gaz chauds à haute pression et température, ces gaz entrent dans la turbine.

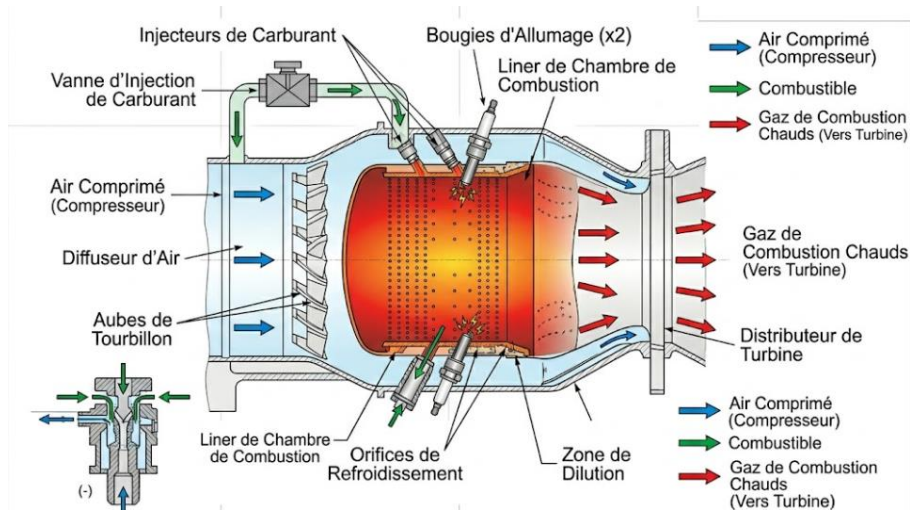


Figure I.4 : Chambre de combustion

I.3.3 Turbine :

La turbine convertit l'énergie thermique des gaz chauds sortis de la chambre de combustion en énergie mécanique (travail de rotation) grâce aux étages constitués de stator et rotor.

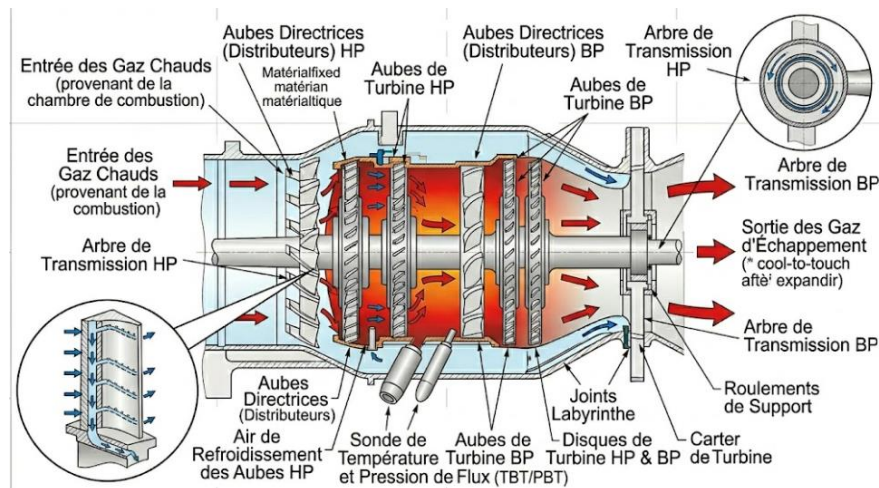


Figure I.5 : Schéma d'une turbine

I.1.4 comment fonctionne turbine à gaz :

Le compresseur aspire l'air atmosphérique et le comprime, puis il s'envoie cet air comprimé vers la chambre de combustion où le carburant est injecté, là le mélange air-carburant se forme et il s'allume par les bougies d'allumage, les gaz produits par ces combustions sont transférés vers la turbine pour qu'elle transforme cette énergie thermique en énergie mécanique "mettre en mouvement l'arbre de transmission « travail de rotation »".

Une part de cette énergie générée par la turbine est utilisée pour faire fonctionner le compresseur (le compresseur démarre par une autre source), et le reste de cette énergie produite est utilisé pour alimenter une autre machine ou d'autres utilisations.

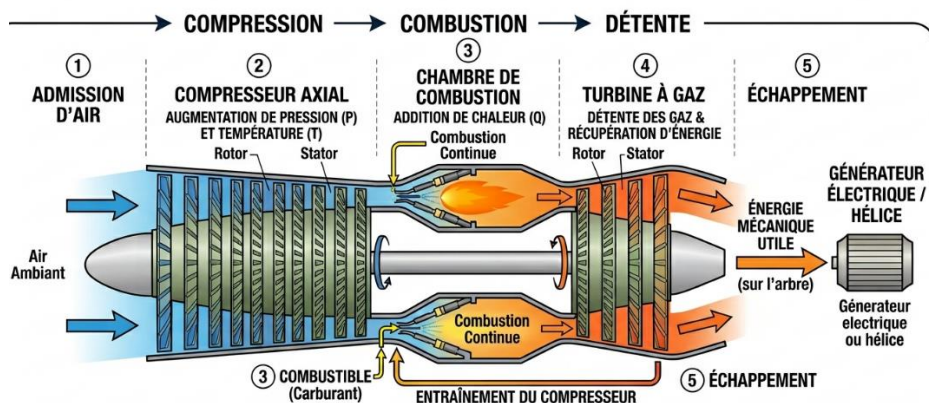


Figure I.6 : Schéma de fonctionnement turbine à gaz

I.1.5 Cycle de Brayton :

Le cycle de Brayton constitue le modèle thermodynamique de base des turbines à gaz ; il se présente sous deux formes : un cycle idéal, fondé sur des transformations parfaites (isentropiques et sans pertes), et un cycle réel, qui tient compte des irréversibilités et des pertes énergétiques observées en pratique.

I.5.1 Cycle de Brayton idéal :

Le cycle de Brayton est le cycle thermodynamique de référence des turbines à gaz, dans sa version idéale il est constitué de quatre transformations :

- Compression isentropique (1 à 2) : L'air atmosphérique est aspiré et comprimé par le compresseur, la pression augmente de P_1 à P_2 , tandis que la température s'élève de T_1 à T_2 .

- Apport de chaleur isobare (2 à 3) : Dans la chambre de combustion, le combustible est injecté et brûlé à pression constante. La température des gaz s'élève de T_2 à T_3 (température maximale du cycle).
- Détente isentropique (3 à 4) : Les gaz chauds se détendent dans la turbine, produisant un travail mécanique, la pression chute de P_2 à P_1 , et la température diminue de T_3 à T_4 .
- Refroidissement isobare (4 à 1) : Les gaz d'échappement cèdent leur chaleur résiduelle à l'atmosphère (dans le cycle ouvert, les gaz sont simplement rejetés). La température chute de T_4 à T_1 .

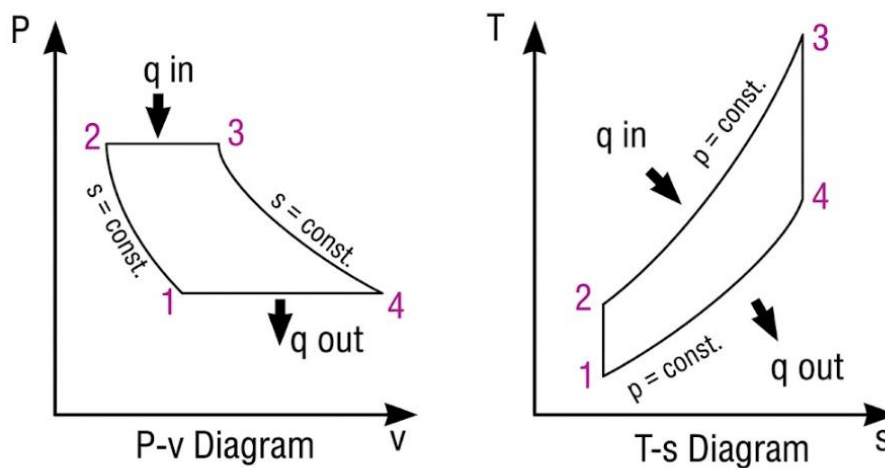


Figure I.7 : Cycle de Brayton idéal

Le rendement thermique du cycle de Brayton idéal est représenté par l'équation suivante :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (I.1)$$

r_p : est le rapport de pression (P_{max}/P_{min})

γ : rapport des chaleurs spécifiques

I.1.5.2 Cycle réel de Brayton :

Le cycle réel ne correspond pas au cycle idéal en raison de plusieurs sources d'irréversibilités (des frottements, pertes de charge dans la chambre de combustion, pertes thermiques et mécaniques...). Ces irréversibilités réduisent le rendement de la turbine.

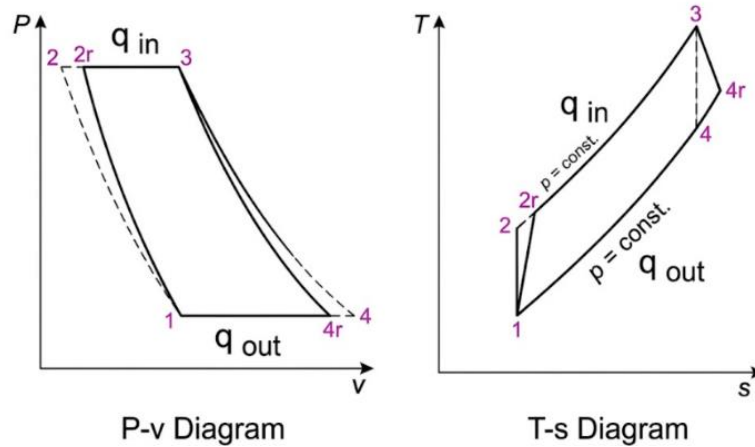


Figure I.8 : Cycle de Brayton réel

I.1.6 Domaine d'application :

Les turbines à gaz sont utilisées pour la production d'énergie mécanique, elles peuvent être utilisées pour entraîner des appareils dans plusieurs domaines ; je mentionnerai les plus importants :

- Production d'électricité
- Entraînement des compresseurs
- Aéronautique
- Industrie pétrolière et gazière

I.1.7 Avantages et inconvénients :

Les avantages :

- Démarrage rapide.
- Machine fiable, moins d'usure et une maintenance plus simple.
- Peut fonctionner avec différents carburants (gaz naturel, diesel, kérosène...).
- Moins de pollution surtout avec le gaz naturel.
- Bonne stabilité en fonctionnement prolongé.

Les inconvénients :

- Le rendement est souvent inférieur à celui des centrales à vapeur.

- La performance diminue quand la température extérieure augmente.
- Le gaz ou le carburant utilisé peut-être cher (consommation importante).
- Bruit important.
- Les composants fonctionnent à des températures extrêmes (souvent $> 1000^{\circ}\text{C}$) Cela nécessite des matériaux coûteux.

I.2 Machine à absorption :

I.2.1 Historique des machines à absorption :

En 1810, le chimiste britannique Sir John Leslie découvrit que, lorsque de l'eau s'évapore en présence d'acide sulfurique, un effet frigorifique se produisait. Il venait de réaliser la première expérience mettant en œuvre un cycle d'absorption [5, 6].

En 1859, Ferdinand Carré réalise la première machine frigorifique à absorption eau-ammoniac ($\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$) dont on peut dire qu'elle fonctionne [6].

Aux alentours des années 1940, les laboratoires américains s'intéressent au couple bromure de lithium-eau ($\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$) et les études menées dans ce domaine par la Carrier Corporation entre autres, dans les années 1940 et 1950 démontrent les avantages thermodynamiques de ce couple de fluides pour des applications de climatisation [6, 8]. C'est dans les années 1950 que la machine à absorption $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ à simple effet connaît une commercialisation à grande échelle, notamment au Japon, aux États-Unis et en Europe [7, 8].

La crise pétrolière de 1973 entraîne un regain d'intérêt mondial pour les machines à absorption car elles permettent de produire du froid sans consommation électrique significative en utilisant comme source d'énergie thermique la chaleur fatale industrielle ou le solaire thermique par exemple [10, 18].

Suite à cela, la machine à double effet sera développée dans les années 1980-1990 pour augmenter encore plus le COP et encore réduire la consommation d'énergie thermique par kWh de froid produit [8, 11]. Si aujourd'hui nous pouvons dire que les machines à absorption sont des machines à froid qui équipent les grandes installations de climatisation des tours de bureaux, des hôpitaux et des systèmes de cogénération et de trigénération [12, 19].

1.2.2 Définition des machines à absorption

La machine à absorption est un système thermodynamique qui permet de produire du froid ou de la chaleur, en utilisant comme énergie motrice principalement de l'énergie thermique, à l'inverse des systèmes à compression de vapeur classiques où l'on utilise de l'énergie mécanique [5, 6, 8].

Le fonctionnement de la machine repose sur le cycle d'absorption, d'un fluide frigorigène dans une solution absorbante. Les couples solution absorbante/fluide frigorigène les plus utilisés sont les deux couple bromure de lithium/eau et Ammoniac/eau. L'eau agit comme un réfrigérant et le bromure de lithium/Ammoniac est absorbé.



Figure I.9 : Machine à absorption

1.2.3 Machine à absorption LiBr- H₂O :

Le couple utilisé dans notre travail est le couple bromure de lithium-eau, pour une machine à absorption LiBr-H₂O simple effet, le COP est situé entre 0,65 et 0,80 et pour le double effet le COP est entre 1,1 et 1,4 [11, 15].

I.2.4 Composants de la machine à absorption LiBr-H₂O :

I.2.4.1 Machine à simple effet :

La machine à absorption LiBr-H₂O à simple effet est composée de sept composants principaux dont les fonctions sont décrites dans le tableau I.1.

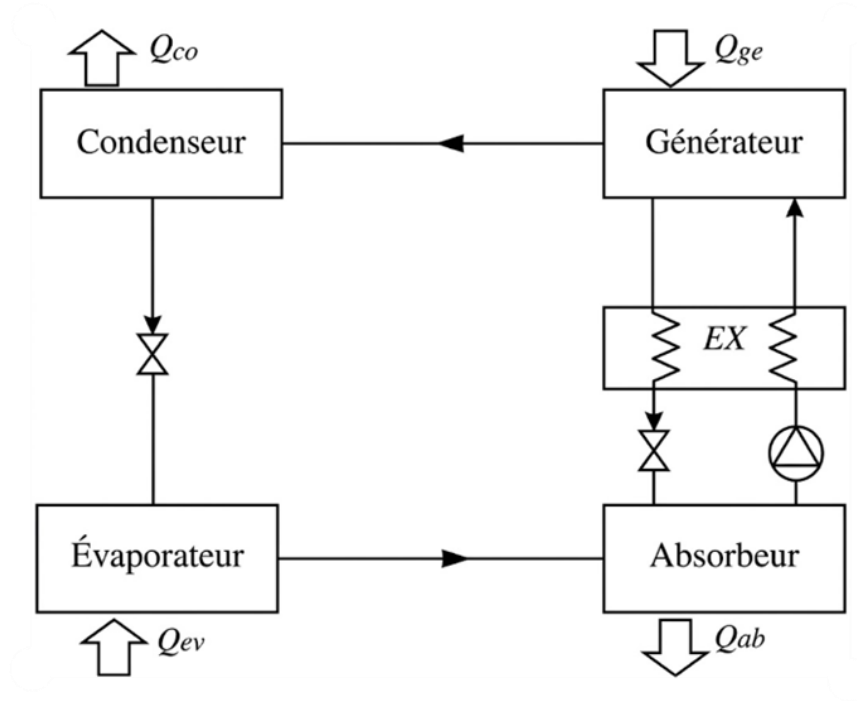


Figure I.10 : Composants de machine à absorption à simple effet

Composant	Description fonctionnelle
Générateur	Il utilise une source de chaleur pour séparer le fluide frigorigène de l'absorbant
Condenseur	Condense la vapeur frigorigène venant du générateur
Évaporateur	Fluide frigorigène passe de l'état liquide à l'état gazeux
Absorbeur	La vapeur issue de l'évaporateur est absorbée par la solution LiBr concentrée
Pompe de solution	Transfère la solution diluée de l'absorbeur vers le générateur

Composant	Description fonctionnelle
Détendeur	Son rôle est de réduire la pression, on trouve deux détendeurs l'un pour le frigorigène (entre le condenseur et l'évaporateur) et l'autre pour la solution d'absorbant (entre l'échangeur et l'absorbeur)
Échangeur	Préchauffage de la solution froide par la solution concentrée chaude

Tableau I.1 : Composants principaux de la machine à absorption à simple effet LiBr-H₂O

I.2.4.2 Machine à double effet :

La machine à double effet reprend l'ensemble des composants du simple effet et y ajoute un deuxième étage de générateur ce qui lui permet d'atteindre un COP supérieur.

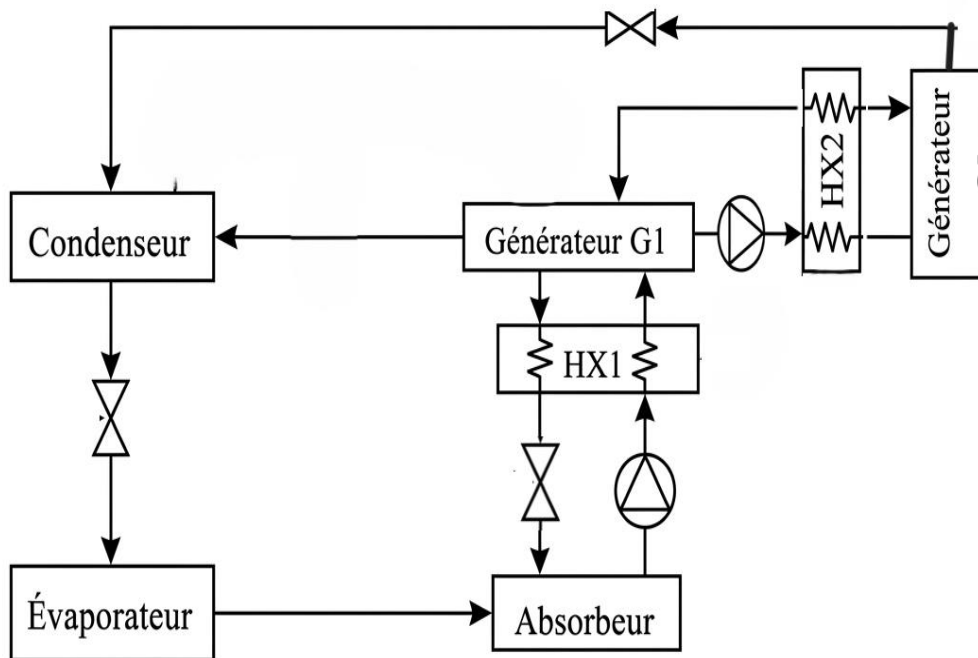


Figure I.11 : Composants de machine à absorption à double effets

Composant	Description fonctionnelle
Générateur B.P	Il utilise une source de chaleur pour séparer le fluide frigorigène de l'absorbant
Condenseur B.P	Condense la vapeur frigorigène venant du générateur B.P
Condenseur H.P	Condense la vapeur frigorigène venant du générateur H.P
Évaporateur	Fluide frigorigène passe de l'état liquide à l'état gazeux
Absorbeur	La vapeur issue de l'évaporateur est absorbée par la solution LiBr concentrée
Pompe de solution B.P	Transfère la solution diluée du l'absorbeur vers le générateur
Pompe de solution H.P	Transfère la solution diluée du générateur B.P vers le générateur H.P
Détendeur B.P	Son rôle est de réduire la pression, on trouve deux détendeurs l'un pour le frigorigène (entre le condenseur B.P et l'évaporateur) et l'autre pour la solution d'absorbant (entre l'échangeur B.P et l'absorbeur)
Détendeur H.P	Son rôle est de réduire la pression, on trouve deux détendeurs l'un pour le frigorigène (entre le condenseur H.P et condenseur B.P) et l'autre pour la solution d'absorbant (entre l'échangeur H.P et générateur B.P)
Échangeur B.P	Préchauffage de la solution froide venant de pompe de solution B.P par la solution concentrée chaude sortant de générateur B.P
Échangeur H.P	Préchauffage de la solution froide venant de pompe de solution H.P par la solution concentrée chaude sortant de générateur H.P

Tableau I.2 : Composants principaux de la machine à absorption à double effet LiBr-H₂O

1.2.5 Rôle de chaque composant :

1.5.1 Le générateur :

Le générateur est le composant qui reçoit l'énergie thermique motrice, il chauffe la solution LiBr/eau jusqu'à ébullition, l'eau s'évapore habituellement car elle est plus volatile que le bromure de lithium, la vapeur d'eau formée est envoyée vers le condenseur, la solution concentrée en LiBr est envoyée à l'absorbeur par l'intermédiaire de l'échangeur de solution et du détenteur [5, 6].

1.5.2 Le condenseur :

Le condenseur reçoit la vapeur d'eau surchauffée issue du générateur. Cette vapeur est condensée à haute pression, il permet de transformer la vapeur de frigorigène en liquide, le frigorigène liquide (eau) est ensuite dirigé vers le détenteur.

1.5.3 L'évaporateur :

L'évaporateur est le siège de l'effet frigorifique utile, son rôle est de transformer l'état du fluide frigorigène de l'état liquide en l'état de vapeur à basse température.

1.5.4 L'absorbeur :

L'absorbeur est le composant qui permet à la solution concentrée en LiBr d'absorber la vapeur d'eau issue de l'évaporateur. La solution qui devient riche est pompée vers le générateur.

1.5.5 La pompe :

Son rôle est d'assurer la circulation de la solution riche depuis l'absorbeur, vers le générateur, cette pompe consomme une énergie électrique négligeable par rapport à la puissance thermique mise en jeu.

1.5.6 L'échangeur de solution :

L'échangeur de solution a pour but de chauffer la solution riche froide allant vers le générateur grâce à la chaleur de la solution concentrée chaude revenant du générateur [5,6,11]. Sans cet échangeur, la solution concentrée arriverait à l'absorbeur à une température trop élevée, réduisant la capacité d'absorption et donc les performances globales [11].

1.2.6 Fonctionnement de la machine à absorption LiBr-H₂O :

1.2.6.1 Fonctionnement de la machine à absorption simple effet :

Le fonctionnement de la machine à absorption simple effet LiBr-H₂O peut être décrit en suivant les quatre étapes du cycle thermodynamique :

Étape 1 génération : La solution riche est chauffée dans le générateur, la vapeur d'eau se dégage à haute pression ($P \approx 7$ à 10 kPa). La solution concentrée retourne vers l'absorbeur via le détendeur de solution et l'échangeur de solution [5, 6].

Étape 2 condensation : La vapeur d'eau issue du générateur est condensée dans le condenseur à haute pression. L'eau condensée est détendue dans le détendeur frigorigène [6, 10].

Étape 3 évaporation : L'eau frigorigène, à très basse pression ($P \approx 0,6$ à 1 kPa), s'évapore dans l'évaporateur en absorbant la chaleur de l'eau glacée à produire, créant ainsi l'effet frigorifique utile [6, 8, 23].

Étape 4 absorption : La vapeur d'eau issue de l'évaporateur est absorbée par la solution concentrée en bromure de lithium dans l'absorbeur. La solution riche formée est pompée vers le générateur pour recommencer le cycle [5, 6].

1.2.6.2 Fonctionnement de la machine à absorption double effet :

Étape 1 - génération à basse pression : La solution riche est divisée en deux parties. Une partie est chauffée dans le générateur à basse pression, la vapeur d'eau se dégage vers le condenseur à basse pression, la solution concentrée retourne vers l'absorbeur via le détendeur de solution et l'échangeur de solution.

Étape 2- condensation à basse pression : La vapeur d'eau issue du générateur basse pression est condensée dans le condenseur, l'eau condensée est détendue dans le détendeur.

Étape 3 - génération à haute pression : la deuxième partie de la solution riche est chauffée dans le générateur à haute pression, la vapeur d'eau se dégage vers le condenseur à haute pression ; la solution concentrée retourne vers le générateur à basse pression via le détendeur et l'échangeur de solution.

Étape 4 - condensation à haute pression : La vapeur d'eau issue du générateur à haute pression est condensée dans le condenseur, l'eau condensée est détendue dans le détendeur puis vers le condenseur basse pression.

Étape 5 - évaporation : L'eau frigorigène des deux générateurs, s'évapore dans l'évaporateur en absorbant la chaleur de l'eau glacée à produire.

Étape 6- absorption : La vapeur d'eau issue de l'évaporateur est absorbée par la solution concentrée en bromure de lithium dans l'absorbeur. La solution riche formée est pompée vers la pompe à basse pression pour recommencer le cycle [5, 6].

1.2.7 Les diagrammes utilisés :

1.2.7.1 Diagramme de Dühring :

Le diagramme de Dühring est l'outil graphique fondamental pour l'analyse des machines à absorption LiBr-H₂O [5,6,24]. Il représente la température d'ébullition de la solution LiBr-H₂O en fonction de la température de saturation de l'eau pure, pour différentes concentrations massiques en LiBr (généralement de 40 % à 70 % en masse) [23,24]. Dans ce diagramme, le cycle à simple effet apparaît sous forme d'un parallélogramme reliant les quatre états principaux (générateur, condenseur, évaporateur, absorbeur) [5,6]. Ce diagramme permet notamment :

- De déterminer graphiquement les températures et concentrations en chaque point du cycle [5,6,24].
- De vérifier la faisabilité thermodynamique du cycle [6].
- D'identifier les risques de cristallisation de la solution (zone hachurée en haut à gauche) [23,24].
- De comparer les performances des cycles à simple et double effet [5,11].

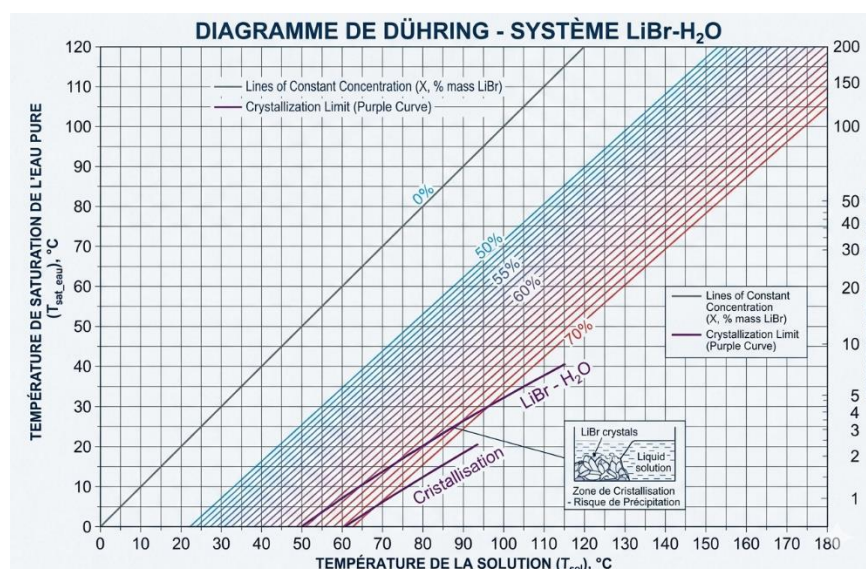


Figure I.12 : Diagramme de Dühring

1.2.7.2 Diagramme de Merkel (ou de concentration) :

Le diagramme de Merkel représente les enthalpies spécifiques de la solution LiBr-H₂O en fonction de la température, avec les courbes iso-concentration en paramètre [5,6,24]. Il est utilisé pour calculer les bilans enthalpiques dans chaque composant (générateur, absorbeur, échangeur interne) et déterminer les flux de chaleur échangés [6,9].

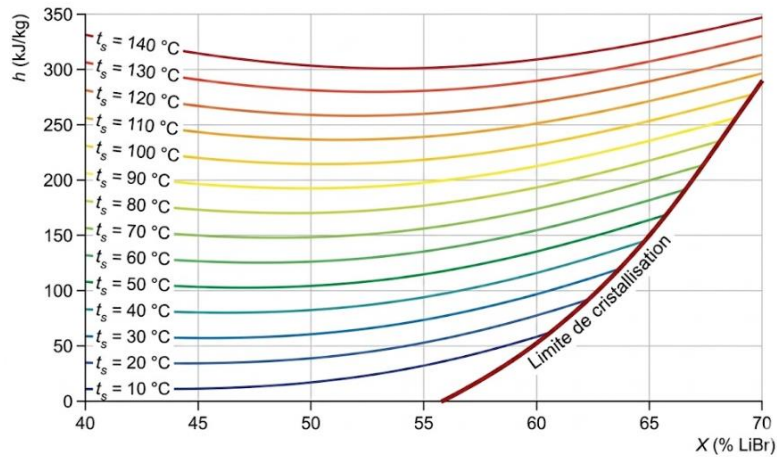


Figure I.13 : Diagramme de Merkel

1.2.7.3 Diagramme de Mollier de la vapeur d'eau :

Le diagramme enthalpie-entropie (h - s) de la vapeur d'eau est utilisé pour analyser l'état du frigorigène (eau) dans le condenseur et l'évaporateur, ainsi que pour calculer les effets thermiques associés aux changements de phase [6,8].

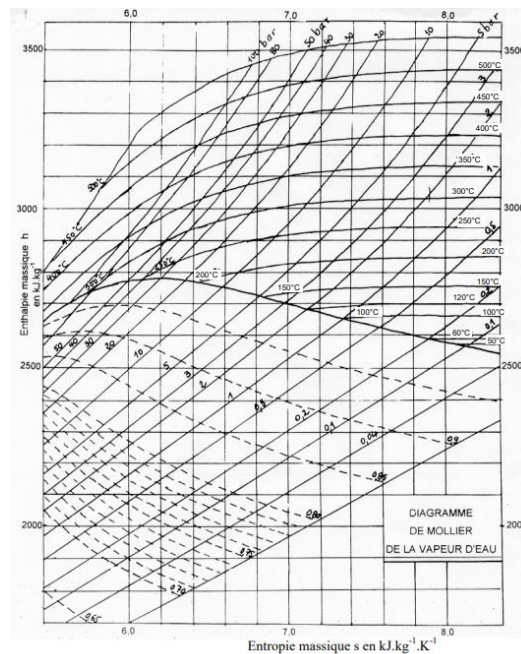


Figure I.14 : Diagramme de millier

I.2.8 Avantages et Inconvénients de la Machine à Absorption LiBr-H₂O

I.2.8.1 Avantages :

- Très faible consommation d'énergie mécanique : la pompe à solution consomme 5 à 10 fois moins d'énergie qu'un compresseur de même puissance frigorifique [5, 6].
- Possibilité d'utiliser de la chaleur fatale : la machine peut être entraînée par différents types de sources chaudes comme des rejets thermiques industriels, de la vapeur basse pression, des capteurs solaires ou des gaz d'échappement [10, 12, 18].
- Machine propre, sans frigorigène à fort impact climatique : le couple eau/LiBr est le caloporteur de la machine, et le fluide frigorigène est l'eau (H₂O) qui possède un GWP (Global Warming Potential) qui mesure l'impact sur le réchauffement climatique et un ODP (Ozone Depletion Potential) qui mesure la destruction de la couche d'ozone égaux à 0 [6, 10].
- Faible bruit et vibrations : en raison de l'absence d'un compresseur rotatif à haute vitesse, ces machines sont très silencieuses [7, 21].
- Très longue durée de vie : les machines à absorption à simple effet ont une conception très simple mécaniquement (très peu de pièces mobiles) et les machines bien entretenues peuvent être utilisées pendant 20 à 30 ans [5, 7].
- Fonctionnement en cogénération et trigénération : les systèmes de cogénérations ou de trigénération peuvent bénéficier de ces machines à très haute efficacité globale en utilisant la chaleur produite à l'absorbeur et au condenseur [12, 19].

I.2.8.2 Inconvénients :

- COP moindre que celui des systèmes à compression, le COP (0,65 jusqu'à 0,80 pour le simple effet) est inférieur à celui des machines à compression électrique (3 à 6) [6, 11].
- Risque de cristallisation : les concentrations élevées de LiBr (> 50 % en masse) à des températures basses peuvent faire cristalliser le sel dans la machine, provoquant des blocages et des dégâts [23, 24].
- Sensibilité à la corrosion : le LiBr est corrosif, notamment en présence d'oxygène [5, 6, 23].

- Machines volumineuses : les échangeurs de grande surface qui sont nécessaires pour compenser le faible COP vont rendre ces machines particulièrement volumineuses comparées aux groupes de compression [6, 7].
- Il faut une source de chaleur fiable $\geq 70^{\circ}\text{C}$ pour le simple effet et $\geq 130^{\circ}\text{C}$ pour le double effet [11, 15].
- Coût d'investissement élevé même si les coûts d'exploitation sont faibles, le coût initial est supérieur à celui des chillers à compression de capacité équivalente [7, 18].

I.2.9 Couplage machine à absorption LiBr-H₂O avec une turbine à gaz :

I.2.9.1 Concept et Justification du couplage :

Le couplage d'une machine à absorption LiBr-H₂O avec une turbine à gaz correspond à une installation de bi-génération [12, 19]. La turbine à gaz produit de l'électricité à partir de la combustion, mais une quantité d'énergie du combustible, 50 à 60 %, est rejetée sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement à des températures de 450 à 600°C [12, 16].

Si ces rejets de chaleur ne sont pas valorisés, le rendement énergétique global du système est faible, de l'ordre de 30 à 40 % [12, 13]. La machine à absorption couplée en tant que source froide permet de récupérer ces gaz chauds afin d'alimenter une machine à absorption pour la production d'eau glacée pour le bâtiment ou pour un processus froid industriel [12, 15].

I.2.9.2 Composants Nécessaires au Couplage :

Le système de couplage turbine à gaz / machine à absorption nécessite de récupérateur de chaleur sur gaz d'échappement en plus des composants intrinsèques à chaque machine.

L'échangeur de chaleur est le composant de liaison entre la turbine à gaz et la machine à absorption [12,15]. Il valorise les gaz d'échappement chauds (450 – 600°C) pour produire de la vapeur haute pression ou de l'eau surchauffée alimentant le générateur de la machine à absorption double effet [15,20].

I.2.9.3 Avantages et Défis du Couplage :

Avantages spécifiques du couplage :

- Augmentation importante du rendement énergétique global de 35 % (TAG) à 75-85 % (bi-génération) [12, 13].
- Diminution des émissions de CO₂ par kWh d'énergie utile produite [12, 18].

- Cohérence naturelle entre la disponibilité de la chaleur de récupération et les besoins de climatisation [15, 19].
- Moindre dépendance vis-à-vis du réseau électrique pour l'obtention de froid, ce qui est un des sites isolés ou des pays à coût électrique élevé [13, 18].
- Bénéfice possible de mécanismes d'aide à la cogénération à haut rendement (Directive européenne 2012/27/UE) [22].

Défis et contraintes

- Couplage des charges : la chaleur de récupération n'est disponible que proportionnellement à la puissance de la TAG, ce qui peut poser problème si les besoins frigorifiques sont plus importants que les besoins électriques associés à la TAG on peut assurer un appoint par une postcombustion ou par un stockage thermique [13, 15].
- Coût d'investissement à prévoir l'échangeur de chaleur, la machine à absorption, et les systèmes de pilotage qui permettent de mettre en œuvre tout cela représentent un investissement que justifie uniquement la forte demande de froid du site concerné [18, 20].
- Pilotage complexe il s'agit de mener correctement de front une TAG, un échangeur et une machine à absorption [13, 15].

I.3 Conclusion :

Ce chapitre a permis de poser les bases théoriques et techniques nécessaires à la compréhension des deux systèmes fondamentaux étudiés dans ce travail : la turbine à gaz et la machine à absorption LiBr/H₂O.

La turbine à gaz fonctionnant selon le cycle de Brayton est un moyen de production d'énergie mécanique et électrique mais elle rejette une quantité importante de chaleur dans ses gaz d'échappement.

La machine à absorption utilise une source de chaleur pour produire du froid avec une très faible consommation électrique. Le couplage de ces deux systèmes donne une solution énergétique performante permettant de valoriser la chaleur fatale de la turbine pour alimenter la machine à absorption.

Chapitre II :

Présentation cas d'étude

II.1 Turbine à gaz :

II.1.1 Présentation du cas d'étude :

Le cas d'étude retenu est la centrale équipée de deux turbines à gaz TG13E2 de moyenne puissance alimentée au gaz naturel de Hassi R'mel, elle dispose d'un arbre qui connecte le compresseur de 21 étages et une chambre de combustion équipée de 72 brûleurs, et une turbine de 5 étages. La centrale est dimensionnée pour couvrir les besoins électriques de la région.

Le site considéré est situé dans la daïra d'Ain Beida dans la wilaya d'Oum El Bouaghi, au nord-est de l'Algérie.

Composant	Mole (%)
CH_4	83.5
C_2H_6	7.9
C_3H_8	2.1
N_2	5.3
CO_2	0.2
C_4H_{10}	1.0
Total	100

Tableau II.1 : Composant de gaz naturel

Propriété	Valeur
PCI (KJ/Kg)	45213
d(Kg/Nm ²)	0.7971
ex^{sp} (KJ/kg)	47014

Tableau II.2 : Propriété de gaz naturel

Le schéma de la turbine à gaz est représenté dans la figure suivante :

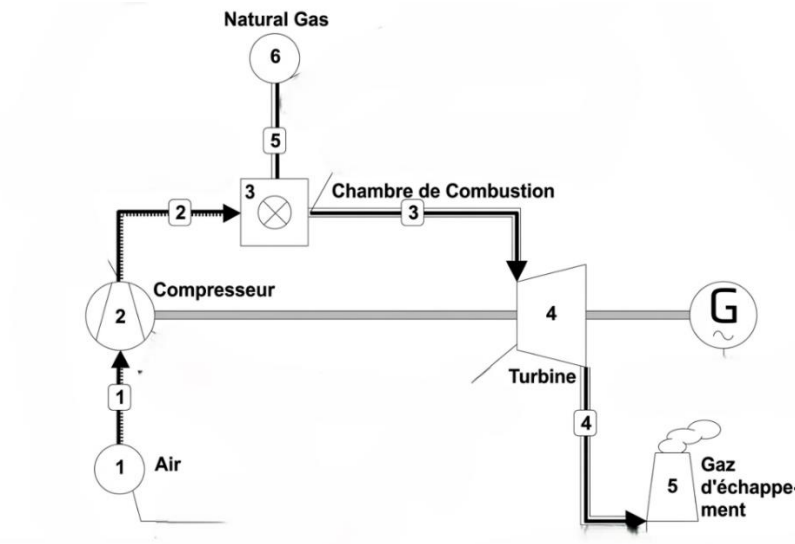


Figure II.1 : Schéma turbine à gaz khaldi et al [25]

II.1.2 Équations thermodynamiques du cycle de Brayton :

Les équations suivantes constituent la base du modèle de simulation de la turbine à gaz :

a) Travail du compresseur (réel) :

$$W_c = c p_a \times (T_2 - T_1) = h_2 - h_1 \quad (\text{II.1})$$

b) Travail de la turbine (réel) :

$$W_t = c p_g \times (T_3 - T_4) = h_3 - h_4 \quad (\text{II.2})$$

c) Travail net :

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (\text{II.3})$$

d) Chaleur apportée par la combustion :

$$Q_{cc} = c p_g (T_3 - T_2) = h_3 - h_2 \quad (\text{II.4})$$

e) Rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = W_{net} / Q_{cc} \quad (\text{II.5})$$

II.1.3 Données du cas d'étude – turbine à gaz :

Le tableau II.3 regroupe l'ensemble des paramètres de la turbine à gaz considérée dans ce travail :

Conditions	Symbole	Valeur	Unité
Modèle de turbine à gaz	TAG	TG13E2	/
Température ambiante	T_1	17	C°
Pression atmosphérique	P_1	0.904	Bar
Humidité relative de l'air	HR	62	%
Débit massique du combustible	$\dot{m}_f$	9.6	Kg/s
Température du carburant t_f	T_f	26	C°
Pression de carburant P_f	P_f	24.9	Bar
Température d'entrée turbine	T_3	1109	C°
Rapport de pression du compresseur	π_c	13.5	/
Vitesse de l'arbre	Rpm	3000	Tr/min
Rendement isentropique du compresseur	η_{is-c}	0.82	/
Rendement isentropique du turbine	η_{is-t}	0.88	/
Rendement mécanique	η_m	0.99	/
Rendement générateur	η_g	0.98	/
Puissance de sortie nette	W_{net}	146.2	Mw

Tableau II.3 : Données techniques de la turbine à gaz (cas d'étude) [25]

II.2 Machine à absorption au Bromure de Lithium / Eau (LiBr/H₂O) :

II.2.1 Présentation du cas d'étude :

Le cas d'étude concerne une installation d'une machine à absorption dans le but d'être alimentée par la chaleur récupérée sur les gaz d'échappement de la turbine à gaz.

Les données de la simulation sont les mêmes que celles d'Herold et al. [26].

II.2.2 Machine à absorption à simple effet :

La figure II.2 représente la circulation de la solution riche de la pompe jusqu'à l'absorbeur :

- **Point d'État 1 :** Solution riche quitte l'absorbeur et rentre dans la pompe
- **Point d'État 2 :** Solution riche est pompée vers l'échangeur de solution
- **Point d'État 3 :** La solution riche chauffée dans l'échangeur est-elle s'envoie vers le générateur
- **Point d'État 4 :** La solution concentrée quitte le générateur et rentre dans l'échangeur de solution
- **Point d'État 5 :** La solution concentrée refroidie quitte l'échangeur et rentre dans le détenteur
- **Point d'État 6 :** La solution concentrée refroidie à basse pression s'envoie vers l'absorbeur
- **Point d'État 7 :** La vapeur d'eau quitte le générateur a haute pression s'envoie vers le condenseur
- **Point d'État 8 :** l'eau condensée quitte le condenseur vers le détenteur
- **Point d'État 9 :** L'eau condensée à basse pression quitte le détenteur et s'envoie vers l'évaporateur
- **Point d'État 10 :** La vapeur d'eau à basse température s'envoie vers l'absorbeur

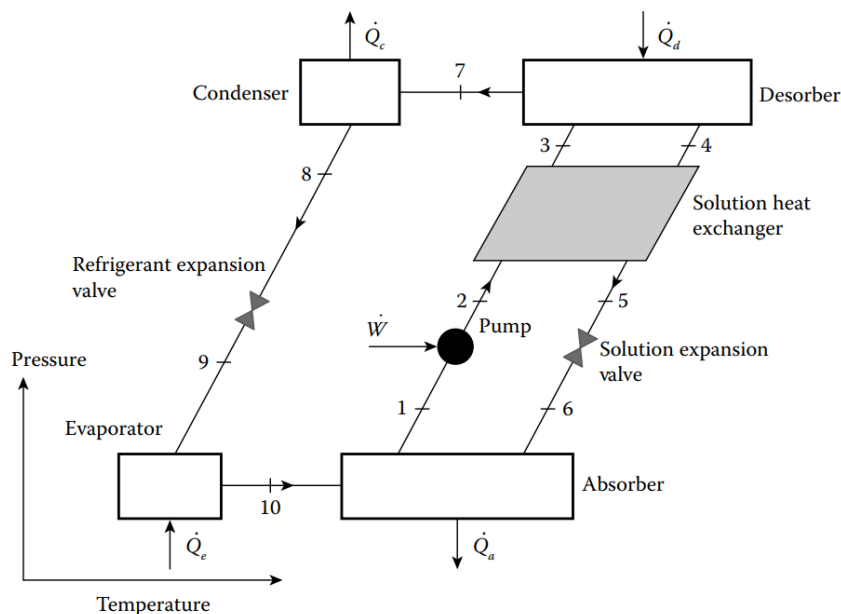


Figure II.2 : Schéma de machine à absorption eau/LiBr à simple effet [26]

Équations thermodynamiques – Simple effet :

Bilan énergétique sur l'évaporateur :

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (\text{II.6})$$

Bilan énergétique sur l'absorbeur :

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad (\text{II.7})$$

Bilan énergétique sur le générateur :

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_3h_3 \quad (\text{II.8})$$

Bilan énergétique sur le condenseur :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_8h_8 \quad (\text{II.9})$$

Bilan énergétique sur la pompe :

$$\dot{W} = \dot{m}_2h_2 - \dot{m}_1h_1 \quad (\text{II.10})$$

Rapport de circulation de la solution :

$$f = \frac{\dot{m}_{sr}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} \quad (\text{II.11})$$

Coefficient de performance (COP) :

$$COP = \dot{Q}_{ev}/\dot{Q}_g \quad (\text{II.12})$$

Bilan global (vérification) :

$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_{ev} + \dot{W}_p = \dot{Q}_c + \dot{Q}_a \quad (\text{II.13})$$

Débit massique :

$$\dot{m}_{entré} = \dot{m}_{sortie} \quad (\text{II.14})$$

Le **Tableau II.4** présente les données de dimensionnement de la machine à simple effet pour le cas d'étude retenu :

Condition	Symbole	Valeur	Unité
Pression d'entrée pompe	P_1	0.676	kpa
Débit massique solution riche	$\dot{m}_{sr}$	0.05	kg/s
Concentration bromure de lithium	X_p	56.5	%
Pression de refoulement pompe	P_2	7.406	kpa
Température générateur	T_4	89.36	C°
Température échangeur chaud	T_5	53.11	C°
Vapeur fraction évaporateur	/	1	/
Vapeur fraction condenseur	/	0	/
Vapeur fraction absorbeur	/	0	/

Tableau II.4 : Données techniques de la machine à absorption à simple effet (LiBr/H₂O) [26]

II.2.3 Machine à absorption à double effet :

La figure II.3 représente la circulation de la solution riche dans des deux générateurs vers l'absorbeur :

- **Point d'État 1 :** Solution riche quitte l'absorbeur et rentre dans la pompe
- **Point d'État 2 :** Solution riche est pompée vers l'échangeur de solution
- **Point d'État 3 :** La solution riche chauffée dans l'échangeur est envoyée vers le générateur B.P
- **Point d'État 4 :** La solution concentrée quitte le générateur B.P et rentre dans l'échangeur de solution B.P
- **Point d'État 5 :** La solution concentrée refroidie quitte l'échangeur et rentre dans le détenteur
- **Point d'État 6 :** La solution concentrée refroidie à basse pression s'envoie vers l'absorbeur
- **Point d'État 7 :** La vapeur d'eau quitte le générateur B.P s'envoie vers le condenseur B.P
- **Point d'État 8 :** L'eau condensée quitte le condenseur B.P vers le détenteur

- **Point d'État 9** : L'eau condensée à basse pression quitte le détendeur et s'envoie vers l'évaporateur
- **Point d'État 10** : La vapeur d'eau à basse température s'envoie vers l'absorbeur
- **Point d'État 11** : Une partie de la solution riche quitte le générateur B.P et elle s'envoie vers la pompe de solution H.P
- **Point d'État 12** : La solution riche quitte la pompe H.P vers l'échangeur de solution H.P
- **Point d'État 13** : La solution riche chauffée dans l'échangeur s'envoie vers le générateur H.P
- **Point d'État 14** : La solution concentrée quitte le générateur H.P vers l'échangeur de solution
- **Point d'État 15** : La solution concentrée se refroidit dans l'échangeur de solution et s'envoie vers le détendeur
- **Point d'État 16** : La solution concentrée à basse pression s'envoie vers le générateur B.P et elle se mélange avec la solution riche
- **Point d'État 17** : La vapeur d'eau à haute pression quitte le générateur H.P vers le condenseur H.P
- **Point d'État 18** : L'eau condensée quitte le condenseur H.P vers le détendeur
- **Point d'État 19** : L'eau condensée à basse pression se mélange avec l'autre pour qu'il soit envoyé vers le détendeur

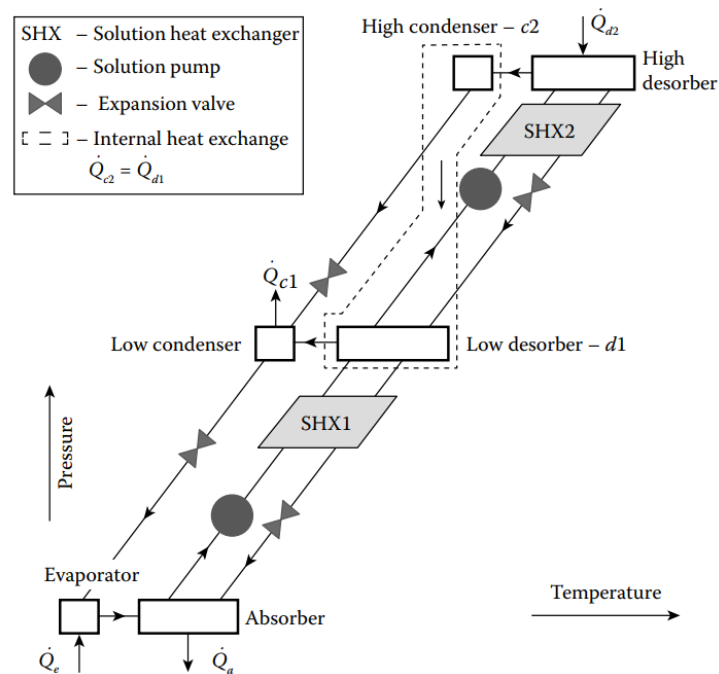


Figure II.3 : Schéma de machine à absorption eau/LiBr à double effet [26]

Équations thermodynamiques – Double effet :

Bilan sur le générateur haute température :

$$\dot{Q}_{H.g} = \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{13}h_{13} \quad (\text{II.15})$$

Bilan sur le condenseur haute température :

$$\dot{Q}_{H.c} = \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18} \quad (\text{II.16})$$

Bilan sur le générateur basse température :

$$\dot{Q}_{B.g} = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (\text{II.17})$$

COP du cycle double effet :

$$COP = \dot{Q}_{ev}/\dot{Q}_{H.g} \quad (\text{II.18})$$

Bilan global double effet :

$$\dot{Q}_{générateurs} + \dot{Q}_{ev} + \dot{W}_p = \dot{Q}_{condenseurs} + \dot{Q}_a \quad (\text{II.19})$$

Le tableau II.5 présente les données de dimensionnement de la machine à double effet pour le cas d'étude :

Condition	Symbole	Valeur	Unité
Pression d'entrée pompe B.pression	P_1	0.881	kpa
Débit massique solution riche	$\dot{m}_{sr}$	1	kg/s
Concentration bromure de lithium	X_p	52.7	%
Pression de refoulement pompe B.pression	P_2	4.178	kpa
Pression de refoulement pompe H.pression	P_{12}	64.37	kpa
Température générateur B.pression	T_4	74.9	C°
Température générateur H.pression	T_{14}	144.8	C°

Température échangeur chaud B.pression	T_5	52.4	C°
Température échangeur chaud H.pression	T_{15}	101.3	C°
Pression de sortie détendeurs B.pression	$P_6 \& P_9$	0.881	kpa
Pression de sortie détendeurs H.pression	$P_{16} \& P_{19}$	4.178	kpa
Vapeur fraction évaporateur	/	1	/
Vapeur fraction condenseur H & B pression	/	0	/
Vapeur fraction absorbeur	/	0	/

Tableau II.5 : Données techniques de la machine à absorption à double effet (LiBr/H₂O) [26]

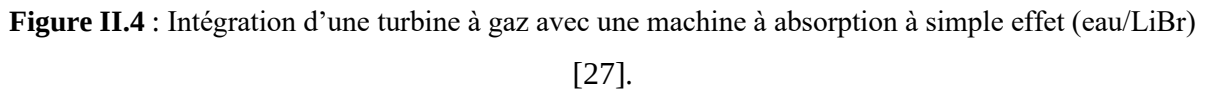
II.3 Couplage turbine à gaz et machine à absorption :

La dernière étape consistait à intégrer le modèle de la machine à absorption à la turbine à gaz.

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz étaient configurés pour échanger de la chaleur directement avec le générateur de la machine à absorption, après cet échange de chaleur, la température des gaz d'échappement de la turbine à gaz était fixée à environ 540 °C selon nos besoins.

Deux paramètres ont été pris en compte pour l'intégration entre la turbine à gaz et la machine à absorption : la quantité de chaleur résiduelle disponible et sa température.

Pour gérer l'interface thermique la température maximale du générateur est de 144,8 °C (pour le couple eau/LiBr à double effet) et la température des gaz d'échappement de la turbine est de 541 °C, cet écart de température a été jugé suffisamment important pour que la température ne soit pas un problème et pour les cycles à simple effet utilisent des températures de générateur beaucoup plus basses, la température est donc encore moins problématique pour eux.



- Le potentiel maximal de la chaleur à récupérer par les gaz d'échappement :

Avec :

Ou la température de sortie est limitée par le point de rosée $>100^{\circ}$

- Nombre de machine :

$$\text{Nombre de machines} = \frac{P_{max} \times COP}{10MW} \quad (II.21)$$

- Rendement global turbine à gaz :

Le rendement global de la turbine à gaz est calculé par l'équation suivante :

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f \times PCI} \quad (II.22)$$

Avec :

$\dot{W}_{net}$ = Puissance de la turbine – Puissance de compresseur (kW)

$\dot{m}_f$ = Débit massique de gaz naturel (kg/s)

PCI = Pouvoir calorifique inférieur de combustible (KJ/Kg)

- Rendement global de couplage machine a absorption et turbine à gaz :

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{net} + (COP \times \dot{Q}_{rec})}{\dot{m}_f \times PCI} \quad (II.23)$$

- Les émissions de CO2 [30] :

$$\text{Émissions de CO2} \left(\frac{kgCO_2}{MWh} \right) = \frac{\text{Facteur d'émission du gaz naturel} \left(Kg \cdot \frac{CO_2}{TJ} \right) \times 0,0036}{\eta_g} \quad (II.24)$$

Avec :

Facteur d'émission du gaz naturel = 56 100 kgCO2/TJ

1 MWh = 0.0036 TJ

- Énergie électrique produite :

$$\text{énergie électrique produite (MWh)} = \text{Puissance net} \times \text{temps de fonctionnement} \quad (II.25)$$

- La masse de carburant consommée :

$$\text{masse de carburant} = \text{consommation horaire} \times \text{temps de fonctionnement} \quad (II.26)$$

- La consommation spécifique de carburant :

$$La\ consommation\ spécifique\ de\ carburant\ \left(\frac{kg}{MWh}\right) = \frac{masse\ de\ carburant\ (Kg)}{énergie\ électrique\ produite\ (MWh)}$$

(II.27)

II.4 Conclusion :

Dans ce chapitre j'ai représenté le cas d'étude et les données de base de la turbine à gaz, la machine à absorption à simple et double effet et l'intégration de la machine à absorption avec la turbine à gaz.

Ces données sont celles utilisées dans la simulation au chapitre III.

Chapitre III :

Simulation avec Aspen plus

III.1 Présentation du logiciel Aspen Plus :

III.1.1 Définition d'Aspen Plus :

Aspen Plus est un logiciel de simulation utilisé pour modéliser le comportement d'une installation de distillation, de réaction, d'échange thermique, etc., afin d'en optimiser la conception ou les conditions de fonctionnement. On peut l'utiliser dans différents secteurs tels que la chimie, le raffinage et l'énergie.

III.1.2 Procédure de modélisation et de simulation Aspen Plus :

Pour commencer la simulation on trouve deux parties principales : propriété et simulation.

➤ **Propriété :**

- **Setup** : sur cette fenêtre on peut saisir le titre, la description et l'objectif de la tâche.
- **Unités** : Pour modifier les unités d'entrée et de sortie.
- **Components** : choisir les composants chimiques avec lesquels on va travailler.
- **Méthode** : dans cette tâche on trouve l'ensemble des lois physiques qui dictent comment le logiciel calcule toutes les propriétés. Dans notre cas d'étude on utilise le modèle PENG-ROBINSON pour la turbine à gaz et le modèle ELECNRTL pour la machine à absorption.

➤ **Simulation :**

- **Flowsheet** : espace pour ajouter les blocs et connecter les flux d'entrée et de sortie avec ces blocs
- **Model palette** : on trouve les différents composants de la simulation ici (échangeur, séparateur, valve...) appelés aussi les blocs, et les flux (heat, travail, matériel...) appelés Stream.
- **Run** : pour démarrer la simulation et afficher les résultats.
- **Résulte summary** : on peut avoir accès aux résultats sur cette case (température, débit, pressions...).

III.1.3 Model PENG ROBINSON et ELECNRTL :

Equation de PENG ROBINSON [28] :

C'est un modèle cubique qui prédit l'état (gaz, liquide ou supercritique) des composés purs et des mélanges. Dérivée des travaux de Van der Waals et Redlich-Kwong, elle ajoute un terme correctif pour mieux traiter les fluides non idéaux, sa précision sur les systèmes hydrocarbonés justifie son usage industriel.

Nous pouvons décrire cette équation par cette formule :

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{V_m^2 + 2V_m b - b^2} \quad (\text{III.1})$$

Où : Ces deux paramètres a et b sont calculés par les propriétés critiques (T_c, P_c) et du facteur acentrique (ω)

$$a = \alpha \frac{0.45724 R^2 T_c}{P_c}$$

$$b = \frac{0.0778 R T_c}{P_c}$$

$$\alpha = \left(1 + \kappa \left(1 - \sqrt{T/T_c} \right) \right)^2$$

$$\kappa = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$$

L'équation de Peng-Robinson est très recommandée pour les systèmes d'hydrocarbures grâce à son efficacité pour résoudre les problèmes d'équilibre et à ses résultats les plus proches des valeurs réelles.

Le model ELECNRTL :

Le modèle ELECNRTL (Electrolyte Non-Random Two Liquid) est une approche thermodynamique qui permet de décrire la non-idéalité des phases liquides dans les systèmes électrolytiques [29].

Dans une solution électrolytique comme le bromure de lithium dissous dans l'eau (LiBr/H₂O) le sel LiBr se dissocie complètement en ions Li⁺ et Br⁻, ces ions créent des interactions électrostatiques fortes entre eux et avec les molécules d'eau, ce qui rend la solution très différente d'un mélange idéal.

Ce modèle est particulièrement adapté pour la simulation de la machine à absorption LiBr/H₂O car il permet de calculer avec précision les propriétés thermodynamiques de la solution (enthalpie, pression de vapeur, coefficient d'activité) à des concentrations en LiBr élevées, allant de 50 % à 65 % en masse, et à des températures comprises entre 30 °C et 170 °C.

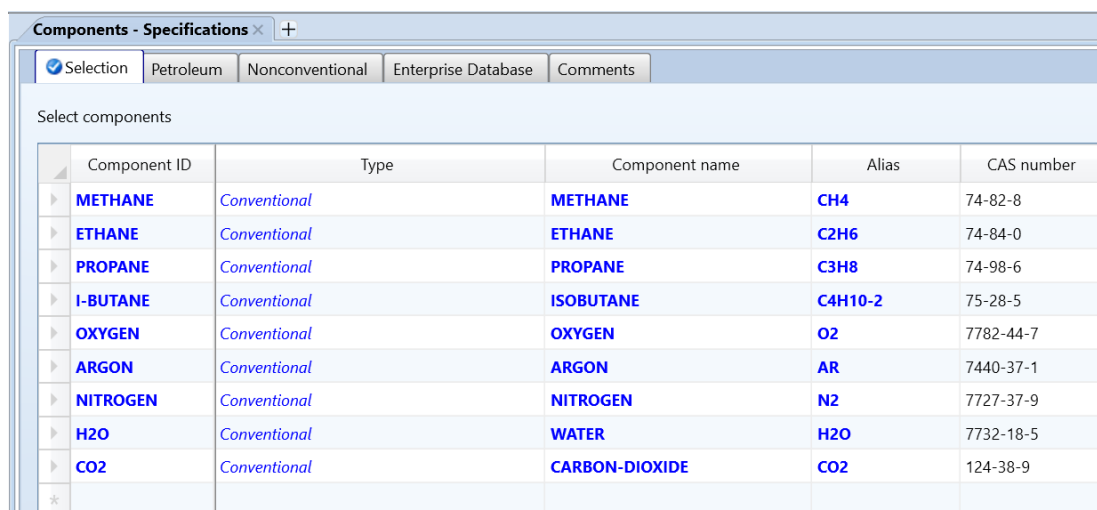
III.2 Étapes de simulation TAG et machine à absorption sur Aspen Plus :

III.2.1 Simulation turbine à gaz :

On crée un nouveau fichier sur Aspen Plus puis on ajoute les composants.

➤ Sélectionner les composants :

Dans cette étape on ajoute les composants de l'air et le gaz naturel



The screenshot shows the 'Components - Specifications' window in Aspen Plus. The 'Selection' tab is active, and the 'Enterprise Database' is selected. The 'Select components' table lists the following components:

Component ID	Type	Component name	Alias	CAS number
METHANE	Conventional	METHANE	CH4	74-82-8
ETHANE	Conventional	ETHANE	C2H6	74-84-0
PROPANE	Conventional	PROPANE	C3H8	74-98-6
I-BUTANE	Conventional	ISOBUTANE	C4H10-2	75-28-5
OXYGEN	Conventional	OXYGEN	O2	7782-44-7
ARGON	Conventional	ARGON	AR	7440-37-1
NITROGEN	Conventional	NITROGEN	N2	7727-37-9
H2O	Conventional	WATER	H2O	7732-18-5
CO2	Conventional	CARBON-DIOXIDE	CO2	124-38-9

Figure III.1 : Sélection des composants d'air et de gaz naturel sur Aspen Plus

➤ Sélectionner la méthode :

La méthode suivie dans la simulation d'une turbine à gaz est celle de PENG-ROBINSON.

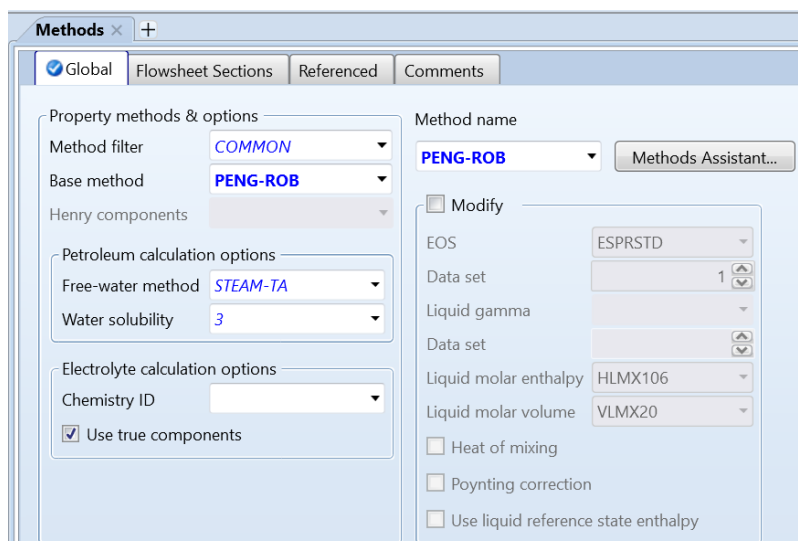


Figure III.2 : Configuration de modèle thermodynamique PENG-ROB

On clique sur NEXT pour passer à l'étape suivante.

➤ Simulation :

On ajoute les blocs nécessaires pour la turbine à gaz (compresseur, chambre de combustion, turbine) et les paramètres de chaque bloc, après on ajoute les streams d'entrée (air et gaz naturel) à l'entrée du compresseur et de la chambre de combustion.

Air :

On ajoute les fractions molaires pour les composants de l'air, la température, la pression et le débit massique.

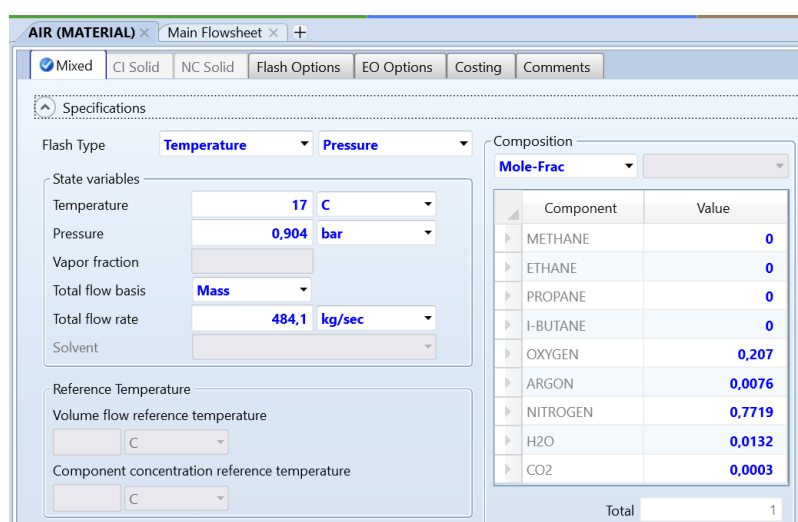


Figure III.3 : Configuration des composants d'air à l'entrée de compresseur

Compresseur :

Sélection du type de compresseur et des paramètres (rapport de pression, rendement isentropique et mécanique).

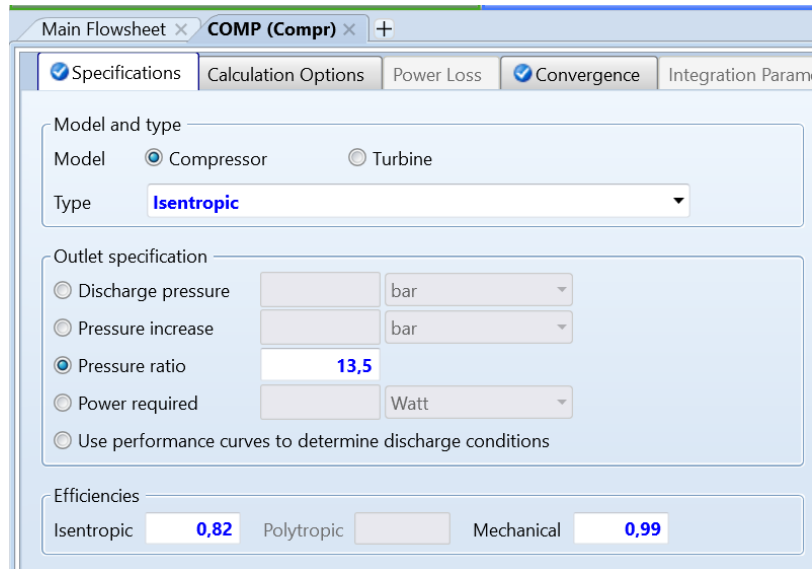


Figure III.4 : Configuration de compresseur

Le schéma de compresseur est celui-là :

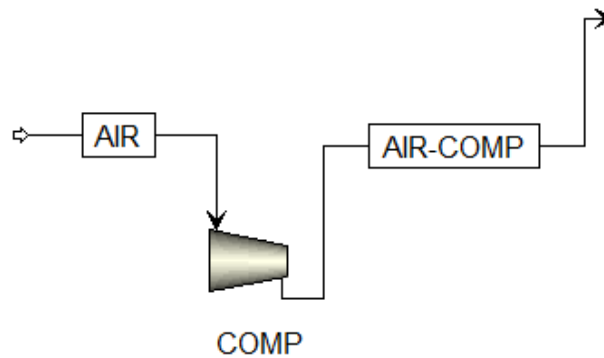


Figure III.5 : Schéma de compresseur dans Aspen Plus

Gaz naturel :

Les mêmes étapes que celles de l'air on ajoute les fractions molaires, la température, la pression, et le débit massique.

Figure III.6 shows the configuration of natural gas components for a combustion chamber. The 'Specifications' tab is active, displaying state variables (Temperature: 26 C, Pressure: 24,9 bar, Vapor fraction, Total flow basis: Mass, Total flow rate: 9,6 kg/sec, Solvent) and a composition table. The composition table lists components and their mole fractions: METHANE (0,835), ETHANE (0,079), PROPANE (0,021), I-BUTANE (0,01), OXYGEN (0), ARGON (0), NITROGEN (0,053), H2O (0), and CO2 (0,002). The total is 1.

Figure III.6 : Configuration des composants de gaz naturel à l'entrée de la chambre de combustion

Chambre de combustion :

On ajoute les deux conditions à la chambre de combustion (température et pression) figure III.7 et les réactions suivantes de la combustion dans la configuration figure III.8.



Figure III.7 shows the configuration of the combustion chamber. The 'C-C (RStoic)' tab is active, displaying operating conditions (Flash Type: Temperature, Pressure, Temperature: 1109 C, Pressure: 12,204 bar, Duty, Vapor fraction) and valid phases (Vapor-Liquid).

Figure III.7 : Configuration de la chambre de combustion

Main Flowsheet x C-C (RStoic) x +							
Reactions							
Rxn No.	Specification type	Molar extent	Units	Fractional conversion	Fractional Conversion of Component	Stoichiometry	
1	<i>Frac. conversion</i>		kmol/sec	1	METHANE	METHANE + 2 OXYGEN --> CO2(MIXED) + 2 H2O(MIXED)	
2	<i>Frac. conversion</i>		kmol/sec	1	ETHANE	ETHANE + 3,5 OXYGEN --> 2 CO2(MIXED) + 3 H2O(MIXED)	
3	<i>Frac. conversion</i>		kmol/sec	1	PROPANE	PROPANE + 5 OXYGEN --> 3 CO2(MIXED) + 4 H2O(MIXED)	
4	<i>Frac. conversion</i>		kmol/sec	1	I-BUTANE	I-BUTANE + 6,5 OXYGEN --> 4 CO2(MIXED) + 5 H2O(MIXED)	

Figure III.8 : Les réactions dans la chambre de combustion

Schéma de la chambre de combustion :

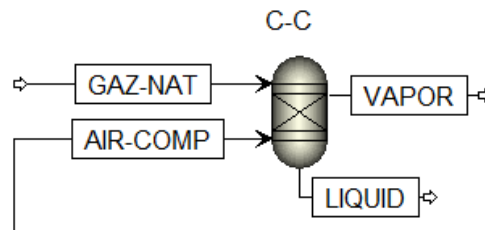


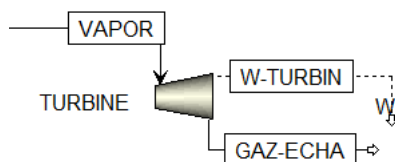
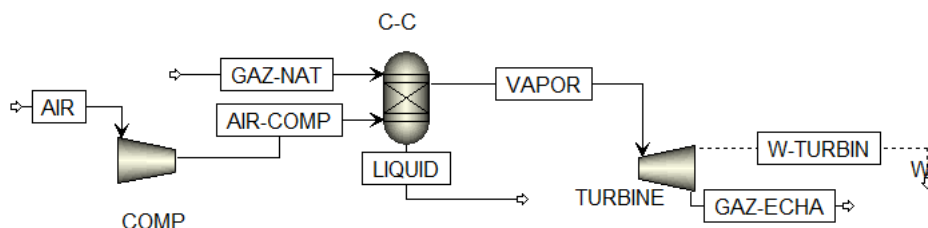
Figure III.9 : Schéma de la chambre de combustion dans Aspen Plus

Turbine :

Sélection du type de la turbine, et l'ajout de la pression de sortie et des rendements (isentropique et mécanique).

Main Flowsheet x TURBINE (Compr) x +			
☒ Specifications ☒ Calculation Options Power Loss Convergence Integration Param			
Model and type			
Model	☐ Compressor ☒ Turbine		
Type	Isentropic		
Outlet specification			
☒ Discharge pressure	0,904	bar	
☐ Pressure decrease		bar	
☐ Pressure ratio			
☐ Power produced		Watt	
☐ Use performance curves to determine discharge conditions			
Efficiencies			
Isentropic	0,88	Polytropic	
		Mechanical	0,99

Figure III.10 : Configuration de la turbine

Schéma de la turbine :**Figure III.11** : Schéma de la turbine dans Aspen Plus**Schéma final de la turbine à gaz :****Figure III.12** : Schéma final de la simulation turbine à gaz sur Aspen Plus**III.2.2 Machine à absorption simple effet :**

Les points d'états pour un cycle simple effet :

Point	Etat	Remarque
1	Solution liquide saturée	Qualité de vapeur 0
2	Solution liquide sous-refroidie	État calculé à partir du modèle de pompe isentropique
3	Solution liquide sous-refroidie	État calculé à partir du modèle d'échangeur de chaleur de solution
4	Solution liquide saturée	Qualité de vapeur 0
5	Solution liquide sous-refroidie	État calculé à partir du modèle d'échangeur de chaleur de solution

6	Solution vapeur-liquide	La vapeur se forme par détente lorsque le liquide traverse le détendeur
7	Vapeur d'eau surchauffée	Qualité de vapeur 1
8	Eau liquide saturée	Qualité de vapeur 0
9	Vapeur-liquide d'eau	La vapeur se forme par détente lorsque le liquide traverse le détendeur
10	Vapeur d'eau saturée	Qualité de vapeur 1

Tableau III.1 : Les points d'état machine à absorption simple effet

Commencé la simulation :

➤ Démarrage d'Aspen Plus :

Un double clic sur l'icône d'Aspen Plus pour lancer le logiciel, on obtient la fenêtre suivante :

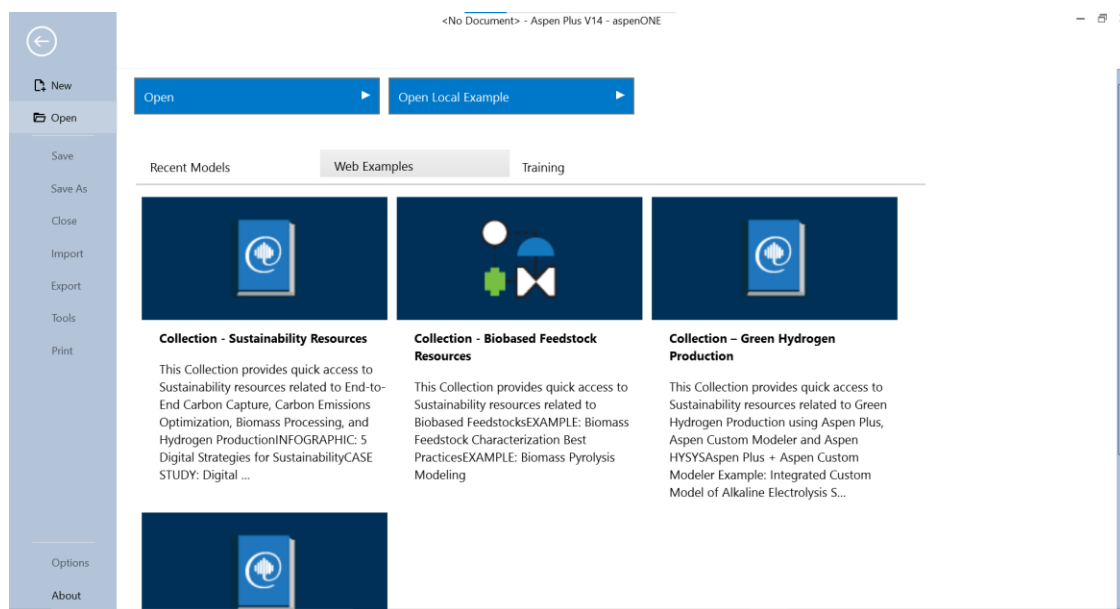


Figure III.13 : Fenêtre de démarrage Aspen Plus

➤ Crée un nouveau fichier :

Cliquez sur « New » → « New Simulation »

➤ Sélectionner les composants :

Propreté → Components → Find

On ajoute le LiBr et l'eau

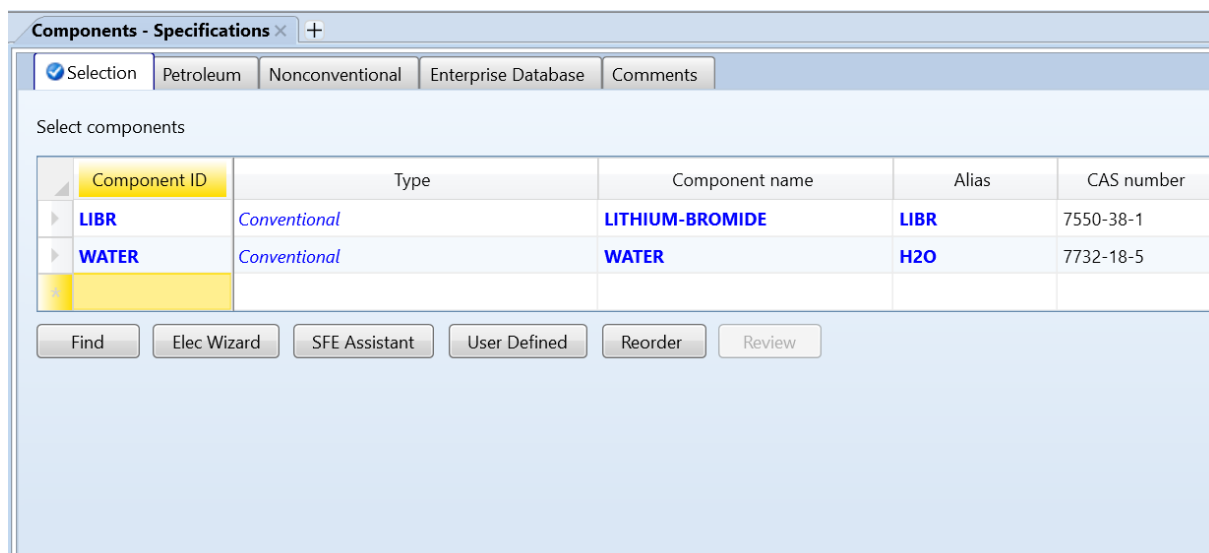


Figure III.14 : Les composants sélectionnés

➤ Choisir Methods :

On reste toujours sur « Propriété » et on clique sur « Methods » pour choisir le modèle thermodynamique, dans notre cas, sélectionnant le modèle ELECNRTL.

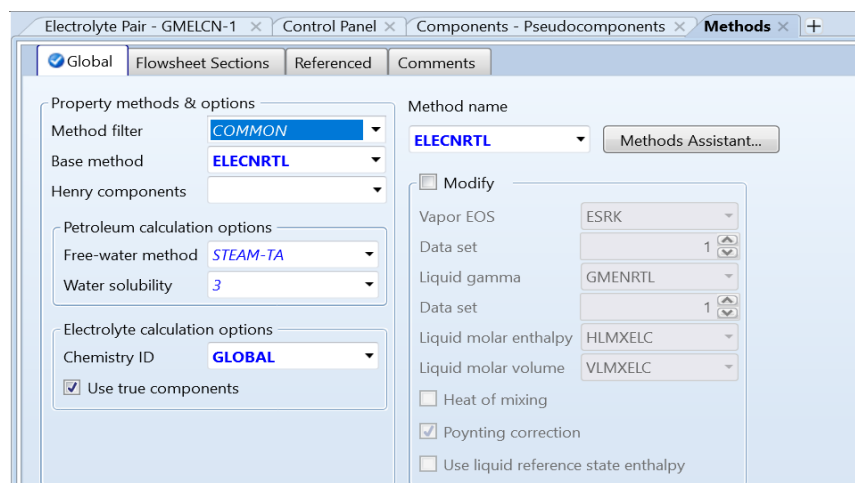


Figure III.15 : Fenêtre de modèle thermodynamique

On clique sur la flèche Next pour passer à la simulation.

➤ Simulation :

Nous définissons les composants nécessaires dans « flowsheet », et saisissons les paramètres de chacun.

- **Pompe :**

Elle est située entre les deux points 1 et 2 son rôle est de pomper la solution « H₂O/LiBr » venant de l'absorbeur vers le générateur.

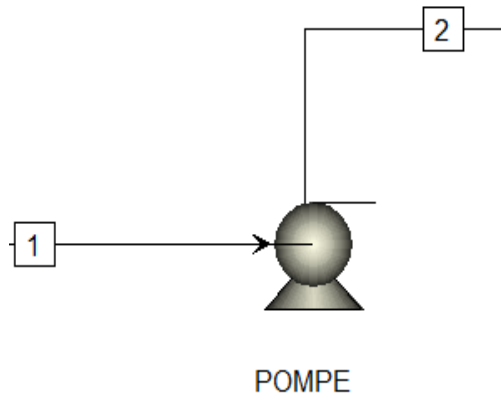


Figure III.16 : Icône de la pompe sur Aspen Plus

Configuration du point 1 :

Point 1 représente la solution d'entrée à la pompe

Specifications

Flash Type: **Pressure** | **Vapor Fraction**

State variables

Temperature: [] C

Pressure: **0,676** kPa

Vapor fraction: **0**

Total flow basis: **Mass**

Total flow rate: **0,05** kg/sec

Solvent: []

Reference Temperature

Volume flow reference temperature: [] C

Component concentration reference temperature: [] C

Composition: **Mass-Frac**

Component	Value
LIBR	0,5648
WATER	0,4352
LI+	
H+	
HBR	
LIOH	
BR-	
OH-	
Total	1

Figure III.17 : Configuration point d'entrée à la pompe

Configuration de la pompe :

Model

☒ Pump ☐ Turbine

Pump outlet specification

☒ Discharge pressure 7,406 kPa

☐ Pressure increase bar

☐ Pressure ratio

☐ Power required kW

☐ Use performance curve to determine discharge conditions

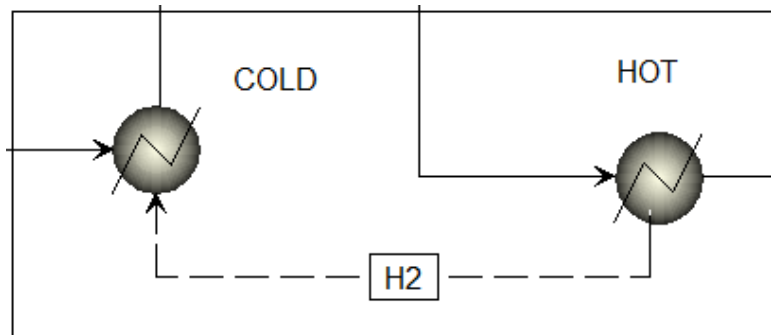
Efficiencies

Pump Driver

Figure III.18 : Configuration de la pompe

- Échangeur de solution :**

Le rôle de cet échangeur c'est de chauffer la solution venant de la pompe et refroidir le bromure de lithium sortant du générateur.

**Figure III.19 :** Échangeur de solution sur Aspen Plus

Heater cold :

Specifications		Flash Options	Utility	Comments
Flash specifications				
Flash Type	Pressure			
	Inlet heat stream			
Temperature	63,9	C		
Temperature change		C		
Degrees of superheating		C		
Degrees of subcooling		C		
Pressure	7,406	kPa		
Duty		cal/sec		
Vapor fraction				
Pressure drop correlation parameter				
☐ Always calculate pressure drop correlation parameter				
Valid phases				
Vapor-Liquid				

Figure III.20 : Configuration heater cold**Heater hot :**

Specifications		Flash Options	Utility	Comments
Flash specifications				
Flash Type	Temperature			
	Pressure			
Temperature	53,11	C		
Temperature change		C		
Degrees of superheating		C		
Degrees of subcooling		C		
Pressure	7,406	kPa		
Duty		cal/sec		
Vapor fraction				
Pressure drop correlation parameter				
☐ Always calculate pressure drop correlation parameter				
Valid phases				
Vapor-Liquid				

Figure III.21 : Configuration heater hot

- **Générateur :**

Ce générateur situé entre les points 3, 4 et 7 dans le schéma, se compose de trois échangeurs (HX) et d'un séparateur (flash) pour séparer liquide/vapeur. Les échangeurs sont utilisés pour chauffer la solution riche (LiBr/H₂O) jusqu'à son point d'ébullition. Une fois la température nécessaire atteinte, le séparateur sépare la vapeur d'eau du bromure de lithium. La vapeur d'eau est dirigée vers le condenseur et la solution liquide (LiBr concentré) est renvoyée vers l'absorbeur.

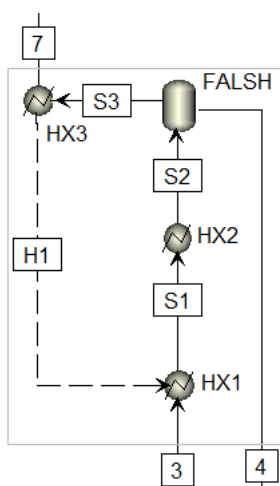


Figure III.22 : Les composants de générateur sur Aspen Plus

Flash specifications	
Flash Type	Temperature Pressure
Temperature	89.36 C
Pressure	7.406 kPa
Duty	cal/sec
Vapor fraction	
Valid phases	
Vapor-Liquid	

Figure III.23 : Configuration de générateur simple effet

- **Détendeur (valve) :**

Situé entre les points 8/9 et 5/6, son rôle est réduit à la pression des gaz.

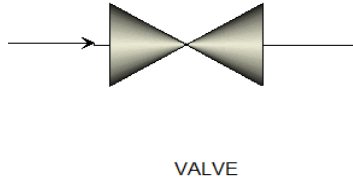


Figure III.24 : Icône de détendeur dans Aspen Plus

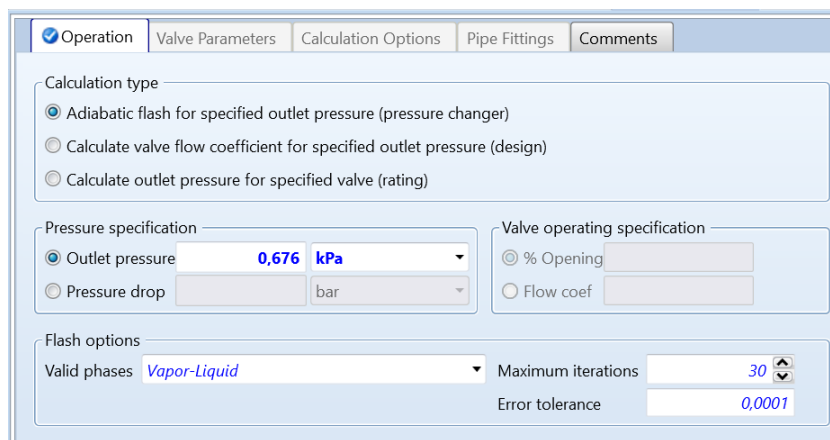


Figure III.25 : Configuration de détendeur

- **Condenseur :**

Son emplacement entre les deux points 7 et 8 il convertit la vapeur d'eau en état liquide.

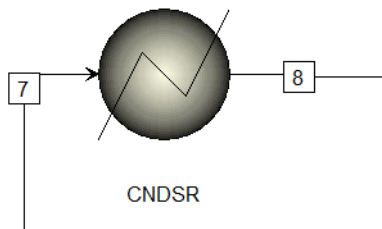


Figure III.26 : Icône de condenseur dans Aspen Plus

Flash specifications

Flash Type: **Pressure** (dropdown), **Vapor fraction** (dropdown)

Temperature: [] C (dropdown)

Temperature change: [] C (dropdown)

Degrees of superheating: [] C (dropdown)

Degrees of subcooling: [] C (dropdown)

Pressure: **7,406** kPa (dropdown)

Duty: [] cal/sec (dropdown)

Vapor fraction: **0**

Pressure drop correlation parameter: []

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: **Vapor-Liquid** (dropdown)

Figure III.27 : Configuration de condenseur

- **Evaporateur :**

Situé entre les points 9 et 10 il convertit l'eau liquide en vapeur.

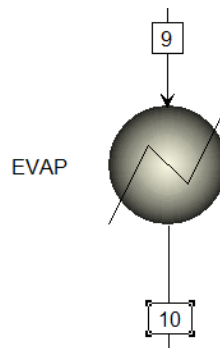


Figure III.28 : Icône d'évaporateur dans Aspen Plus

The screenshot shows the 'Flash specifications' dialog box in Aspen Plus. The 'Specifications' tab is active. Under 'Flash specifications', the 'Flash Type' is set to 'Pressure'. The 'Vapor fraction' is set to 1. The 'Pressure' is set to 0.676 kPa. The 'Duty' is set to cal/sec. The 'Valid phases' are set to 'Vapor-Liquid'. The 'Always calculate pressure drop correlation parameter' checkbox is unchecked.

Figure III.29 : Configuration d'évaporateur (simple effet)

- **Absorbeur :**

Situé entre les points 6, 10 et 11, il absorbe la vapeur d'eau venant de l'évaporateur, elle se mélange avec le bromure de lithium et ce mélange est envoyé à la pompe pour répéter l'opération.

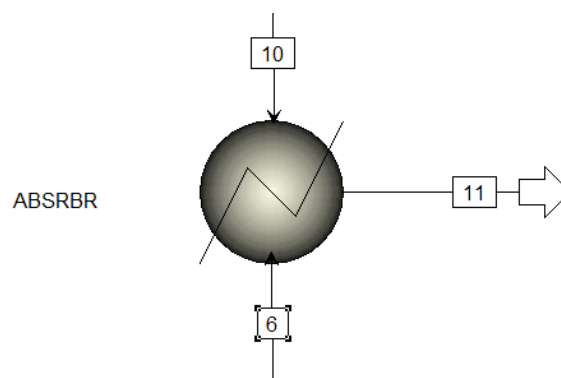


Figure III.30 : Icône d'absorbeur dans Aspen Plus

Specifications Flash Options Utility Comments

Flash specifications

Flash Type: Pressure

Vapor fraction

Temperature: C

Temperature change: C

Degrees of superheating: C

Degrees of subcooling: C

Pressure: 0,676 kPa

Duty: cal/sec

Vapor fraction: 0

Pressure drop correlation parameter

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: Vapor-Liquid

Figure III.31 : Configuration d'absorbeur (simple effet)

- Schéma de machine à absorption simple effet :

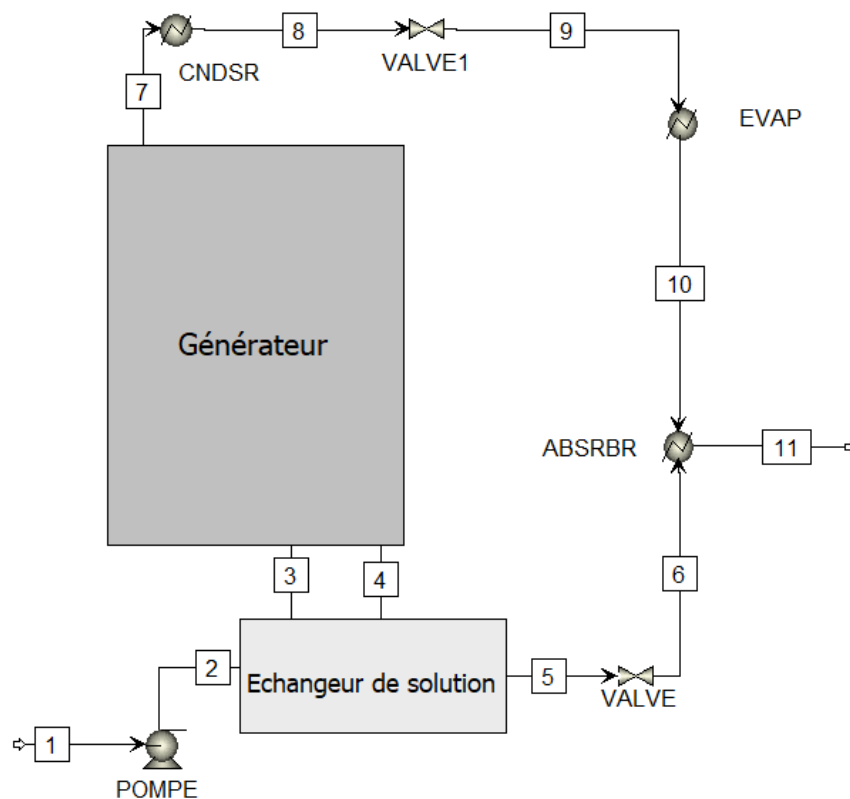


Figure III.32 : Schéma de machine à absorption simple effet

III.2.3 Machine à absorption double effet :

Les points d'états pour un cycle à double effet :

Point	Etat	Remarque
1	Solution liquide	Qualité de vapeur 0
2	Solution liquide	État calculé à partir du modèle de pompe inferieur
3	Solution liquide	État calculé à partir du modèle d'échangeur de chaleur de solution
4	Solution liquide	État déterminé par générateur
5	Solution liquide	État calculé à partir du modèle d'échangeur de chaleur de solution
6	Solution vapeur-liquide	La vapeur se forme par détente lorsque le liquide traverse le détendeur
7	Vapeur d'eau surchauffée	Qualité de vapeur 1
8	Eau liquide saturée	Qualité de vapeur 0
9	Vapeur-liquide d'eau	La vapeur se forme par détente lorsque le liquide traverse le détendeur
10	Vapeur d'eau saturée	Qualité de vapeur 1
11	Solution liquide	Qualité de vapeur 0
12	Solution liquide	État calculé à partir du modèle de pompe supérieur
13	Solution liquide	État calculé à partir du modèle d'échangeur de chaleur de solution
14	Solution liquide	État déterminé par générateur

15	Solution liquide	État calculé à partir du modèle d'échangeur de chaleur de solution
16	Solution vapeur-liquide	La vapeur se forme par détente lorsque le liquide traverse le détendeur
17	Vapeur d'eau surchauffée	Qualité de vapeur 1
18	Eau liquide saturée	Qualité de vapeur 0
19	Vapeur-liquide d'eau	La vapeur se forme par détente lorsque le liquide traverse le détendeur

Tableau III.2 : Points d'état de machine à absorption à double effet**Simulation machine à absorption à double effet :**

Pour la simulation de double effet on suit les mêmes étapes que la simulation simple effet on doit changer seulement les données et les paramètres des composants.

« Ouvrir Aspen Plus » → « Crée nouveau fichier » → « Component » → « Methods » → « Simulation »

- **Simulation :**

Pour les machines à absorption à double effet, on a deux étages : étage inférieur à basse pression et étage supérieur à haute pression.

Chaque étage contient « une pompe, échangeur de solution, générateur, condenseur, deux détendeur », le flux de point 3 sera partager à deux flux « 11 et S1 » pour que le condenseur supérieur et le générateur inférieur aient la même magnitude de puissance thermique, se partage effectué par un bloc séparateur, la solution entrant dans le cycle supérieur sous forme de flux 11, la solution restante se mélange avec le flux 16 et entrent dans le générateur inférieur.

Dans l'étape suivante nous allons saisir les données pour chaque composant :

Point 1 :

Specifications

Flash Type: **Pressure** | **Vapor Fraction**

State variables

Temperature: C

Pressure: **0,881** kPa

Vapor fraction: **0**

Total flow basis: **Mass**

Total flow rate: **1** kg/sec

Solvent:

Reference Temperature

Volume flow reference temperature: C

Component concentration reference temperature: C

Composition: **Mass-Frac**

Component	Value
LIBR	0,527
WATER	0,473
LI+	
BR-	

Total: **1**

Figure III.33 : Configuration de point d'entrée à la pompe 1**Pompe 1 (étage inférieur) :**

Specifications | Calculation Options | Flash Options | Utility | Comments

Model

☒ Pump ☐ Turbine

Pump outlet specification

☒ Discharge pressure: **4,178** kPa

☐ Pressure increase: bar

☐ Pressure ratio:

☐ Power required: kW

☐ Use performance curve to determine discharge conditions

Efficiencies

Pump: Driver:

Figure III.34 : Configuration de la pompe basse pression**Échangeur de solution (étage inférieur) :**

Heater cold :

Flash specifications

Flash Type: **Pressure** (dropdown)
Inlet heat stream: (dropdown)

Temperature: (input) C (dropdown)
Temperature change: (input) C (dropdown)
Degrees of superheating: (input) C (dropdown)
Degrees of subcooling: (input) C (dropdown)
Pressure: **4,178** kPa (dropdown)
Duty: (input) cal/sec (dropdown)
Vapor fraction: (input)
Pressure drop correlation parameter: (input)

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: **Vapor-Liquid** (dropdown)

Figure III.35 : Configuration heater cold (étage inférieur)**Heater hot :**

Flash specifications

Flash Type: **Temperature** (dropdown)
Pressure (dropdown)

Temperature: **52,4** C (dropdown)
Temperature change: (input) C (dropdown)
Degrees of superheating: (input) C (dropdown)
Degrees of subcooling: (input) C (dropdown)
Pressure: **4,178** kPa (dropdown)
Duty: (input) cal/sec (dropdown)
Vapor fraction: (input)
Pressure drop correlation parameter: (input)

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: **Vapor-Liquid** (dropdown)

Figure III.36: Configuration heater hot (étage inférieur)

Générateur 1 (étage inférieur) :

Flash specifications

Flash Type: **Temperature** | **Pressure**

Temperature: 74.9 | C

Pressure: 4,178 | kPa

Duty: | cal/sec

Vapor fraction: |

Valid phases: **Vapor-Liquid**

Figure III.37 : Configuration générateur (étage inférieur)**Les détendeurs (étage inférieur) :**

Calculation type

☒ Adiabatic flash for specified outlet pressure (pressure changer)

☐ Calculate valve flow coefficient for specified outlet pressure (design)

☐ Calculate outlet pressure for specified valve (rating)

Pressure specification

☒ Outlet pressure: 0,881 | kPa

☐ Pressure drop: | bar

Valve operating specification

☒ % Opening: |

☐ Flow coef: |

Flash options

Valid phases: **Vapor-Liquid**

Maximum iterations: 30

Error tolerance: 0,0001

Figure III.38 : Configuration les détendeurs (étage inférieur)**Condenseur 1 (étage inférieur) :**

Flash specifications

Flash Type: **Pressure** | **Vapor fraction**

Temperature: | C

Temperature change: | C

Degrees of superheating: | C

Degrees of subcooling: | C

Pressure: 4,178 | kPa

Duty: | cal/sec

Vapor fraction: 0

Pressure drop correlation parameter: |

☒ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: **Vapor-Liquid**

Figure III.39 : Configuration condenseur (étage inférieur)

Pompe 2 (étage supérieur) :

Model

☒ Pump ☐ Turbine

Pump outlet specification

☒ Discharge pressure 64.37 kPa

☐ Pressure increase bar

☐ Pressure ratio

☐ Power required kW

☐ Use performance curve to determine discharge conditions

Efficiencies

Pump Driver

Figure III.40 : Configuration de la pompe (étage supérieur)

Échangeur de solution (étage supérieur) :

Heater cold :

Flash specifications

Flash Type Pressure

Inlet heat stream

Temperature C

Temperature change C

Degrees of superheating C

Degrees of subcooling C

Pressure 64.37 kPa

Duty cal/sec

Vapor fraction

Pressure drop correlation parameter

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases

Vapor-Liquid

Figure III.41 : Configuration heater cold (étage supérieur)

Heater hot :

Flash specifications

Flash Type: Temperature, Pressure

Temperature: 101,3 C

Temperature change: C

Degrees of superheating: C

Degrees of subcooling: C

Pressure: 64,37 kPa

Duty: cal/sec

Vapor fraction:

Pressure drop correlation parameter:

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: Vapor-Liquid

Figure III.42 : Configuration heater hot (étage supérieur)**Générateur 2 (étage supérieur) :**

Flash specifications

Flash Type: Temperature, Pressure

Temperature: 144,8 C

Pressure: 64,37 kPa

Duty: cal/sec

Vapor fraction:

Valid phases: Vapor-Liquid

Figure III.43 : Configuration générateur (étage supérieur)**Les d'entendeurs (étage supérieur) :**

Calculation type

☒ Adiabatic flash for specified outlet pressure (pressure changer)

☐ Calculate valve flow coefficient for specified outlet pressure (design)

☐ Calculate outlet pressure for specified valve (rating)

Pressure specification

☒ Outlet pressure: 4,178 kPa

☐ Pressure drop: bar

Valve operating specification

☐ % Opening

☐ Flow coef

Flash options

Valid phases: Vapor-Liquid

Maximum iterations: 30

Error tolerance: 0,0001

Figure III.44 : Configuration détendeurs (étage supérieur)

Condenseur 2 (étage supérieur) :

Flash specifications

Flash Type: **Pressure** (dropdown), **Vapor fraction** (dropdown)

Temperature: [] C (dropdown)

Temperature change: [] C (dropdown)

Degrees of superheating: [] C (dropdown)

Degrees of subcooling: [] C (dropdown)

Pressure: **64,37** **kPa** (dropdown)

Duty: [] cal/sec (dropdown)

Vapor fraction: **0**

Pressure drop correlation parameter: []

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: **Vapor-Liquid** (dropdown)

Figure III.45 : Configuration condenseur (étage supérieur)**Evaporateur :**

Flash specifications

Flash Type: **Pressure** (dropdown), **Vapor fraction** (dropdown)

Temperature: [] C (dropdown)

Temperature change: [] C (dropdown)

Degrees of superheating: [] C (dropdown)

Degrees of subcooling: [] C (dropdown)

Pressure: **0,881** **kPa** (dropdown)

Duty: [] cal/sec (dropdown)

Vapor fraction: **1**

Pressure drop correlation parameter: []

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: **Vapor-Liquid** (dropdown)

Figure III.46 : Configuration d'évaporateur (double effet)

Absorbeur :

Flash specifications

Flash Type: **Pressure**

Vapor fraction: **0**

Temperature: **C**

Temperature change: **C**

Degrees of superheating: **C**

Degrees of subcooling: **C**

Pressure: **0,881 kPa**

Duty: **cal/sec**

Vapor fraction: **0**

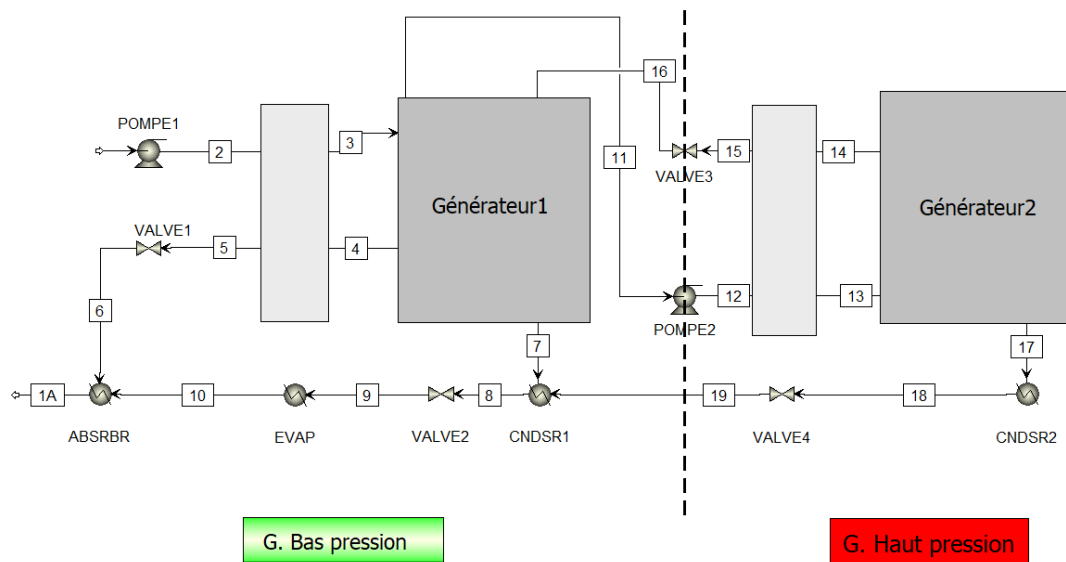
Pressure drop correlation parameter:

☐ Always calculate pressure drop correlation parameter

Valid phases: **Vapor-Liquid**

Figure III.47 : Configuration absorbeur (double effet)

- Schéma de machine à absorption double effet :**

**Figure III.48 :** Schéma de machine à absorption à double effet

III.2.4 Couplage de la machine à absorption et de la turbine à gaz :

Pour coupler une turbine à gaz avec une machine d'absorption il suffit d'installer un nouvel échangeur de chaleur HRSG (récupérateur de chaleur ou le refroidisseur) à la sortie de la turbine (les gaz des échappements sortants de la turbine sont dirigés directement vers l'échangeur).

Cet échangeur refroidit la température des gaz d'échappement de $>500^{\circ}\text{C}$ pour transférer la chaleur récupérée à une puissance thermique pour alimenter un générateur ou plusieurs générateurs dans notre cas d'étude.

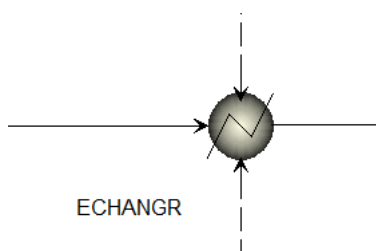


Figure III.49 : Icône d'échangeur de chaleur utilisé pour couplage

III.2.4.1 Simulation d'une machine à absorption simple effet couplée avec TAG :

On crée deux nouveaux « Stream heat », le Stream « C1 » est sorti du deuxième échangeur « HX2 », et « C2 » du bloc séparateur « flash » situé dans le générateur. Ces deux streams sont connectés à l'échangeur de chaleur « ECHANGR » installé à la sortie de la turbine.

Avec cette méthode la température de sortie des gaz d'échappement sera calculée automatiquement par le logiciel d'Aspen Plus.

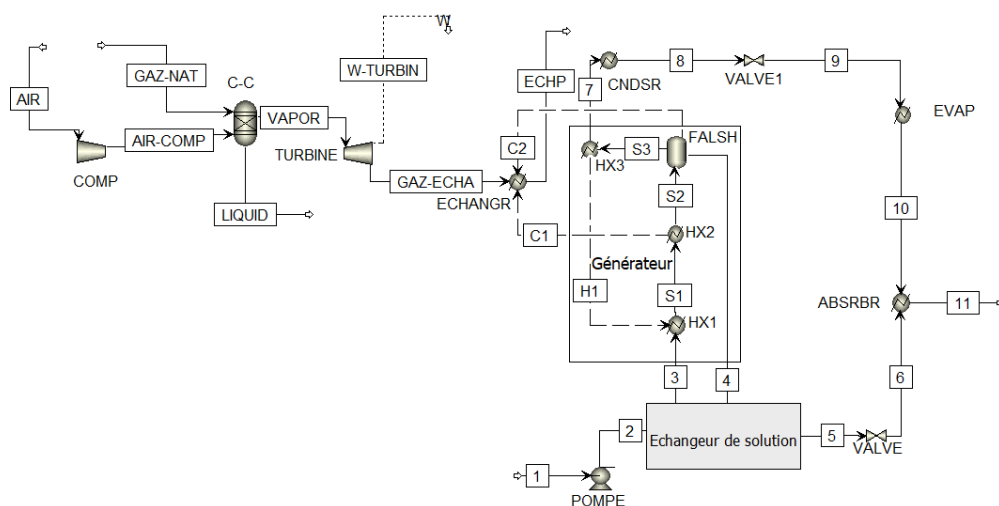


Figure III.50 : Schéma d'une machine à absorption à simple effet couplée à une TAG

III 2.4.2 Simulation d'une machine à absorption à double effet couplée avec TAG :

Dans une machine à absorption à double effet les deux générateurs sont connectés à l'échangeur « ECHANGR », avec les streams C1-1 et C1-2 pour le générateur 1 et C2-1 et C2-2 pour le générateur 2.

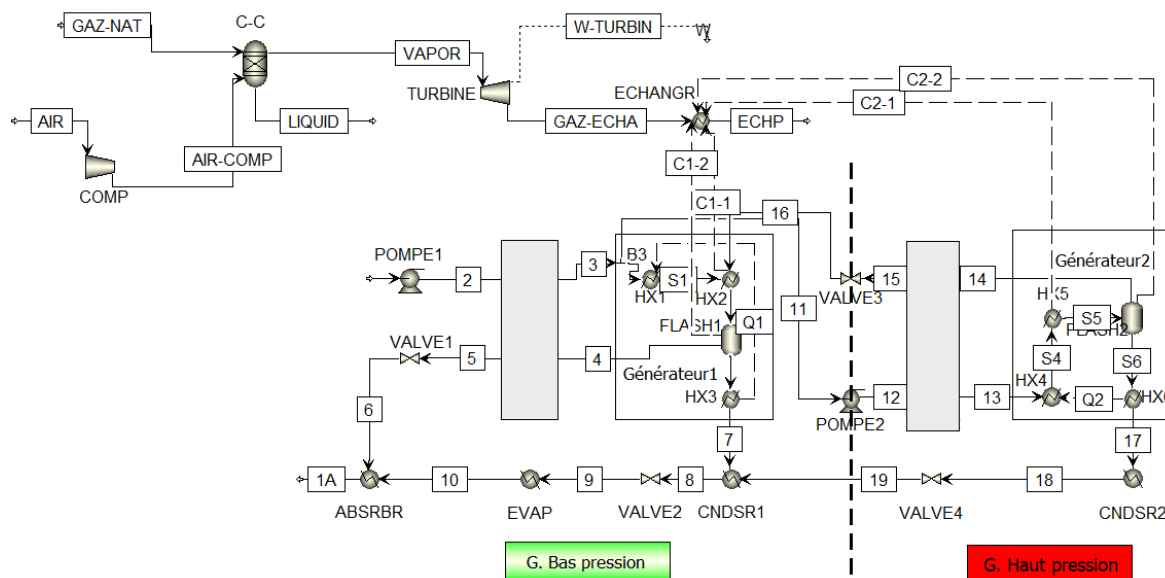


Figure III.51 : Schéma d'une machine à absorption double effet couplée à une TAG

III.3 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons d'abord présenté le logiciel de simulation Aspen Plus et ses principales caractéristiques. Nous avons ensuite détaillé la méthodologie de simulation d'une machine à absorption à bromure de lithium/eau (LiBr/H₂O) à simple et double effet, ainsi que celle d'une turbine à gaz. Enfin, nous avons exposé la démarche adoptée pour le couplage de ces deux systèmes, en décrivant de manière détaillée les différentes étapes de leur modélisation et de leur simulation sous Aspen Plus.

Chapitre IV :

Les résultats

IV.1 Introduction :

Ce chapitre présente les résultats obtenus par la simulation d'une machine à absorption simple et double effet utilisant le couple eau-bromure de lithium. Les données numériques générées via le logiciel Aspen Plus sont comparées à celles issues de la littérature scientifique.

IV.2 Validation des résultats :

IV.2.1 Turbine à gaz :

IV.2.1.1 Les puissances thermiques :

Les valeurs obtenues pendant la simulation de la turbine à gaz sont comparées aux valeurs de la simulation de khaldi et al [25].

	Valeur simulation khaldi	Valeur obtenue	Erreur (%)
Compresseur (kW)	190205.38	192311	1.1
Turbine (kW)	340009.12	337697	0.68
Travail net (kW)	146807.67	142478.28	2.9

Tableau IV.1 : Comparaison des performances de TAG entre notre étude et celle de khaldi et al [25].

IV.2.1.2 Les résultats de la turbine à gaz :

Les résultats de la simulation de la turbine à gaz sur Aspen Plus sont représentés dans le tableau IV.2

Point	De	A	T (C°)	P (Bar)	Débit (kg/s)
1	Air	Compresseur	17	0,904	484,1
2	Compresseur	Chambre de combustion	395,718	12,204	484,1
3	Chambre de combustion	Turbine	1109	12,204	493,7
4	Turbine	Echappement	541,029	0,904	493,7

Tableau IV.2: Résultats de simulation pour TAG

IV.2.2 Machine à absorption simple effet :

IV.2.2.1 Bilan massique et de la conservation de l'énergie :

Dans le but de contrôler la validité du bilan massique du modèle à simple effet, une section de coupure a été définie au sein du cycle afin de procéder à l'analyse des flux entrants et sortants. Cette section est située sur le Stream 1, précisément entre la sortie de l'absorbeur et l'entrée de la pompe, comme indiqué dans la figure III.32.

Le respect du principe de conservation de la masse impose que le débit massique global reste invariant à travers l'ensemble du cycle. Ainsi, les débits totaux mesurés en amont et en aval de la section de coupure doivent être identiques.

Dans cette configuration, le Stream en sortie de l'absorbeur est repéré par « 11 », tandis que le courant alimentant la pompe correspond au Stream « 1 ». Les valeurs obtenues, présentées dans le tableau IV.3 mettent en évidence la cohérence du modèle et attestent de sa précision

Débit massique (kg/s)	Stream 1	Stream 11
LiBr	0.02824	0.02824
H ₂ O	0,02176	0,02176
Total	0.05	0.05

Tableau IV.3 : Débit massique de la solution H₂O/LiBr (simple effet)

IV.2.2.2 Les puissances thermiques et coefficient de performance :

Les valeurs des puissances thermiques des quatre éléments principaux de la machine à absorption (LiBr/H₂O) à savoir : le générateur, l'absorbeur, le condenseur et l'évaporateur ainsi que la puissance de la pompe et le coefficient de performance COP sont présentées dans le tableau IV.4, ces résultats sont comparés à ceux obtenus par Herold et al [26].

Paramètre	Valeur de livre	Valeur obtenu	Erreur relative (%)
Pompe (kW)	0.205×10^{-3}	0.213×10^{-3}	3.9
Absorber (kW)	14.09	14.26	1.2
Générateur (kW)	14.78	14.92	0.9
Évaporateur (kW)	10.70	11.11	3.8
Condenseur (kW)	11.31	11.77	4
COP	0.724	0.744	2.7

Tableau IV.4 : Comparaison des performances de la machine simple effet entre notre étude et l'étude de A. Herold et al [26].

Analyse du bilan énergétique :

Afin de valider les résultats obtenus et présentés dans le tableau IV.4 nous avons appliqué des bilans de masse et d'énergie à chacun des composants du système. Dans cette optique, les flux thermiques sont recalculés manuellement à partir des équations de conservation de l'énergie.

Cette étape de vérification est essentielle pour garantir la cohérence, la précision et la crédibilité du modèle développé.

Le bilan énergétique de l'évaporateur :

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) = 11.11KW$$

Pour le condenseur :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_8(h_7 - h_8) = 11.77KW$$

Ces relations peuvent être simplifiées en considérant que le débit massique du fluide frigorigène demeure constant entre l'entrée et la sortie de chaque composant. En effet, l'analyse des données du Tableau 6.1 montre que ce débit est uniforme dans l'ensemble du circuit frigorifique.

Le bilan énergétique du générateur :

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 = 14.92KW$$

Pour l'absorbeur :

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{10} h_{10} = 14.26KW$$

Enfin, le bilan énergétique de la pompe, en supposant un fonctionnement idéal sans pertes significatives s'écrit :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_2 (h_2 - h_1) = 0.000213KW$$

Une vérification supplémentaire de la conservation de l'énergie a été réalisée afin de s'assurer que l'énergie introduite dans le cycle était égale à celle sortante. Les résultats obtenus à partir du modèle Aspen plus pour l'équation (IV.1) montrent que le bilan énergétique est correctement équilibré pour le système.

$$|QCO + QAB| - |QEV + QGE + WP| = 0$$

Suite à l'évaluation des transferts de chaleur au niveau de chaque composant, le coefficient de performance en mode refroidissement (COP) est déterminé à partir de la relation suivante :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} = 0.744$$

IV.2.2.3 Les résultats de simulation :

Le tableau IV.5 présente les valeurs des principaux paramètres thermodynamiques, à savoir la température, la pression, le débit massique, le titre de vapeur ainsi que la concentration en LiBr, obtenues à l'aide du logiciel Aspen Plus pour l'ensemble des points du cycle à simple effet. Les numéros associés correspondent aux différents états thermodynamiques représentés dans la figure III.32.

L'analyse des résultats montre une bonne concordance avec ceux issus du modèle numérique développé. En effet, les écarts relatifs enregistrés pour l'ensemble des paramètres étudiés restent inférieurs à 1 %, ce qui confirme la validité et la précision du modèle adopté dans cette étude.

POINT D'ETAT	De	À	TEMPERATURE (°C)	DEBIT MASSIQUE (KG/S)	PRESSION (KPA)	FRACTION DE VAPEUR	CONCENTRATION DE LIBR (%)
1	Absorber	Pompe	31.27	0.05	0.676	0	56.49
2	Pompe	Echangeur	31.29	0.05	7.406	0	56.49
3	Echangeur	Générateur	62.41	0.05	7.406	0	56.49
4	Générateur	Echangeur	89.36	0.04525	7.406	0	62.41
5	Echangeur	Détendeur	53.11	0.04525	7.406	0	62.41
6	Détendeur	Absorbeur	42.94	0.04525	0.676	0.1	62.41
7	Générateur	Condenseur	76.76	0.00475	7.406	1	0
8	Condenseur	Détendeur	40	0.00475	7.406	0	0
9	Détendeur	Evaporateur	1.31	0.00475	0.676	0.064	0
10	Evaporateur	Absorber	1.31	0.00475	0.676	1	0

Tableau IV.5 : Résultats de simulation pour le système simple effet

Analyse du débit massique :

À titre illustratif, considérons le Générateur. Le bilan massique global s'écrit :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

$$0,05 = 0.04525 + 0.00475$$

IV.2.3 Machine à absorption à double effet :

IV.2.3.1 Bilan massique et de la conservation de l'énergie :

Dans cette configuration, le Stream en sortie de l'absorbeur est repéré par « 1A », tandis que le courant alimentant la pompe correspond au Stream « 1 ». Les valeurs obtenues présentées dans le tableau IV.6 :

Débit massique (kg/s)	Stream 1	Stream 1A
LiBr	0.473	0.473
H ₂ O	0,527	0,527
Total	1	1

Tableau IV.6 : Débit massique de la solution H₂O/LiBr (double effet)

IV.2.3.2 Les puissances thermiques et coefficient de performance :

Les valeurs des puissances sont présentées dans le tableau, ces résultats ont été comparés aux modèles EES (Engineering Equation Solver) développés par Herold et al [26], en considérant que les modèles EES fournissent des résultats bien plus détaillés que les études expérimentales, ce qui permet une comparaison plus détaillée et plus facile. Cette approche est justifiée car EES est reconnu pour sa bonne concordance avec les résultats expérimentaux pour le refroidissement par absorption [26].

Paramètre	Valeur de ESS	Valeur obtenu	Erreur relative (%)
Générateur/Condenseur2 (kW)	192.68	179.66	6.7
Absorber (kW)	435.99	411.97	5.5
Générateur2 (kW)	267.39	255.83	4.3
Évaporateur (kW)	354.19	345.28	2.5
Condenseur1 (kW)	185.61	189.15	1.9
COP	1.325	1.35	1.8

Tableau IV.7 : Comparaison des performances de la machine double effet entre notre étude et l'étude de Herold et al [26].

IV.2.3.3 Les résultats de simulation :

Le tableau IV.8 présente les valeurs des principaux paramètres thermodynamiques à savoir la température, la pression, le débit massique, le titre de vapeur ainsi que la concentration en LiBr, obtenues à l'aide du logiciel Aspen Plus pour l'ensemble des points du cycle à double effet.

Les numéros associés correspondent aux différents états thermodynamiques représentés dans la figure III.48.

Point d'états	De	À	Température (°C)	Débit massique (kg/s)	Pression (kPa)	Fraction de vapeur	Concentration de LiBr (%)
1	Absorber	Pompe	29.83	1	0.881	0	52.7
2	L.Pompe	B.Echangeur	29.83	1	4.178	0	52.7
3	B.Echangeur	B.Générateur	47.48	1	4.178	0	52.7
4	B.Générateur	B.Echangeur	74.9	0.855	4.178	0	61.61
5	B.Echangeur	Détendeur	52.4	0.855	4.178	0	61.61
6	Détendeur	Absorbeur	45.6	0.855	0.881	0.0075	61.61
7	B.Générateur	B.Condenseur	54.7	0.069	4.178	1	0
8	B.Condenseur	Détendeur	29.6	0.144	4.178	0	0
9	Détendeur	Evaporateur	5.06	0.144	0.881	0.041	0
10	Evaporateur	Absorber	5.06	0.144	0.881	1	0
11	B. Générateur	H.Pompe	47.47	0.527	4.178	0	52.7
12	H.Pompe	H.Echangeur	47.53	0.527	64.37	0	52.7
13	H.Echangeur	H.Générateur	83.12	0.527	64.37	0	52.7
14	H.Générateur	H.Echangeur	144.8	0.451	64.37	0	61.61
15	H.Echangeur	Détendeur	101.3	0.451	64.37	0	61.61
16	Détendeur	B.Générateur	77.3	0.451	4.178	0.026	61.61
17	H.Générateur	H.Condenseur	123.3	0.076	64.37	1	0
18	H.Condenseur	Détendeur	87.7	0.076	64.37	0	0
19	Détendeur	B.Condenseur	29.6	0.076	4.178	0.1	0

Tableau IV.8 : Résultats de simulation pour le système à double effet

IV.2.4 Les résultats de couplage machine à absorption et turbine à gaz :

IV.2.4.1 Valeur d'échangeur de chaleur (refroidisseur gaz d'échappement) :

Les valeurs à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur utilisé pour coupler les deux systèmes sont représentées dans le tableau IV.9.

	T (C°)	P (Bar)	Débit (kg/s)	Q (MW)
Entrée	541,029	0,904	493,7	10
Sortie	523,534	0,904	493,7	10

Tableau IV.9 : les valeurs d'échangeur de chaleur (couplage)

IV.2.4.2 Couplage de la machine à absorption simple effet et turbine à gaz :

IV.2.4.2.1 Les nouveaux résultats de la machine à absorption simple effet :

Les valeurs de la machine à absorption simple effet couplée à une turbine à gaz sont les mêmes que celles avant le couplage sauf le débit qui augmente de 0.05 kg/s jusqu'à 33.491 kg/s. Le débit est augmenté pour avoir une puissance de 10 MW dans le générateur.

POINT D'ETAT	De	À	DEBIT MASSIQUE (KG/S)
1	Absorber	Pompe	33,491
2	Pompe	Echangeur	33,491
3	Echangeur	Générateur	33,491
4	Générateur	Echangeur	30,3058
5	Echangeur	Détendeur	30,3058
6	Détendeur	Absorbeur	30,3058
7	Générateur	Condenseur	3,1852
8	Condenseur	Détendeur	3,1852
9	Détendeur	Evaporateur	3,1852
10	Evaporateur	Absorber	3,1852

Tableau IV.10 : Résultats de simulation pour le système à simple effet couplée avec TAG

IV.2.4.2.2 Les nouvelles performances de la machine à absorption simple effet :

Après l'augmentation du débit massique, les valeurs de puissance thermique et le coefficient de performance sont devenus comme indiqué dans le tableau IV.11 :

Composant	Valeur (MW)
Générateur	10
Évaporateur	7,447
Condenseur	7,8902
Absorbeur	9,5575
Cop	0,744

Tableau V.11 : Les valeurs de puissances machine à absorption simple effet après couplage

IV.2.4.3 Couplage de la machine à absorption à double effet et de la turbine à gaz :

IV.2.4.3.1 Les nouveaux résultats de la machine à absorption à double effet :

Les valeurs de la machine à absorption à double effet couplée à une turbine à gaz sont les mêmes que celles avant le couplage, sauf le débit, qui augmente de 1 kg/s jusqu'à 22,96 kg/s. Le débit est augmenté pour avoir une puissance de 10 MW dans les deux générateurs.

POINT D'ETAT	DE	A	DEBIT MASSIQUE(KG/S)
1	Absorber	Pompe	22,96
2	B.Pompe	B.Echangeur	22,96
3	B.Echangeur	B.Générateur	22,96
4	B.Générateur	B.Echangeur	19,6378
5	B.Echangeur	Détendeur	19,6378
6	Détendeur	Absorber	19,6378
7	B.Générateur	B.Condenseur	1,5770
8	B.Condenseur	Détendeur	3,322
9	Détendeur	Evaporateur	3,322
10	Evaporateur	Absorber	3,322
11	B. Générateur	H.Pompe	12,098
12	H.Pompe	H.Echangeur	12,098
13	H.Echangeur	H.Générateur	12,098
14	H.Générateur	H.Echangeur	10,353
15	H.Echangeur	Détendeur	10,353
16	Détendeur	B.Générateur	10,353
17	H.Générateur	H.Condenseur	1,745
18	H.Condenseur	Détendeur	1,745
19	Détendeur	B.Condenseur	1,745

Tableau IV.12 : Résultats de simulation pour le système à double effet couplée avec TAG

IV.2.4.3.2 Les nouvelles performances de la machine à absorption à double effet :

Après l'augmentation du débit massique, les valeurs de puissance thermique et le coefficient de performance sont indiqués dans le tableau IV.13.

Paramètre	Valeur (MW)
Générateur B.P /Condenseur H.P	4,125
Absorber	9,458
Générateur H.P	5,875
Évaporateur	7,927
Condenseur B.P	4,343
COP	1.35

Tableau IV.13 : Les valeurs de puissances machine à absorption à double effet après couplage

IV.2.4.4 Le potentiel maximal de la chaleur à récupérer par les gaz d'échappement :

Pour calculer la valeur on utilise l'équation suivante :

$$P_{max} = \eta_{rec} \times \dot{m}_g \times c_{pg}(T_{entrée} - T_{sortie}) \quad (IV.1)$$

A.N :

$$P_{max} = 0,85 \times 493,7 \times 1164,09(541,028 - 120) = \mathbf{205,763 \text{ MW}}$$

- Nombre de machines alimentées par la chaleur récupérée :

Dans les applications lourdes les machine à absorption utilisés actuellement consomme environs 10 MW [31].

$$\text{Nombre de machine}_{simple\ effet} = \frac{205,763MW \times 0,744}{10MW} = 15,302$$

$$\text{Nombre de machine}_{Double\ effet} = \frac{205,763MW \times 1,35}{10MW} = 27,765$$

Donc le nombre de machines à absorption qui peuvent être alimentées par la chaleur récupérée par les gaz d'échappement de la turbine à gaz est de **15 machines** à simple effet et **27 machines** à double effet.

IV.2.4.5 Rendement global :

- Le rendement global de la turbine à gaz est calculé par l'équation suivante :

$$\eta_{global} = \frac{142487,28}{9,6 \times 45224,2} = \mathbf{32,81\%}$$

- Rendement global de couplage machine à absorption et turbine à gaz :

$$\eta_{global} = \frac{142487,28 + (COP \times 205763)}{9,6 \times 45224,2}$$

Type de centrale	Rendement global
TAG	32,81 %
Machine à absorption simple effet couplée avec TAG	68,07%
Machine à absorption double effet couplée avec TAG	96,79%

Tableau IV.14 : Les rendements globaux

Le tableau IV.14 montre que la TAG seule offre un rendement limité de 32,81% car une grande partie de l'énergie des gaz d'échappement est perdue. Le couplage avec une machine à absorption simple effet améliore ce rendement à 68,07% grâce à la récupération de cette chaleur fatale.

Le couplage avec le double effet atteint 96,79% car l'énergie utile produite inclut la chaleur récupérée et le COP est suffisamment élevé (1,35). Ces résultats confirment que le couplage TAG/machine à absorption est la solution la plus performante énergétiquement.

IV.2.5 Émissions de CO₂ :

Type de central	Emissions de CO ₂ (kg.CO2/MWh)
TAG	615,402
Machine à absorption simple effet couplée avec TAG	296,694
Machine à absorption double effet couplée avec TAG	208,657

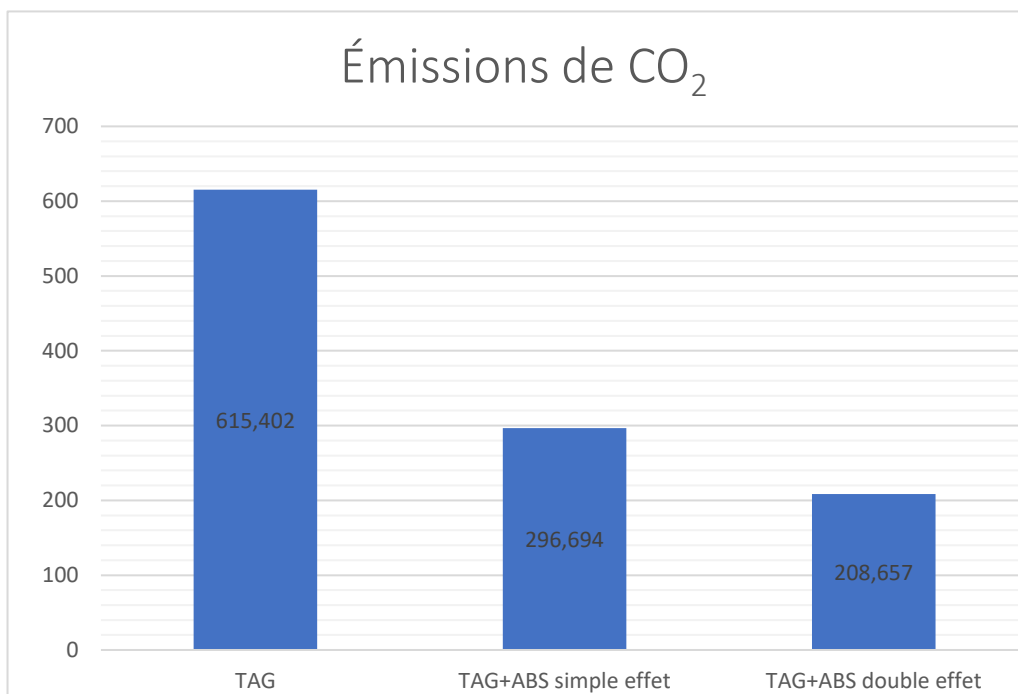
Tableau IV.15 : Émissions de CO₂**Figure IV.1** : Diagramme de comparaison les émissions de CO₂

Figure IV.1 représente les émissions de CO₂ dégagées par la TAG et le système combinée, la TAG seule émet 615,402 kg.CO2/MWh de CO₂, ce qui s'explique par son faible rendement (32,49%).

Le couplage avec la machine à absorption simple effet réduit ces émissions à 296,694 kg.CO2/MWh (−51,74%) car le froid est produit à partir de la chaleur fatale (sans combustible supplémentaire). Le double effet pousse cette logique encore plus loin en atteignant 208,657 kg.CO2/MWh (−66,09%) grâce à son COP plus élevé qui génère davantage de froid à partir de

la même source thermique gratuite. Ainsi, plus le système valorise efficacement la chaleur des gaz d'échappement, plus les émissions de CO₂ diminuent.

IV.2.6 Consommation de carburant :

On considère le temps de fonctionnement annuel de la centrale pour les deux turbines comme il est indiqué dans le Tableau IV.16 :

Turbine à gaz	2016 (h)	2017 (h)	2018 (h)	Moyenne
TAG 1	3373,9	5184,1	3518,5	4025,5
TAG 2	2627,4	2536	4523,1	3228,83
Total	3000,65	3860,05	4020,8	3627,17

Tableau IV.16 : Temps de fonctionnement annuel de la centrale

Avec les valeurs trouvées dans la simulation on peut calculer l'énergie électrique produite (MWh) par la relation :

$$\text{énergie électrique produite (MWh)} = \text{Puissance net} \times \text{temps de fonctionnement} \quad (\text{IV.2})$$

Les résultats sont décrits dans le Tableau IV.17 :

Type de central	Énergie produite (MWh)
TAG	516825,587
TAG + Machine à absorption à simple effet	1071857,723
TAG + Machine à absorption à double effet	1523940,350

Tableau IV.17 : Énergie utile globale délivrée par le système

La consommation spécifique de carburant (kg/MWh) est calculée par la relation suivante :

$$\text{La consommation spécifique de carburant} \left(\frac{\text{kg}}{\text{MWh}} \right) = \frac{\text{masse de carburant (Kg)}}{\text{énergie électrique produite (MWh)}} \quad (\text{IV.3})$$

Sachant que la masse de carburant consommé par la chambre de combustion pendant une heure d'après logiciel de Aspen Plus est 34560 kg/h

$$\text{masse de carburant} = \text{consommation horaire} \times \text{temps de fonctionnement}$$

(IV.4)

La masse totale consommée est 125354995,2 kg

Une comparaison des résultats de consommation spécifique de carburant pour les deux types de centrales étudiées dans le Tableau IV.18 :

Type de central	Consommation spécifique de carburant (kg/MWh)
TAG	242,547
TAG + Machine à absorption à simple effet	116,951
TAG + Machine à absorption à double effet	82,257

Tableau IV.18 : Consommation spécifique de carburant

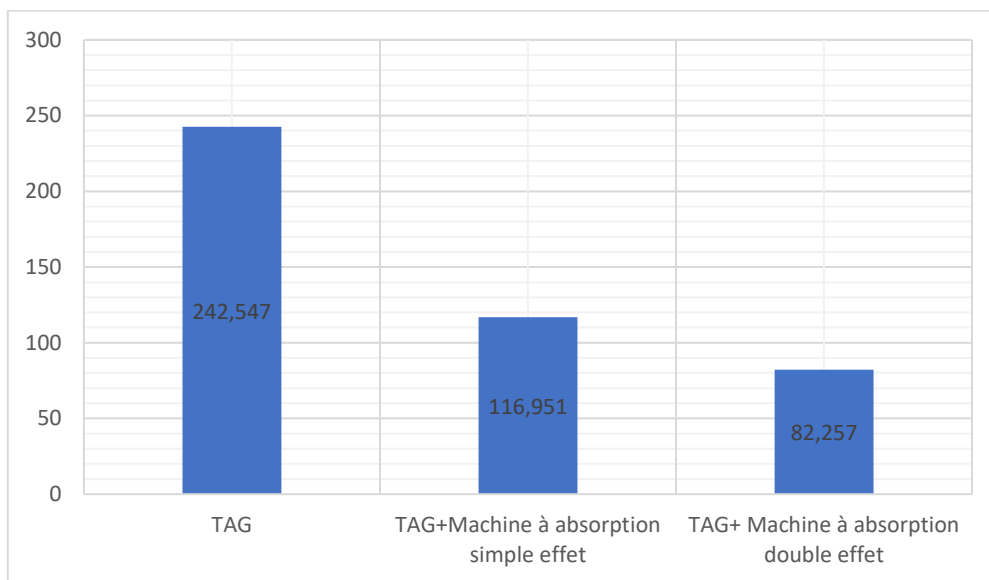


Figure IV.2 : Comparaison de consommation pour les trois types de central

La Figure IV.2 est un histogramme qui représente la différence entre une turbine à gaz et un system combinée d'une turbine à gaz et une machine à absorption à simple et à double effet, cette différence est due au système de récupération d'énergie par les gaz d'échappement qui alimente la machine à absorption sans combustion additionnelle et nous offre 205,673 MW, et le deuxième étage de machine à absorption double effet qui augmente le COP a 1,35.

IV.3 Conclusion

Ce chapitre représente les résultats de la simulation d'une turbine à gaz, d'une machine à absorption simple et à double effet qui fonctionne avec le couple (eau/bromure de lithium), et du couplage des deux machines à absorption simple et à double effet avec la turbine à gaz.

Les résultats ont démontré l'amélioration du rendement global du système proposé grâce à la récupération de la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz en intégrant une machine à absorption à simple et double effets, ainsi qu'une diminution des émissions de CO_2 et de la consommation spécifique de carburant.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Ce travail porte sur l'intégration d'une machine à absorption utilisant le couple bromure de lithium/eau (LiBr/H₂O), à simple et à double effet, avec une turbine à gaz alimentée au gaz naturel. Cette intégration est réalisée à l'aide d'un échangeur de chaleur placé à la sortie de la turbine afin de récupérer l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement. Ce procédé permet de valoriser une partie de la chaleur perdue sous forme de production de froid utile, tout en améliorant les performances énergétiques globales de l'installation.

Les principaux résultats obtenus sont les suivants :

- Le système étudié constitue une centrale de bi-génération assurant simultanément la production d'électricité et de froid.
- L'ajout d'un second générateur dans la machine à absorption (configuration à double effet) permet d'améliorer le coefficient de performance (COP) de 0,744 à 1,35.
- La valorisation de la chaleur résiduelle pour alimenter une machine à absorption permet d'augmenter le rendement global de la centrale de 32,81 % à 68,07% dans le cas d'une machine à simple effet, et jusqu'à 96,79% dans le cas d'une machine à double effet.
- La puissance thermique totale récupérable à partir des gaz d'échappement, pour une température minimale de sortie de 120 °C, est de 205,673 MW. En considérant une puissance maximale de 10 MW par machine à absorption LiBr/H₂O, cette énergie permet théoriquement d'alimenter 15 machines à absorption à simple effet et 27 machines à absorption à double effet.
- Les émissions spécifiques de CO₂ sont réduites de 615,402 kgCO₂/MWh à 208,657 kgCO₂/MWh grâce à l'amélioration du rendement global et à la récupération de la chaleur résiduelle des gaz d'échappement.
- La consommation spécifique de combustible diminue de 242,547 kg/MWh pour la turbine à gaz seule à 82,257 kg/MWh pour le système intégré associant une turbine à gaz et une machine à absorption à double effet. Cette réduction est principalement attribuée à la valorisation énergétique des gaz d'échappement.

L'intégration d'une machine à absorption à une turbine à gaz présente ainsi de nombreux avantages, notamment sur les plans énergétique, économique et environnemental. En plus d'améliorer significativement l'efficacité globale de l'installation, cette configuration contribue

à la réduction des émissions de gaz à effet de serre et à la diminution des coûts liés à la consommation de combustible et à la production de froid.

Références Bibliographiques

- [1] john barber, brevet n°1833 (1791)
- [2] frank whittle, brevet n°374206 (1930)
- [3] turbine brown boveri (bbc) à neuchâtel, testée le 7 juillet 1939
- [4] turbines à gaz-vocabulaire, iso 11086,1996
- [5] alefeld g. radermacher, r. heat conversion systems. crc press, boca raton, florida, usa. isbn 0-8493-8946-3. (1994).
- [6] herold, k. e., radermacher, r., & klein, s. a. (2016). absorption chillers and heat pumps (2nd ed). crc press, taylor & francis group. isbn 978-1-4987-1435-8.
- [7] yazaki energy systems inc, absorption chiller-heater technical manual, tokyo, japan, (2010).
- [8] ashrae, ashrae handbook – fundamentals, chapter 2: thermodynamics and refrigeration cycles, american society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers, atlanta, ga, usa. (2017).
- [9] boehm, r. f. design analysis of thermal systems. john wiley & sons, new york. isbn 0-471-83737-x. (1987).
- [10] kim, d. s., & ferreira, c. a. i. solar refrigeration options – a state-of-the-art review. international journal of refrigeration, 31(1), 3–15. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.011>,(2008).
- [11] gomri, r. second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. energy conversion and management, 50(5), 1279–1287. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.01.020>,(2009).
- [12] wu, d. w., & wang, r. z. combined cooling, heating and power: a review. progress in energy and combustion science, 32(5–6), 459–495. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.02.001>,(2006).
- [13] havelský, v. energetic efficiency of cogeneration systems for combined heat, cold and power production. international journal of refrigeration, 22(6), 479–485. [https://doi.org/10.1016/s0140-7007\(99\)00010-8](https://doi.org/10.1016/s0140-7007(99)00010-8),(1999).
- [14] marmolejo-correa, d., & gundersen, t. a new efficiency parameter for exergy analysis in low temperature processes. international journal of exergy, 11(2), 217–253. (2012).

- [15] yazaki corporation. waste heat driven absorption chillers for gas turbine exhaust coupling — application engineering guide. tokyo, japan. (2020).
- [16] dresser-rand, siemens. gas turbine combined cooling, heat and power (cchp) systems: engineering reference. siemens energy, munich, germany. (2019).
- [17] dingec, h., & ileri, a. thermodynamic analysis of air-cooled steam ammonia absorption refrigeration systems. *international journal of refrigeration*, 22(3), 217–228. (1999).
- [18] international energy agency (iea). capturing the multiple benefits of energy efficiency – annex on absorption cooling technologies. iea publications, paris, france. (2014).
- [19] lanciotti fé, a., & mazzei, p. trigénération : production combinée de chaleur, de froid et d'électricité. *techniques de l'ingénieur*, be 9 545, paris, france. (2004).
- [20] wilkes, c., traver, j., & walters, k. absorption chillers for gas turbine cogeneration. *proceedings of asme turbo expo 2002*, amsterdam, netherlands. gt2002-30246. (2002).
- [21] robur s.p.a. technical reference — gas fired absorption heat pumps and chillers. zingonia, bergamo, italy. (2021).
- [22] borsukiewicz-gozdur, a., & nowak, w. comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature clausius–rankine cycle. *energy*, 32(4), 344–352. (2007).
- [23] chua, h. t., toh, h. k., malek, a., ng, k. c., & srinivasan, k. improved thermodynamic property fields of $\text{liBr-H}_2\text{O}$ solution. *International journal of refrigeration*, 23(6), 412–429. [https://doi.org/10.1016/s0140-7007\(99\)00076-5](https://doi.org/10.1016/s0140-7007(99)00076-5), (2000).
- [24] feueracker, g., scharfe, j., greiter, i., frank, c., & alefeld, g. measurement of thermophysical properties of aqueous LiBr -solutions at high temperatures and concentrations. *proceedings of the international absorption heat pump conference*, new orleans, usa, pp. 493–499. (1993).
- [25] khaldi, f. and adouane, b. 'energy and exergy analysis of a gas turbine power, plant in algeria', *int. j. exergy* (2011)
- [26] k. e. herold, r. radermacher, et s. a. klein, *absorption chillers and heat pumps*, 2e éd. boca raton, fl, usa : crc press, 2016.
- [27] simulation of absorption cycles for integration into refining processes, christopher somers, masters of science, 2009.
- [28] ding-yu peng and donald b. robinson, 'a new two-constant equation of state', *industrial & engineering chemistry fundamentals*, 1976, 15*(1), pp 59-64.

[29] documentation technique Aspen plus (chapitre "modeling processes with electrolytes")

[30] acer examples of calculation co2 emission limits in capacity mechanisms based on article 22(4) of regulation (eu) 2019/943 and acer's opinion 22/2019

[31] shuangliang group, www.shuangliangglobal.com.