

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdes  
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études  
En vue de l'obtention du diplôme de

**Master**

**Domaine** : Sciences et Technologies

**Filière** : Hydrocarbures

**Option** : Génie mécanique : Mécanique des Unités Pétrochimiques.

Présenté par : FERHAT Sarah

RAIS Achraf

THEME

**ANALYSE EXERGÉTIQUE ET EXERGO-ÉCONOMIQUE  
D'UNE TURBINE À GAZ**

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Examineur	K.MOHAMMEDI.	Professeur	UMBB
Examineur	F.YAHI	MCB	UMBB
Examineur	H.FEROUDJI	MCB	UMBB
Encadreur	LAOUAR-MEFTAH S	MCA	UMBB

## **REMERCIEMENT**

Nos remerciements s'adressent premièrement et avant tout à ALLAH, le Tout-Puissant, qui nous a donné la force, le courage et volonté d'aller jusqu'au bout et de mener ce présent travail à son point ultime.

De prime abord, on tient à exprimer notre profonde reconnaissance et notre vif remerciement à Madame M<sup>me</sup> LAOUAR-MEFTAH S., qui nous a fait l'honneur d'encadrer ce travail avec une grande disponibilité. Sa confiance, ses encouragements, son support et la passion de son travail ont été très stimulants.

Ce mémoire de master a été réalisée au niveau de SONATRACH – Arzew Oran – Complexe GNL3Z. Nous tenons à remercier tous les ingénieurs pour la disponibilité, la confiance, les conseils, l'encadrement et le soutien moral qu'ils ont su nous apporter tout au long notre période de stage.

Au président et aux membres de jury, pour avoir accepté de juger ce modeste travail, merci à vous également.

Nous tenons également à remercier l'ensemble des enseignants du département transport et équipements des hydrocarbures.

En fin toute personne qui ont participées de près ou de loin à l'accomplissement de ce mémoire soit sincèrement remerciés.

## Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

Aux êtres les plus chers de ma vie, mon père Mr T. RAIS et ma mère Mme F. ANANI qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite ; qui m'ont tout donnés, leurs amours, leurs sacrifices pour que je puisse suivre mes études dans des bonnes conditions et qui ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien.

À mon frère : Ayoub

À mes sœurs : Chaima et Asma

À Mr T. Ali

À mes chers cousins

Mustapha, Nassim, Riadh, Abd El Malek

À mon ami

A. MENNOUR

À tous ce qui ont contribué de prêt et de loin à la réalisation de ce mémoire.

Enfin, à tous ceux qui m'aiment.

**RAIS Achraf**

## Dédicace

Chers, Abati & Oumi

C'est avec une immense gratitude que je dédie ce mémoire à vous deux, mes piliers de force et mes sources d'inspiration. Votre amour inconditionnel, votre soutien indéfectible et vos encouragements ont été les fondations solides sur lesquelles j'ai pu construire mon parcours académique. Je suis honorée de vous dédier mon mémoire de fin d'études, un projet qui représente le fruit de mes efforts, de ma passion et de ma détermination tout au long de mon parcours. Votre influence, votre compréhension et vos douaa ont joué un rôle essentiel dans la réalisation de ce travail, et je tiens à vous exprimer toute ma gratitude.

Je dédie également ce mémoire :

À mes sœurs : Batoul et Zineb

À mon frère : Salah Eddine

À mon instructeur : BOUKSANI Hichem

À ma deuxième maman : MAHFOUDI Fatima

À tous ce qui ont contribué de prêt et de loin à la réalisation de ce mémoire.

Enfin, à tous ceux qui m'aiment.

**FERHAT Sarah**

## Résumé

Ce travail présente une analyse de trois type Energie, Exergie, Exergo-économique de la turbine à gaz GE MS5002C, fonctionnant selon le cycle simple de Joule Brayton.

L'étude a été réalisée à partir des données d'exploitation réelles du site. En se basant sur le premier et le deuxième principe de la thermodynamique, nous avons effectué une analyse énergétique et exergétique pour déterminer l'efficacité énergétique, la destruction de l'exergie, et une analyse exergo-économique pour estimer le coût de la destruction, le facteur exergo-économique, le coût d'investissement des principaux composants de la turbine à gaz.

De plus, Les résultats indiquent que la plus grande perte exergétique se produit dans la chambre de combustion envirent 16.21MW avec un rendement exergétique de 87.53%. L'augmentation de la température ambiante a un effet négatif sur les performances, alors que l'augmentation de la température de combustion influence positivement sur le rendement énergétique, exergétique et la puissance nette, mais elle provoque une augmentation de la quantité de carburant consommée. La turbine de détente a le plus grand rendement exégétique de 98.52% .Le compresseur d'air a les coûts d'investissement, le plus élevé (276.52\$/h).

En outre, les effets de la température ambiante, de la température de combustion, et du taux de compression sur les performances de ces systèmes ont été pris en compte. Pour réaliser cette étude, nous avons élaboré un code de calcul écrit en langage MATLAB que nous avons couplé à la base de données thermodynamique NIST-REFPROP.

**Mots-clés :** Analyse exégétique, Destruction de l'exergie, Facteur exergo-économique, Turbine à gaz, Coût d'investissement, MATLAB.

## Abstract

This work presents a showcase of a three types of analysis Energy type and Exergy type Exergo-economic type of the gas turbine. We have chosen a GE MS5002C gas turbine operating on the simple cycle of Joule Brayton.

The study was conducted using operational data from the site based on the first and second laws of thermodynamics. We performed an energy and exergy analysis to determine energy efficiency, exergy destruction, and an exergo-economic analysis to estimate the cost of destruction, the exergo-economic factor, and the investment cost of the main components of the gas turbine.

Furthermore, the results indicate that the largest exergy loss occurs in the combustion chamber, approximately 16.21 MW, with an exergy efficiency of 87.53. An increase in ambient temperature has a negative effect on the performance, while an increase in combustion temperature positively influences energy efficiency, exergy efficiency, and net power. However, it leads to an increase in fuel consumption. The expansion turbine has the highest exergy efficiency of 98.52. The air compressor has the highest investment cost (\$276.52/h).

Moreover, the effects of ambient temperature, combustion temperature, and compression ratio on the performance of these systems were taken into account. To carry out this study, we developed a calculation code written in MATLAB language, which we coupled with the thermodynamic database NIST-REFPROP.

**Keywords:** Exergy analysis, Exergy destruction, Exergo-economic factor, Performance, gas turbine, Investment cost, MATLAB.

## ملخص

يقدم هذا العمل تحليلاً ثلاثياً (طاقوي، إكسارجي، واقتصادي). اخترنا توربينة غازية تعمل على دورة بسيطة. تم إجراء الدراسة باستخدام بيانات تشغيل الموقع استناداً إلى المبدأين الأول والثاني للديناميكا الحرارية، وقمنا بإجراء تحليل للطاقة والجهد لتحديد كفاءة الطاقة، وتدمير الطاقة الخارجية، وتحليل اقتصادي خارجي لتقدير تكلفة التدمير، والاقتصاد الباهظ. وكذلك عامل التكلفة الاستثمارية للمكونات الرئيسية لتوربينات الغاز.

علاوة على ذلك، تشير النتائج إلى أن أكبر قدر من فقدان الطاقة يحدث في غرفة الاحتراق حوالي 16.21 ميغاوات مع كفاءة الطاقة بنسبة 87.53%. بينما تتميز التوربينة بأعلى كفاءة في استخدام الطاقة بنسبة 98.52%، وكذلك يتمتع ضاغط الهواء بأعلى تكلفة استثمارية (276.52 دولارًا أمريكيًا / ساعة).

نستنتج من هذا العمل أن زيادة درجة حرارة المحيط لها تأثير سلبي على الأداء، على عكس أن الزيادة في درجة حرارة غرفة الاحتراق ونسبة الضغط في ضاغط الهواء لهما تأثير إيجابي على كفاءة الطاقة، وكفاءة الإكسارجي، والطاقة الصافية، ولكنها تسبب زيادة في كمية الوقود المستهلكة.

بالإضافة إلى ذلك، تم أخذ تأثيرات درجة الحرارة المحيطة ودرجة حرارة الاحتراق ونسبة الضغط على أداء هذه الأنظمة في الاعتبار. لإجراء هذه الدراسة، قمنا بتطوير رمز كمبيوتر مكتوب باللغة ماتلاب التي اقترننا بها قاعدة البيانات الديناميكية الحرارية.

**الكلمات المفتاحية:** التحليل، تدمير الطاقة، العوامل الاقتصادية الخارجية، الأداء، التوربينات الغازية، تكلفة الاستثمار، ماتلاب.

## Sommaire

<b>Chapitre 1 : INTRODUCTION GÉNÉRALE.....</b>	<b>1</b>
1.1 Introduction .....	2
1.2 Objectif du travail .....	3
1.3 Etat de l'art .....	4
1.4 Présentation du complexe GNL3Z .....	6
1.5 Organisation du mémoire .....	7
<b>CHAPITRE 2 : GÉNÉRALITÉS SUR LES TURBINES A GAZ .....</b>	<b>8</b>
2.1 Introduction .....	9
2.2 Définition .....	9
2.3 Historique de la turbine à gaz .....	9
2.4 Caractérisations des organes de la turbine à gaz .....	11
2.4.1 Appellation des turbines à gaz selon GE (General Electric) .....	11
2.4.2 Les principaux éléments de la turbine à gaz .....	12
2.4.3 Technologie des turbines à gaz .....	12
2.5 Principe de fonctionnement .....	13
2.6 Classification des turbines à gaz .....	13
2.6.1 Mode de construction .....	13
2.6.2 Mode de travail .....	15
2.6.3 Mode de fonctionnement thermodynamique .....	16
2.7 Domaines d'applications .....	17

2.8 Avantages et inconvénients .....	17
2.9 Conclusion .....	18
<b>CHAPITRE 3 : MODÉLISATION THERMODYNAMIQUE ET EXERGO-ÉCONOMIQUE.....</b>	<b>19</b>
3.1 Introduction .....	20
3.2 Modélisation thermodynamique de la turbine .....	20
3.2.1 Bilan énergétique du cycle .....	21
3.2.2 Calcul de performances du cycle .....	25
3.3 Modélisation exergetique de la turbine .....	25
3.3.1 Rappels thermodynamiques .....	25
3.3.2 Bilan exergetique d'un système ouvert stationnaire .....	27
3.4 Modélisation exergo-économique de la turbine à gaz .....	28
3.4.1 Bilan exergo-économique de la turbine .....	28
3.4.2 Performances exergo-économique de la turbine à gaz .....	31
3.5 Conclusion .....	32
<b>Chapitre 04 : RÉSULTATS ET INTREPRÉTATIONS .....</b>	<b>33</b>
4.1 Introduction .....	34
4.2 Validation des calculs .....	34
4.2.1 Validation du calcul thermodynamique .....	34
4.2.2 Validation du calcul exergetique .....	35
4.2.3 Validation du calcul exergo-économique .....	36

4.3 Analyse des performances de la turbine selon les données réelles sur site .....	37
4.3.1 Performances énergétiques de la turbine .....	37
4.3.2 Performances exergetique de la turbine .....	38
4.3.3 Performances exergo-économique de la turbine à gaz .....	40
4.4 Etude paramétrique des performances de la turbine à gaz .....	41
4.4.1 Effet de $T_1$ à l'entrée de compresseur .....	41
4.4.2 Effet du rapport de pression $\tau$ de la turbine.....	43
4.4.3 Effet de la température $T_3$ à l'entrée de la turbine.....	48
4.5 Conclusion .....	53
<b>CONCLUSION GÉNÉRALE ET PRESPECTIVE .....</b>	<b>54</b>
Conclusion générale .....	55
Perspectives .....	56
<b>Bibliographie .....</b>	<b>57</b>
<b>Annexe A .....</b>	<b>60</b>
<b>Annexe B .....</b>	<b>63</b>
<b>Annexe C .....</b>	<b>64</b>

## LISTE DES TABLEAUX

<b>Tableau 4.1</b> Caractéristique technique de la turbine à gaz MS5002C [20] .....	34
<b>Tableau 4.2</b> Validation du calcul énergétique avec les données du constructeur .....	35
<b>Tableau 4.3</b> Données thermodynamique de la Réf [21] .....	35
<b>Tableau 4.4</b> Validation du calcul exergetique avec Réf [21] .....	36
<b>Tableau 4.5</b> Validation du calcul exergo-économique avec Réf. [26] .....	36
<b>Tableau 4.6</b> Paramètres thermodynamiques aux quatre coins du cycle de la turbine à gaz .	37
<b>Tableau 4.7</b> Performances énergétiques de la turbine à gaz .....	38
<b>Tableau 4.8</b> Exergie aux différents points du cycle de la turbine à gaz .....	38
<b>Tableau 4.9</b> Résultats exergetique existant de chaque composant .....	38
<b>Tableau 4.10</b> Coûts spécifiques ( $c_i$ ) et exergetique ( $\dot{C}_i$ ) au niveau des équipements .....	40
<b>Tableau 4.11</b> Résultats de l'étude exergo-économique .....	40

## LISTE DES FIGURES

<b>Figure 2.1</b> Méthode d'appellation des TAG .....	11
<b>Figure 2.2</b> Organes caractérisant une turbine à gaz [2] .....	12
<b>Figure 2.3</b> Sections principaux de la turbine à gaz .....	13
<b>Figure 2.4</b> Turbine à gaz à un seul arbre .....	14
<b>Figure 2.5</b> Turbine à gaz bi-arbre .....	15
<b>Figure 2.6</b> Turbines type « aviation » .....	15
<b>Figure 2.7</b> Cycle de Brayton avec la régénération .....	16

<b>Figure 3.1</b> Schéma simplifié de la turbine à gaz étudiée .....	20
<b>Figure 3.2</b> Cycle réel de la turbine à gaz dans le diagramme (T-S) .....	20
<b>Figure 3.3</b> Compression adiabatique de l'air dans le compresseur .....	21
<b>Figure 3.4</b> Les énergies à l'entrée et sortie de la chambre de combustion .....	23
<b>Figure 3.5</b> Détente isentropique et réelle des gaz brûlés dans la turbine .....	24
<b>Figure 3.6</b> Schéma simplifié d'un système ouvert .....	26
<b>Figure 3.7</b> L'illustration des points d'entrées et sorties des flux exergetiques .....	30
<b>Figure 4.1</b> Cycle thermodynamique réel de la turbine à gaz dans diagramme (T-S).....	37
<b>Figure 4.2</b> Exergie d'entrée et de sortie, exergie détruite, et le rendement exergetique de chaque composant de la TAG.....	39
<b>Figure 4.3</b> Diagramme de Grassmann de la turbine à gaz.....	39
<b>Figure 4.4</b> Puissance en fonction de la température ambiante.....	41
<b>Figure 4.5</b> Rendement thermique global en fonction de la température ambiante.....	42
<b>Figure 4.6</b> Taux d'exergie détruite en fonction de $T_1$ .....	43
<b>Figure 4.7</b> Rendement exergetique global en fonction de la température ambiante.....	43
<b>Figure 4.8</b> Variation des puissances en fonction du rapport de pression.....	44
<b>Figure 4.9</b> Rendement thermique du cycle en fonction du rapport de pression ( $\tau$ ).....	45
<b>Figure 4.10</b> Taux d'exergie détruite en fonction du rapport de pression.....	45
<b>Figure 4.11</b> Rendement exergetique du cycle en fonction du rapport de pression.....	46
<b>Figure 4.12</b> Taux des coûts d'investissement des équipements de la turbine à gaz en fonction	

du rapport de pression.....	47
<b>Figure 4.13</b> Taux des coûts de destruction exergetique en fonction du rapport de pression.	47
<b>Figure 4.14</b> Facteur exergo-économique dans chacun des organes de la turbine à gaz.....	48
<b>Figure 4.15</b> Variation des puissances en fonction de $T_3$ .....	49
<b>Figure 4.16</b> Rendement thermique global en fonction de $T_3$ .....	49
<b>Figure 4.17</b> Variation du Taux d'exergie détruite en fonction de $T_3$ .....	50
<b>Figure 4.18</b> Rendement exergetique global en fonction de $T_3$ .....	50
<b>Figure 4.19</b> Taux des coûts d'investissement en fonction de $T_3$ .....	51
<b>Figure 4.20</b> Taux de coût de destruction exergetique en fonction de $T_3$ .....	52
<b>Figure 4.21</b> Facteur exergo-économique en fonction de $T_3$ .....	52

## NOMENCLATURE

<b>Variables</b>	<b>Désignations</b>	<b>Unités</b>
$c$	Coût spécifique	[\$/GJ]
CRF	Facteur de récupération du capital	[-]
$\dot{C}$	Taux de coût exégétique	[\$/h]
$\dot{C}_D$	Taux de coût de destruction d'exergie	[\$/h]
CSF	Coût spécifique du fioul	[kg/KWh]
$c_{f,k}$	Le coût spécifique de source de la turbine de détente	[\$/GJ]
$e_f$	Exergie spécifique	[kJ/kg]
$\dot{E}_x$	Taux d'exergie	[kWatt]
$f$	Facteur exergo-économique	[%]
$G_E^0$	L'énergie libre de Gibbs	[kJ/mol]
$h$	Enthalpie spécifique	[kJ/kg]
$m$	Masse	[kg]
$\dot{m}$	Débit massique	[kg/s]
$M$	Masse molaire	[kg/kmol]
$P$	Pression	[bar]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[kJ/kg]
$Q$	Quantité de chaleur	[kJ]
$\dot{Q}$	Puissance calorifique	[kWatt]
$s$	Entropie spécifique	[kJ/kg. K]
$t$	Temps	[s]
$T$	Température	[°C] ou [K]
$W$	Travail	[kJ]
$\dot{W}$	Puissance mécanique	[kWatt]
$\dot{Z}_k$	Taux de coût d'investissement	[\$/h]
$Z_k$	Coût d'achat	[\$]
<b>Variables grecs</b>	<b>Désignations</b>	<b>Unités</b>
$\eta$	Rendement	[-]
$\tau$	Taux de Compression	[-]

$w$	Fraction massique	[-]
$x$	Faction molaire	[-]
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi$	Humidité relative	[%]

**Indices et exposants**

**Désignations**

0	État de l'environnement
1, 2, 3, 4	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz
AD	Admission
a	Air ambiant
C	Compresseur Axial
CC	Chambre de Combustion
ch	Chimique
D	Détruite
en	Entrante
EC	Echappement
GN	Fioul
Inter	Intermédiaire
is	Isentropique
Max	Valeur maximale
o	Ouvert
opt	Optimale
sort	Sortie
Ph	Physique
r	Réel
Sys	Système
t	Turbine de Détente
th	Théorique
Tot	Totale

<b>Abréviations</b>	<b>Désignations</b>
BP	Basse Pression
FAR	Rapport massique Fioul-Air
GE	General Electric
GNL	Gaz de Naturel Liquéfié
HP	Haute Pression
ISO	L'Organisation Internationale de Normalisation
MCFC	Piles à combustible à carbonate fondu ( Molten-carbonate fuel cell)
MP	Moyenne pression
NP	Nuovo Pignone
TAG	Turbine à gaz
TBP	Turbine Basse Pression
THP	Turbine Haute Pression
TET	Température d'entrée dans la turbine

# **CHAPITRE 1 :**

# **INTRODUCTION GÉNÉRALE**

## 1.1 Introduction

Le contexte énergétique mondial caractérisé, d'une part, par une demande croissante des pays émergents et d'une autre part, par la raréfaction, de plus en plus prononcée, des énergies fossiles fait qu'il soit la priorité absolue de toute vision stratégique efficacement établie. La sécurité énergétique demeure, de nos jours, un enjeu majeur qui domine les relations internationales et les changements géostratégiques auxquels notre pays doit faire face.

L'Algérie se trouve en face de grandes mutations industrielles qui accompagnent les changements socioéconomiques. Les besoins énergétiques se voient alors extrêmement augmentés, et par conséquent les capacités de productions considérablement sollicitées. Les réserves importantes de l'Algérie en gaz naturel font de lui un hydrocarbure d'avenir, d'où les efforts colossaux déployés afin de développer au mieux cette activité.

Dans notre pays, les turbines à gaz jouent un rôle important dans le développement et le renforcement des capacités énergétiques. Elles sont utilisées dans la production de l'énergie électrique, dans le domaine de transport et de la réinjection du gaz, ce qui donne à la turbine à gaz une importance dans l'économie nationale.

La turbine à gaz est une machine thermique motrice qui permet de convertir l'énergie thermique du fluide qui la traverse en énergie mécanique. Elle est considérée comme l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires. En effet, ce type de machines a permis d'atteindre des niveaux de puissance élevés. La turbine à gaz présente dans différents domaines de production d'électricité, de propulsion aéronautique, dans l'industrie pétrolière et gazière et la pétrochimie...etc.

Malgré les avantages de ces turbines à gaz, par rapport aux autres machines thermiques (moteurs à combustion interne), des inconvénients liés aux conditions climatiques instables affectent ces turbines et réduisent leurs efficacités. Parmi ces facteurs, on compte, l'humidité relative de l'air ambiant et sa température. En effet, lorsque la température augmente, par exemple, la masse volumique de l'air diminue entraînant une diminution du débit massique d'air aspiré par le compresseur, ce qui réduit la puissance développée par la turbine.

L'évolution des turbines à gaz a connu des développements remarquables afin d'améliorer leurs performances énergétiques et exergétiques, de réduire les coûts des irréversibles des systèmes et leurs émissions de CO<sub>2</sub> vers l'environnement. Ces performances étaient trop faibles et inférieures à 20% au milieu du XXe siècle, et de nos jours, elles atteignent des valeurs élevées de 40%, ce qui représentent des améliorations assez importantes.

L'analyse exergo-économique est une technique qui combine la thermodynamique des processus irréversibles et l'analyse économique pour optimiser les systèmes énergétiques. Elle utilise le concept d'exergie, qui mesure la qualité et le potentiel d'une forme d'énergie à produire du travail utile. L'analyse exergo-économique permet de quantifier les pertes et les destructions d'exergie dans un système, ainsi que leur coût économique. Elle offre aussi une direction pour trouver la structure optimale du système en tenant compte de l'environnement physique et économique. C'est une méthode puissante pour améliorer l'efficacité et la rentabilité des systèmes énergétiques.

### 1.2 Objectif du travail

Au niveau du complexe SONATRACH GNL-3Z Arzew-Oran, il y a un méga train de GNL qui traite le gaz, fractionne et liquéfie le méthane. Il dispose de 9 turbines à gaz de type frame 5, 6 et 7, de General Electric ayant chacune une utilisation précise 4 GTG (destiner pour faire tourner des générateurs d'électricité) et 5 GTC (faire tourner des compresseurs).

L'objectif de notre travail est de faire une analyse exergo-économique de l'une de ces turbines (MS5002C), afin d'analyser son fonctionnement et ses performances, quantifier les pertes exergétiques et identifier les zones où des améliorations peuvent être apportées pour une meilleure utilisation des ressources énergétiques et réduction des coûts. On s'intéresse, aussi (via une étude paramétrique), à l'analyse de l'impact de certains paramètres thermodynamiques (ex : la température ambiante, la température à l'entrée de la turbine et le rapport de pression) sur les performances thermiques et exergétiques de la turbine.

Pour réaliser cette étude, nous avons élaboré un code de calcul écrit en langage MATLAB que nous avons couplé à la base de données thermodynamique (NIST- REFPROP), afin de couvrir toute la gamme des variables prises en considération dans ce travail. Les résultats obtenus sont présentés sous forme de graphes, générés directement par notre code de calcul.

### 1.3 Etat de l'art

**L'exergo-économie** est une méthode très puissante, utilisée pour l'optimisation des systèmes de conversion d'énergie. Elle combine de façon appropriée, au niveau des composants du système, les évaluations thermodynamiques basées sur une analyse exergétique et les principes économiques afin de fournir des informations énergétiques, exergétique et économiques. L'analyse exergo-économique réunit l'étude exergétique des systèmes et leurs analyses économiques en introduisant le concept de coût exergétique d'un flux physique

comme l'exergie nécessaire pour produire ce flux.

Plusieurs recherches visent l'étude et l'optimisation des turbines à gaz. Voici un résumé des principales études :

- **Khosravi et al. [1]** ont conçu une technique de structure et d'optimisation de cycle de Rankine organique utilisant les rejets thermiques d'une turbine à gaz, en sélectionnant le meilleur fluide de travail en fonction des propriétés thermodynamiques et environnementales.
- **Wang et al. [2]** ont réalisé une étude énergétique, exergetique, exergo-économique et environnementale pour un cycle de turbine à gaz en mode de tri génération hybride, en intégrant l'énergie solaire pour la production d'électricité, de froid et d'eau chaude.
- **Da Silva et al. [3]** ont effectué une analyse exergo-économique d'un cycle combiné de turbine à vapeur utilisant la récupération de chaleur utile des piles à combustible à carbonate fondu (MCFC) fonctionnant comme fluide de travail dans un cycle de Rankine.
- **Feng et al. [4]** ont réalisé une étude d'optimisation exergo-économique d'une centrale de cogénération à turbine à gaz, prenant en compte les pertes calorifiques et les irréversibilités de l'installation.
- **Y. Chen et al. [5]** ont mené une étude paramétrique d'optimisation exergo-économique d'un système hybride turbine à gaz-pile à combustible, en évaluant l'impact de plusieurs paramètres sur les performances exergo-économiques. Une optimisation multi-objectif a été effectuée pour maximiser l'efficacité exergetique et minimiser le coût de l'électricité.
- **Liu and He [6]** ont réalisé une étude d'optimisation exergo-économique d'un réacteur de turbine à gaz à hélium avec un nouveau cycle de Rankine organique pour améliorer les performances et la rentabilité.
- **Wang et al. [7]** ont effectué une étude exergo-économique d'un nouveau système de tri génération combinant le cycle de Baryton, le cycle de Rankine organique supercritique au CO<sub>2</sub> (SCO<sub>2</sub>) et le cycle frigorifique à absorption.
- **Ghorbani et al. [8]** ont réalisé une analyse exergo-économique et exergo-environnementale d'un système hybride composé d'une pile à combustible, d'une turbine à gaz et d'un cycle de Rankine organique, en utilisant MATLAB comme langage de programmation.
- **Ebrahimi-Moghadam et al.[9]** ont effectué une évaluation exergo-économique et exergo-environnementale d'un système de tri génération basé sur les cycles de turbine à gaz.

- **Kalina, Sun et al. [10]** ont réalisé une étude énergétique, exergetique et exergo-économique en combinant le cycle de turbine à gaz avec le S-CO<sub>2</sub> pour la récupération de la chaleur perdue.
- **Fang et al. [11]** ont mené une étude similaire sur un système combiné de réfrigération, chauffage et production d'électricité basé sur les cycles de Rankine organiques et de Kalina en utilisant l'énergie froide du gaz naturel.
- **Chan et al. [12]** ont réalisé une analyse exergo-économique et une optimisation du cycle d'Allam en utilisant l'exergie froide du gaz naturel liquéfié.
- **Zoghi et al. [13]** ont effectué des analyses exergo-économiques et environnementales d'un nouveau système hybride de tri génération combinant la tour solaire avec le cycle turbine à gaz et le cycle de fond d'air, en récupérant la chaleur résiduelle pour le refroidissement et le chauffage.
- **Marandi et al. [14]** ont comparé plusieurs nouveaux systèmes combinés basés sur des piles à combustible et des cycles de Rankine organiques, en tenant compte de la récupération de la chaleur résiduelle.
- **Rashed et Afrand [15]** ont réalisé une étude d'optimisation exergo-économique multicritères pour un cycle combiné turbine à gaz-CO<sub>2</sub> alimenté par du biogaz, en utilisant la récupération des rejets thermiques pour le refroidissement de l'air à l'aspiration du compresseur.
- **Sun et al. [16]** ont effectué une analyse thermodynamique et exergo-économique d'un système combiné utilisant un cycle de Rankine organique et deux cycles supercritiques au CO<sub>2</sub>, en utilisant la chaleur résiduelle de la turbine à gaz.
- **Uysal et al. [17]** ont utilisé une approche exergo-économique basée sur la structure productive modifiée (MOPSA) pour analyser un cycle de turbine à gaz, en évaluant l'efficacité thermique, l'efficacité exergetique et le coût de production unitaire.

Ces études ont contribué à l'amélioration des performances des turbines à gaz en prenant en compte l'efficacité exergetique, les coûts et la récupération de la chaleur résiduelle.

Cette étude bibliographique montre l'intérêt que présente l'analyse exergo-économique à retrouver la structure et les paramètres de fonctionnement optimaux qui répondent aux critères et aux normes ayant un impact sur l'environnement.

L'analyse exergo-économique offre des pistes d'études et des raisonnements supplémentaires qui ne sont pas disponible en se limitant à une analyse énergétique classique. L'objectif d'une optimisation exergo-économique d'un système est de réduire le coût global du

système, malgré la présence des contraintes imposées par le fonctionnement et de la maintenance exergétique locaux et/ou globaux.

### 1.4 Présentation du complexe GNL3Z

Le Projet GNL/3Z fait partie d'une série de projets de gaz intégrés, de plus grande envergure, créés par SONATRACH en Algérie et développé pour l'exploitation des réserves de gaz situés dans le bassin Berkine au Sahara et la construction d'un système de gazoduc et d'une nouvelle usine de GPL dans la zone industrielle portuaire El Djedid à Arzew.

L'usine GNL/3Z est une installation composée d'un méga train du GNL et toutes les infrastructures nécessaires y compris les utilités, les stockages et les chargements des navires. Le procédé de l'installation de liquéfaction du GNL/3Z consiste à :

- Traiter le flux du gaz d'entrée, le fractionner en méthane, éthane, propane, butane et gazoline.
- Liquéfier le méthane et l'exporter vers les marchés internationaux.
- Liquéfier et exporter les composants plus lourds, comme le GPL et la gazoline, dont la valeur ajoutée est plus élevée.

Le gaz naturel liquéfié (GNL) est devenue un facteur essentiel de la promotion de l'industrie gazière dans le monde, notamment l'Algérie qui s'est développée dans ce domaine. Le complexe GL3/Z est considéré comme le méga train d'Arzew en matière de transport de GNL. Il dispose de plusieurs unités de traitement du gaz naturel, de séparation et de production des sous-produits. Opérationnel depuis 14 juin 2014, ce complexe dispose d'une capacité annuelle de 4.700.000 de tonnes de GNL ainsi que d'autres produits (propane, butane et gazoline). Le complexe GL3/Z joue un rôle important dans l'économie pétrolière internationale.

Le train compte plusieurs unités qui utilisent des turbines à gaz. Celle qui a fait l'objet de cette étude se trouve dans l'unité 11 : unité de conditionnement du gaz d'alimentation.

Les objectifs principaux de l'unité de traitement du gaz d'alimentation sont :

- Maintenir une pression constante à l'entrée du train de procédé à l'aide d'une station de détente dédiée qui aplanit les fluctuations de pression du pipeline.
- Augmenter la pression du gaz naturel à 69.1 bars à l'aide d'une station de compression, dans le but de faciliter l'absorption des gaz acides et la récupération du Gaz Naturel Liquéfié (LGN) (c'est là où se trouve notre turbine étudiée.)
- Réduire la teneur en mercure du gaz d'alimentation à l'aide d'un lit d'adsorption, afin d'éviter d'endommager les équipements en aluminium en aval.

### 1.5 Organisation du mémoire

Pour réaliser notre étude, le mémoire est subdivisé en cinq chapitres, à savoir :

- Une introduction générale et un état de l'art des différents travaux réalisés dans le domaine, en premier chapitre.
- Le deuxième chapitre présente des généralités sur les turbines à gaz et explique leurs principes de fonctionnement, leurs classifications, leurs domaines d'application et leurs avantages et inconvénients.
- Le troisième chapitre s'intéresse à la modélisation mathématique de l'étude énergétique, exergetique et exergo-économique d'une turbine à gaz.
- Le quatrième chapitre regroupe l'interprétation des résultats obtenus à partir des données de fonctionnement de la turbine, récupérés sur site. Afin de montrer l'effet de certains paramètres thermodynamiques sur les performances de la turbine, une étude paramétrique est également présentée dans ce chapitre.
- Pour finir, une conclusion générale et perspectives seront présentées.

# **CHAPITRE 2 : GÉNÉRALITÉS SUR LES TURBINES À GAZ**

### 2.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter un bref historique des turbines à gaz, leurs classifications, les principaux d'organes qui les composent, leurs principes de fonctionnement et quelques domaines d'application. Enfin, un comparatif entre les avantages et les inconvénients.

### 2.2 Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, considérée comme un système autosuffisant. Elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est à la fin transmise à une machine réceptrice (alternateurs, pompes centrifuges, compresseurs de gaz...etc.), qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique.

Comparées aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité : c'est une machine à écoulement continu, qui ne comporte pas de variations périodiques de l'état de fluide. La turbine à gaz est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide.

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les bonnes performances des turbines à gaz font d'elles un moyen très sollicité pour l'entraînement des charges mécaniques. Elles sont notamment répandues dans l'industrie des hydrocarbures, la production de poussée et la production de l'énergie électrique.

### 2.3 Historique de la turbine à gaz

Parmi les précurseurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à

piston. Ces inventions ont, en effet, permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, à l'instar du cycle thermodynamique de la turbine à gaz dont certains cycles portent encore les noms de leurs inventeurs à savoir cycle de Joule, cycle d'Ericsson. Nous présentons dans ce qui suit une évolution chronologique de la turbine à gaz [1] :

- **1791** : Premiers brevets de turbine à gaz de John Barber, Angleterre
- **1900/1904** : Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze
- **1905** : Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth
- **1906/1908** : Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Dr. Holzwarth
- **1909-1910** : Première turbine à gaz employée industriellement en Allemagne
- **1928** : BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée
- **1933** : Mise en opération de la première turbine Holzwarthde BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.
- **1934** : Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs /turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939
- **1937** : Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe : 2000 Kw
- **1937** : Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple
- **1939** : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel.

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40 ; elles ont été généralement employées dans les chemins de fer et avait l'avantage de brûler du combustible liquide, même à faible qualité (à cause de la limitation des procédés de raffinage). La turbine MS3001 construite par GE, ayant une puissance de 4500 HP (3355,65 KW), a été spécifiquement employée pour le service locomoteur.

Les progrès réalisés sur le plan métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en termes de puissance, de rendement et de longévité. On peut distinguer trois générations, basées sur les intervalles de la température maximale (en °C) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine :

- 1e génération :  $760 < T_{max} < 950$
- 2e génération :  $955 < T_{max} < 1124$
- 3e génération :  $1149 < T_{max} < 1288$

La température entrée turbine est un paramètre déterminant dans l'amélioration des performances d'une turbine à gaz. L'augmentation des limites de ce paramètre a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures à 20 % dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40 % (turbine LM6000)

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation, production d'électricité, application industrielle. La turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesel, et cette évolution est loin d'être terminée, car depuis le début du développement historique de la technologie de cette dernière, les ingénieurs ont toujours cherché à atteindre des rendements de cycle supérieurs. En conséquence, de nombreux progrès technologiques, comme le développement de matériaux à haute résistance, avec des revêtements à haute température, les méthodes de refroidissement des aubes, des dessins d'aubes et modifications du cycle ont été faits.

### 2.4 Caractérisations des organes de la turbine à gaz

#### 2.4.1 Appellation des turbines à gaz selon GE (General Electric)

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme :

MS X XX X Exemple : MS5002B, MS5002C et MS9002C... etc.

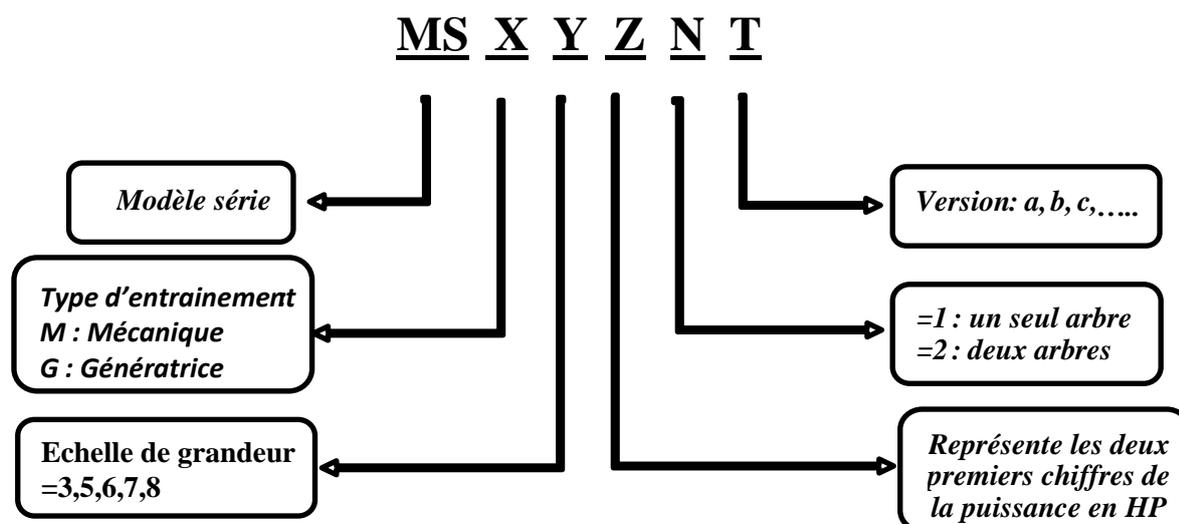


Figure 2.1 : Méthode d'appellation des TAG

### 2.4.2 Les principaux éléments de la turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et répandue, Une turbine à gaz est constituée de trois éléments principaux [Fig. 2.2] :

- Compresseur : Aspire l'air et le comprime
- Chambre de combustion : dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- Turbine : généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion

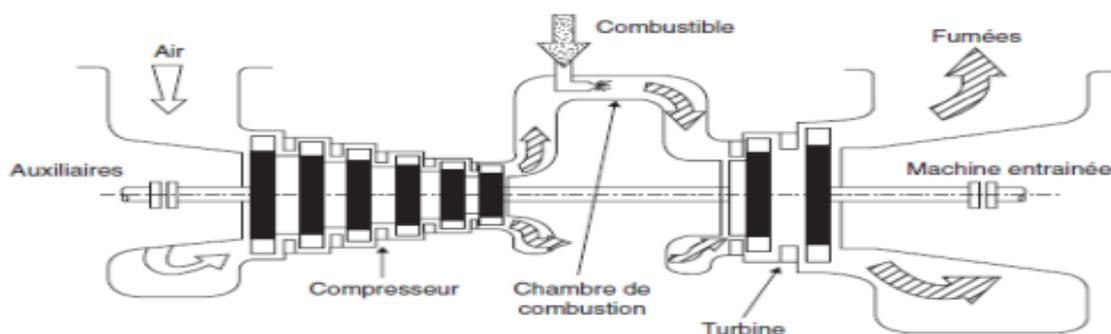


Figure 2.2 : Organes caractérisant une turbine à gaz [2]

### 2.4.3 Technologie des turbines à gaz

Les particularités technologiques de la turbine à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente (de 800 à plus de 1300°C selon les types). Cela pose des problèmes de tenue au fluage, à la fatigue, à la corrosion des aubages en particulier. Un éventuel filtrage insuffisant de l'air aspiré par le compresseur ajouterait de l'érosion comme contrainte supplémentaire.

Les turbines à gaz sont caractérisées par la haute qualité des matériaux utilisés, ils présentent l'avantage d'être des matériaux réfractaires à base de nickel ou cobalt additionné de chrome. Les ailettes obtenues par coulage à solidification orientée ou à coulage monocristal. Cela constitue une partie des solutions apportées pour y remédier aux éventuelles anomalies qui peuvent être générées par la contrainte thermique due à la température élevée des gaz à l'entrée turbine. Une autre solution consiste à faire dévier une partie du débit d'air (10 à 15%) sortant du compresseur (qui est à température largement inférieure à celle entrée turbine) pour

refroidir les ailettes par l'intérieur et pour obtenir un mince film d'air « frais » entre l'ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température des gaz atteignant la turbine haute pression.

### 2.5 Principe de fonctionnement

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. Son principe consiste à soumettre un certain débit d'air, successivement à une compression, une combustion et une détente. Le rotor de la turbine HP (haute pression) atteint 20% de sa vitesse grâce au moteur de lancement électrique. L'air aspiré par le compresseur à multiples étages est comprimé à partir de la pression atmosphérique jusqu'à 10 à 15 bars.

À la sortie du compresseur, une partie de l'air comprimé passe dans la chambre de combustion, où sa température sera augmentée par combustion. Les gaz brûlés chaud ( $T \cong 966^\circ\text{C}$ ) à la sortie de la chambre de combustion, se dirigent ensuite vers la turbine où ils se détendent jusqu'à la pression atmosphérique. Une partie de l'énergie calorifique des gaz brûlés transformée en énergie mécanique, dans la turbine HP, sert à comprimer l'air dans le compresseur. [2]

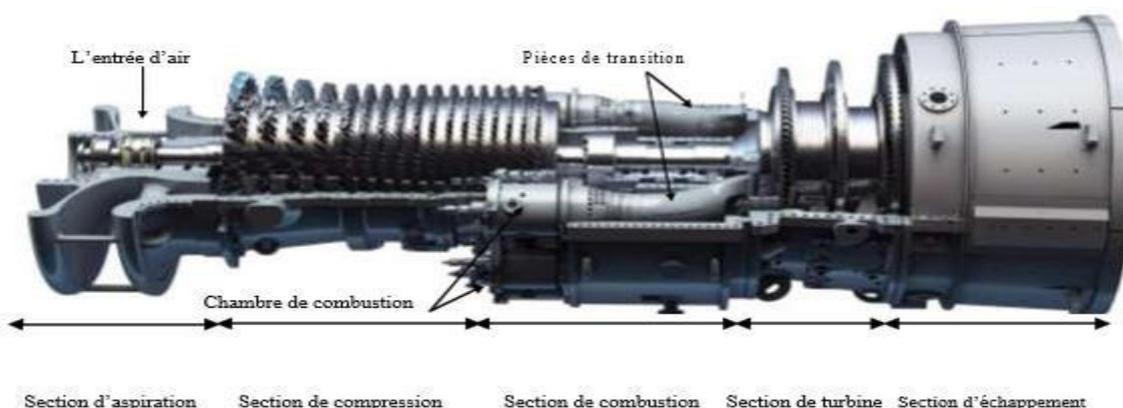


Figure 2.3 : Sections principaux de la turbine à gaz

### 2.6 Classification des turbines à gaz

#### 2.6.1 Mode de construction

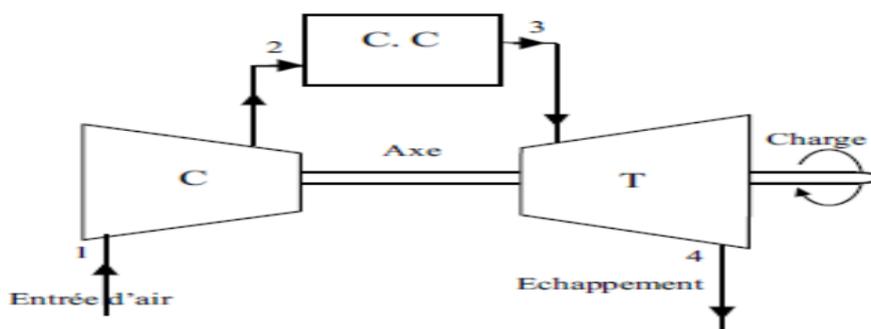
Les turbines industrielles sont des machines lourdes et assez rustiques dont l'objectif principale est la longévité. Ce critère conduit à l'utilisation de paramètres de fonctionnement peu sévères [2] :

## CHAPITRE 2 : GÉNÉRALITÉS SUR LES TURBINES À GAZ

- Taux de compression en général compris entre 6 et 8.
- Température d'entrée turbine limitée environ à 950°C et à des rendements moyens de l'ordre de 25 à 30%.

En conséquence, les révisions n'ont lieu que toutes les 20 000 ou 30 000 heures. Il y'a lieu de noter que la durée de l'arrêt, lors de la révision, varie de 3 semaines a 1 mois. Cette révision se fait sur site.

- Turbine mono-arbre : Dans ce type de turbine à gaz, le compresseur d'air, les turbines de détente et la machine réceptrice entraînée sont placés sur le même arbre. Cette configuration a l'avantage d'être simple mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine a deux arbres. De plus le moteur de lancement doit entrainer l'ensemble de la ligne d'arbre. La turbine à un arbre est le plus souvent utilisée pour l'entraînement d'alternateur dont la vitesse de rotation est constante et qui, de plus, ne se charge pas lors de la montée en vitesse.



**Figure 2.4 :** Turbine à gaz à un seul arbre

- Turbine a deux arbres : Dans ce cas, la turbine de détente est décomposée en deux parties :
  - La turbine HP qui entraine uniquement le compresseur d'air par l'intermédiaire d'un arbre
  - La turbine BP qui assure l'apport d'énergie mécanique à la machine entraînée

La première ligne d'arbre constitue la génération de gaz chaud utilisé dans la dixième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique. La turbine a bi-arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine mono-arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement. Elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une

large plage de vitesse. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre.

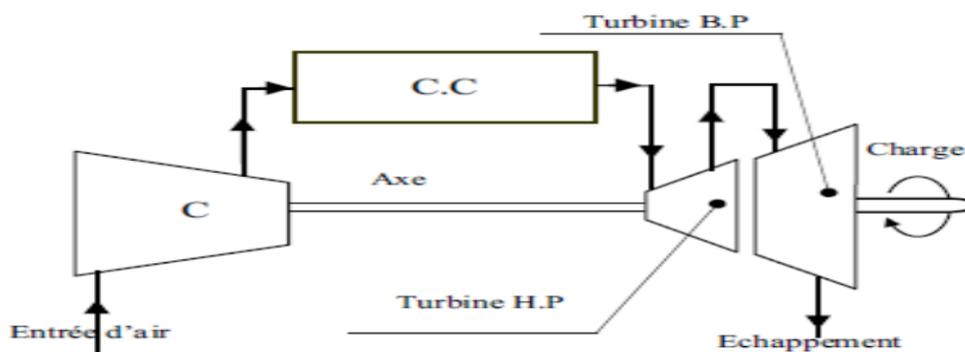


Figure 2.5 : Turbine à gaz bi-arbre

Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique ; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère (Turbines type aviation).

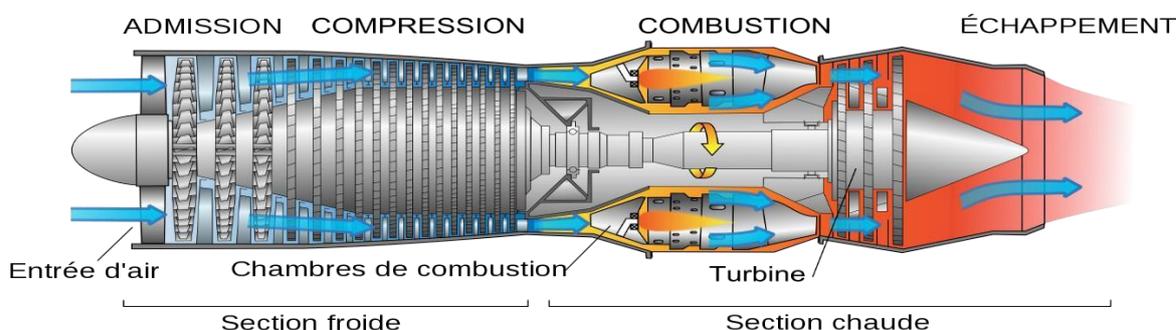


Figure 2.6 : Turbines type « aviation »

### 2.6.2 Mode de travail

On distingue deux types de turbine :

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



### 2.7 Domaines d'applications

Les turbines à gaz sont utilisées dans de nombreuses applications, notamment dans la production d'électricité, la propulsion d'aéronefs, la production d'énergie mécanique. Voici quelques-uns des domaines d'application les plus courants :

- Production d'électricité : Les turbines à gaz sont souvent utilisées pour produire de l'électricité dans les centrales électriques. Dans ce contexte, la turbine est connectée à un alternateur qui convertit l'énergie mécanique de la turbine en électricité.
- Propulsion d'aéronefs : Les turbines à gaz sont utilisées comme moteurs pour propulser les avions commerciaux, les hélicoptères, les avions militaires et les avions privés. Dans ce cas, la turbine est souvent appelée « turboréacteur » ou « turbopropulseur ».
- Production d'énergie mécanique : Les turbines à gaz sont également utilisées pour produire de l'énergie mécanique, qui peut être utilisée pour faire tourner des équipements industriels tels que des compresseurs ou des pompes (dans le domaine des hydrocarbures, par exemple).

En résumé, les turbines à gaz sont utilisées dans une grande variété de domaines, où leur capacité à produire de l'énergie mécanique ou électrique avec une grande efficacité en fait une solution adaptée pour de nombreuses applications.

### 2.8 Avantages et inconvénients

Les turbines à gaz comme toute autre machine ou installation industrielles présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

- Avantages :
  - Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait être logé
  - A l'exception du démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue
  - Démarrage facile même à grand froid
  - Diversité de combustible pour le fonctionnement
  - Possibilité de fonctionnement à faible charge

- Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000 KW, le prix d'installation est supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel, à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

### 2.9 Conclusion

Dans ce chapitre, un historique, des généralités concernant les turbines à gaz ont été présentées. Une description fonctionnelle, une classification, une caractérisation des organes ont été détaillées ainsi que les avantages et les inconvénients.

**CHAPITRE 3 :**  
**MODELISATION**  
**THERMODYNAMIQUE ET**  
**EXERGO-ECONOMIQUE**

### 3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter la modélisation thermodynamique, exergetique et exergo-économique d'une turbine à gaz. A partir des données du problème et des bilans d'énergie, établis pour les différents organes qui compose notre turbine à gaz, on détermine les paramètres (T, P, h, s ...etc.) en tout point du cycle, les pertes exergetiques ainsi que les performances thermodynamiques (puissance, rendement, ...etc.) de l'installation (TAG).

### 3.2 Modélisation thermodynamique de la turbine

La turbine à gaz (Fig. 3.1) considérée dans ce travail fonctionne selon le cycle réel simple de Joule-Brayton (Fig. 3.2). Le cycle réel (1-2a-3a-4a) s'écarte du celui idéal(1-2s-3-4s) tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement.

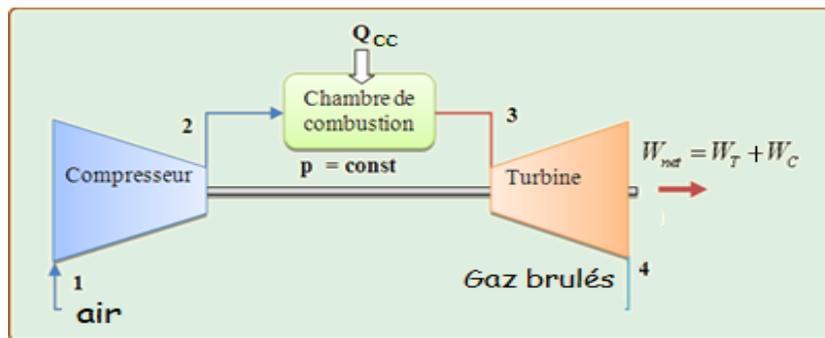


Figure3.1 : Schéma simplifié de la turbine à gaz étudiée

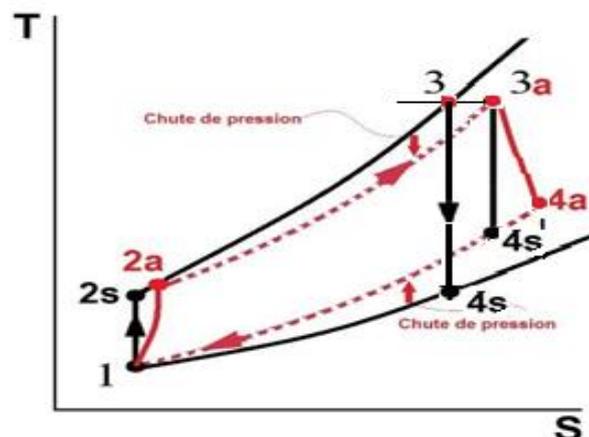


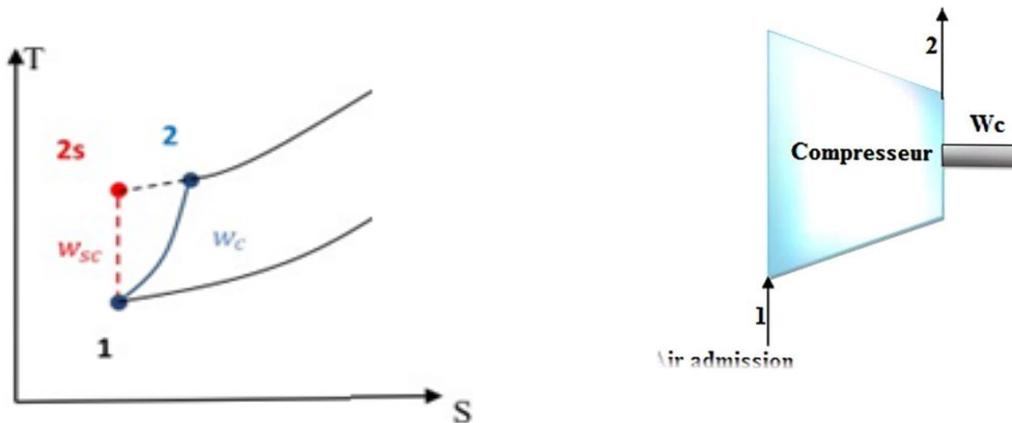
Figure3.2 : Cycle réel de la turbine à gaz dans le diagramme (T-S)

Selon la **figure 3.2**, les différentes transformations thermodynamiques qui composent le cycle réel de la turbine sont :

- a) 1 -2a : Compression adiabatique de l'air
- b) 2a - 3a : Apport de chaleur par combustion
- c) 3a - 4a : Détente adiabatique des gaz brulés dans la turbine
- d) 4a- 1 : Refroidissement des gaz de combustion dans l'atmosphère

### 3.2.1 Bilan énergétique du cycle

#### a- Compresseur



**Figure 3.3** : Compression adiabatique de l'air dans le compresseur

L'air à l'entrée du compresseur est à la température  $T_1 = T_0$  (température ambiante) et à la pression  $P_1$ . Lorsqu'il sort du compresseur, ses paramètres thermodynamiques dépendent du taux de compression ( $\tau$ ), du rendement isentropique de compresseur ( $\eta_{is}^c$ ), et du débit d'air aspiré  $\dot{m}_{air}$ . Ces paramètres se calculent à partir des formules suivantes :

- *La pression  $P_1$  à l'entrée du compresseur*

En tenant compte des pertes de pression de l'air à l'admission ( $\Delta P_{ad}$ ), la pression  $P_1$  est donnée par :

$$P_1 = P_a - \Delta P_{AD} \quad (3.1)$$

- *La pression  $P_2$  à la sortie du compresseur*

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \implies P_2 = \tau \times P_1 \quad (3.2)$$

- *La température  $T_2$  à la sortie du compresseur*

Comme la pression à l'entrée du compresseur est connue ( $P_1$ ), l'enthalpie ( $h_1$ ) et l'entropie ( $s_1$ ) spécifiques sont calculées d'après des fonctions incorporées dans notre code de calcul (en MATLAB) via la base de données REFPROP (voir **annexe A**). Cette dernière permet

de remonter à n'importe quelle variable thermodynamique ( $T, P, h, s...etc.$ ) à partir de deux variables thermodynamiques indépendantes seulement. `

$$[h_1, s_1] = f(T_1, P_1) \quad (3.3)$$

L'enthalpie ( $h_{2s}$ ) à la fin de la compression isentropique (point 2s, Fig.3.3), est calculée à partir de la pression ( $P_2$ ) et de l'entropie de l'air à la sortie du compresseur ( $s_{2s} = s_1$ ). Donc, ayant  $P_2$  et  $s_{2s} = s_1$ , on aura :

$$h_{2s} = f(P_2, s_{2s}) \quad (3.4)$$

À partir du rendement isentropique du compresseur ( $\eta_{is}^c$ ), donné par la formule suivante :

$$\eta_{is}^c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.5)$$

On obtient l'enthalpie à la sortie réelle (point 2) du compresseur, telle que :

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1)/\eta_{is}^c \quad (3.6)$$

Ayant  $h_2$  et  $P_2$ , la température  $T_2$  et l'entropie  $s_2$ , à la sortie réelle de la compression, sont données par les fonctions du logiciel (REPROP) :

$$[T_2, s_2] = f(P_2, h_2) \quad (3.7)$$

- *La puissance mécanique du compresseur*

La puissance mécanique nécessaire à la compression de l'air est donnée par le bilan énergétique (1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique) suivant :

$$\dot{W}^c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (3.8)$$

**b- Chambre de combustion**

Les paramètres thermodynamiques de l'air à l'entrée de la chambre de combustion sont les mêmes que ceux de l'air à la sortie du compresseur.

- *La pression  $P_3$  à la sortie de la chambre de combustion*

En tenant compte des pertes de pression ( $\Delta P_{cc}$ ) dans la chambre de combustion, la pression  $P_3$  est donnée par :

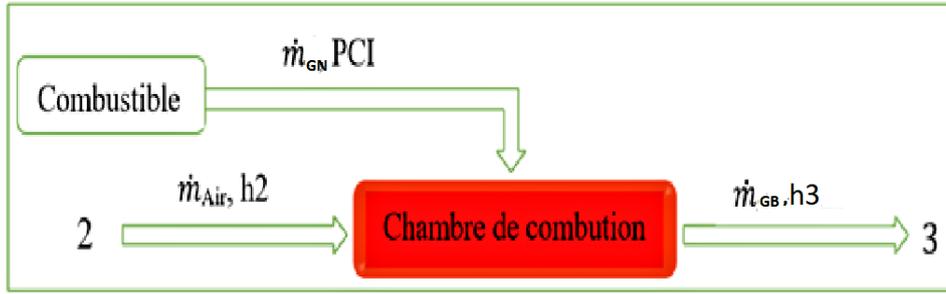
$$P_3 = P_2 - (\Delta P_{cc}) \quad (3.9)$$

- *L'enthalpie et l'entropie à la sortie de la chambre de combustion*

À partir de  $T_3, P_3$ , et la composition de notre fumées (voir annexe A), l'enthalpie et l'entropie à la sortie réelle de la chambre de combustion sont données par les fonctions du logiciel :

$$[h_3, s_3] = f(T_3, P_3) \quad (3.10)$$

- Débits massiques du gaz naturel et gaz brûlés



**Figure 3.4** : Les énergies à l'entrée et sortie de la chambre de combustion

Le bilan énergétique de la chambre de combustion (Fig. 3.4) permet de calculer le débit massique du gaz naturel ( $\dot{m}_{GN}$ ) et ce lui des gaz brûlés ( $\dot{m}_{GB}$ ) à la sortie de la chambre :

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_{GN} PCI \eta^{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{GN}) h_3 \quad (3.11)$$

Comme la pression ( $P_3$ ) et la température ( $T_3$ ), à la sortie de la turbine, sont maintenant connues, l'enthalpie  $h_3$  est connue (REFPROP, **Annexe A**).

A partir de la relation (3.11), le débit du gaz naturel est égal à :

$$\dot{m}_{GN} = \dot{m}_a \left( \frac{h_3 - h_2}{PCI \cdot \eta^{cc} - h_3} \right) \quad (3.12)$$

Avec :

$$f = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_a} \quad (3.13)$$

Le débit des gaz brûlés est donné par la relation suivante qui traduit la conservation de la matière dans la chambre de combustion :

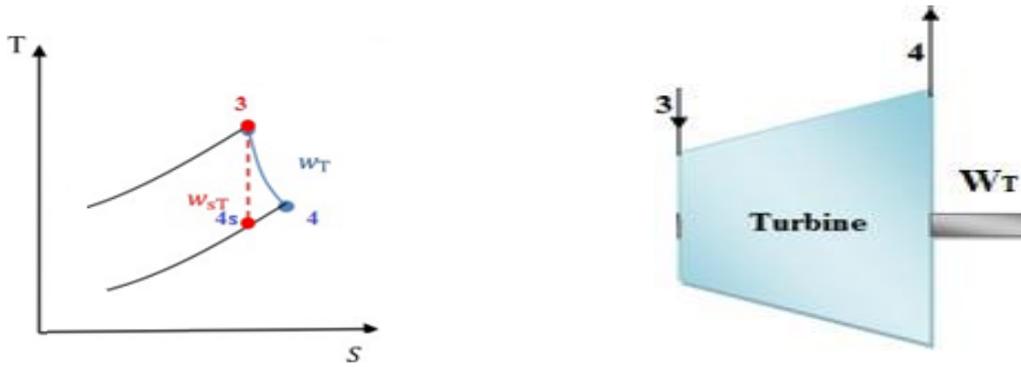
$$\dot{m}_{GB} = \dot{m}_{GN} + \dot{m}_a \quad (3.14)$$

- La puissance thermique dans la chambre de combustion

$$\dot{Q}^{cc} = \dot{m}_{GN} PCI \eta^{cc} \quad (3.15)$$

### c- Turbine

La Figure 3.5 illustre la détente isentropique (3-4s) et réelle (3-4) des gaz brûlés dans la turbine à gaz.



**Figure 3.5** : Détente isentropique et réelle des gaz brûlés dans la turbine

- *La pression  $P_4$  à l'échappement*

En tenant compte des pertes de pression des gaz brûlés à l'échappement ( $\Delta P_{EC}$ ), la pression  $P_4$  est donnée par :

$$P_4 = P_a + \Delta P_{EC} \quad (3.16)$$

- *La température  $T_4$  à l'échappement*

De la même manière que dans le compresseur, en ayant la propriétés des gaz brûlés à la sortie de la turbine ( $P_4$  et  $s_{4s} = s_3$ ), on obtient l'enthalpie  $h_{4s}$  :

$$h_{4s} = f(P_4, s_{4s}) \quad (3.17)$$

A partir du rendement isentropique de la turbine :

$$\eta_{is}^T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.18)$$

On obtient l'enthalpie à la sortie réelle (point 4) de turbine, telle que :

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4s}) \times \eta_{is}^T \quad (3.19)$$

Ayant  $h_4$  et  $P_4$ , la température et l'entropie à la sortie réelle de la turbine sont données par les fonctions du logiciel :

$$[T_4, s_4] = f(h_4, P_4) \quad (3.20)$$

- *La puissance délivrée par la turbine de détente*

Comme la détente se fait sans échange de chaleur avec le milieu extérieur, le bilan énergétique effectué sur la turbine permet d'écrire (:

$$\dot{m}_{GB} h_3 = \dot{m}_{GB} h_4 + \dot{W}^T \quad (3.21)$$

D'où :

$$\dot{W}^T = \dot{m}_{GB} (h_3 - h_4) \quad (3.22)$$

### 3.2.2 Calcul des performances du cycle

- La puissance mécanique du cycle  $\dot{W}_u^{Cy}$

$$\dot{W}_u^{Cy} = |\dot{W}^T| - |\dot{W}^C| \quad (3.23)$$

- Le rendement thermique du cycle

$$\eta_{cy} = \frac{\dot{W}_u^{Cy}}{\dot{Q}_{CC}} \quad (3.24)$$

### 3.3 Modélisation exergetique de la turbine

Faisons quelques rappels thermodynamiques avant d'estimer les pertes et les rendements exergetiques des différents éléments qui compose la turbine à gaz.

#### 3.3.1 Rappels thermodynamiques

##### a- Définition de l'exergie

L'exergie représente le travail utile maximum que fournit un système thermodynamique. Son calcul se base sur la seconde loi de la thermodynamique et elle est un outil efficace pour analyser l'utilisation rationnelle des ressources énergétiques. Pour un système

##### b- Formes d'exergies

L'exergie totale d'un système peut être divisée en quatre parties : l'exergie cinétique et potentielle (négligeables dans notre cas), l'exergie physique ( $\dot{E}x_{ph}$ ) et l'exergie chimique ( $\dot{E}x_{ch}$ ).

$$\dot{E}x_T = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (3.25)$$

- L'exergie physique : Définie comme étant la quantité de travail maximum que l'on peut obtenir lorsque l'interaction du système avec le milieu ambiant implique seulement des processus thermique et mécanique réversibles. Elle est donnée par la formule suivante

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}e_{ph} \quad (3.26)$$

$$e_{ph} = [(h - h_0) - T_0 \times (S - S_0)] \quad (3.27)$$

$\dot{E}x_{ph}$  et  $e_{ph}$ , désignent respectivement le taux d'exergie physique en MW et l'exergie spécifique massique en kJ/kg.

- L'exergie chimique : Elle est égale à la quantité du travail théorique maximum que l'on peut obtenir quand le système est porté par réaction chimique réversible de son état initial jusqu'à l'état mort avec son milieu ambiant. Dans ce cas, on écrit :

$$\dot{E}x_{ch} = \dot{m}.e_{ch} \quad (3.28)$$

$$e_{ch} = \sum_{i=1}^n x_i e_{chi} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i + G^0_E \quad (3.29)$$

Où :

$e_{ch}$  : exergie chimique spécifique total (mélange)

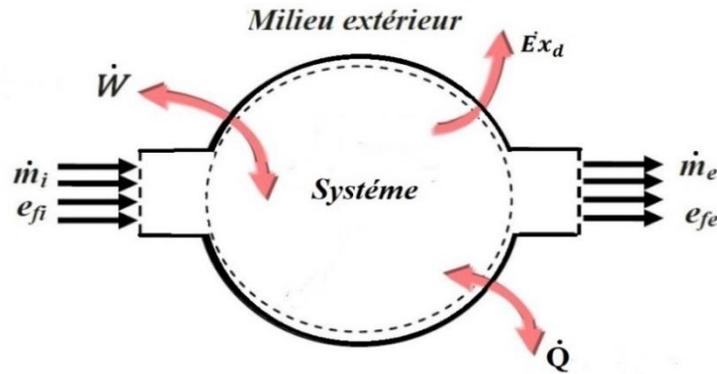
$e_{chi}$  : exergie chimique spécifique du chaque composant du mélange

$x_i$  : fraction molaire des composants du gaz naturel

$G^0_E$  : énergie libre de formation de Gibbs standard

**c- Bilan exergetique pour un système ouvert stationnaire**

Le bilan exergetique pour un système thermodynamique ouvert stationnaire (Fig. 3.6) s'écrit de la façon suivante :



**Figure 3.6** : Schéma simplifié d'un système ouvert

$$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(e_{fi} - e_{fe}) - \dot{E}x_d = 0 \quad (3.30)$$

Avec :

$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}$  : taux de transfert exergetique à la température T

$\dot{W}$  : puissance mécanique échangée avec l'extérieur

$e_{fi}$  : exergie spécifique à l'entrée

$e_{fe}$  : exergie spécifique à la sortie

$\dot{E}x_d$  : exergie détruite

**d- Rendement exergetique**

Le rendement exergetique est un critère de perfection d'un processus thermodynamique et peut être défini comme le rapport entre l'exergie produite et l'exergie source d'un procédé.

$$\eta_{Ex} = \frac{\text{exergie produit}}{\text{exergie source}} \quad (3.31)$$

## CHAPITRE 3 : MODELISATION THERMODYNAMIQUE ET EXERGO-ÉCONOMIQUE

Le terme « **produit** » représente la sortie désirée d'un processus et le terme « **source** » se réfère à la ressource qui est utilisée pour générer cette sortie.

L'exergie produite est l'exergie que l'équipement doit fournir. Le type de l'exergie à fournir est selon la fonction de l'équipement. Et l'exergie source est l'exergie que l'équipement doit consommer pour assurer sa fonction.

### 3.3.2 Bilan exergetique du cycle de la turbine à gaz

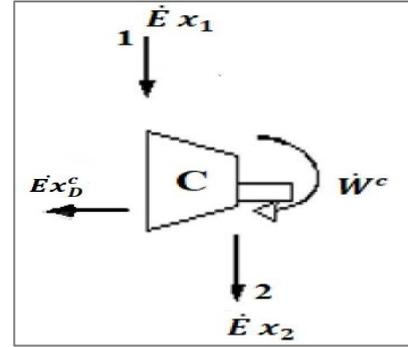
#### a- Compresseur

Comme la compression de l'air est adiabatique  $\dot{Q} = 0$ , le bilan eq. (3.30) se réduit à :

$$\dot{W}^c + \dot{m}_a(e_{f1} - e_{f2}) - \dot{E}x_D^c = 0 \quad (3.32)$$

Ou encore ;

$$\dot{W}^c + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_D^c = 0 \quad (3.33)$$



L'exergie détruite et le rendement exergetique du compresseur sont donnés par :

$$\dot{E}x_D^c = \dot{W}^c + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad (3.34)$$

$$\dot{E}x_D^c = T_0 \times (S_2 - S_1) \quad (3.35)$$

$$\eta_{Ex}^c = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}^c} = 1 - \frac{\dot{E}x_D^c}{\dot{W}^c} \quad (3.36)$$

#### b- Chambre de combustion

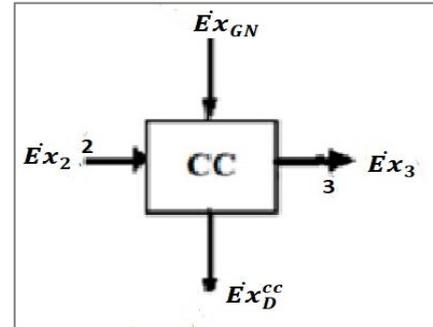
Le bilan exergetique dans la chambre de combustion est :

$$\dot{E}x_{GN} + \dot{m}_a e_{f2} - \dot{m}_{GB} e_{f3} - \dot{E}x_D^{cc} = 0 \quad (3.37)$$

Ou encore ;

$$\dot{E}x_{GN} + \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_D^{cc} = 0 \quad (3.38)$$

$\dot{E}x_{GN}$ , désigne l'exergie de gaz naturel (voir Annexe B)



L'exergie détruite et le rendement exergetique de la chambre de combustion sont :

$$\dot{E}x_D^{cc} = \dot{E}x_{GN} + \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 \quad (3.39)$$

$$\eta_{Ex}^{cc} = \frac{\dot{E}x_3}{\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{GN}} = 1 - \frac{\dot{E}x_D^{cc}}{\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{GN}} \quad (3.40)$$

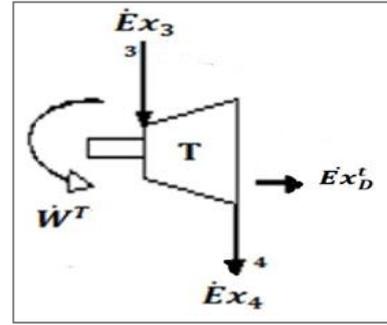
**c- Turbine**

Comme la détente dans la turbine est adiabatique, le bilan exergetique (3.30) se réduit à :

$$\dot{m}_{GB}(e_{f3} - e_{f4}) - \dot{W}^T - \dot{E}x_D^T = 0 \quad (3.41)$$

Ou encore ;

$$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{W}^T - \dot{E}x_D^T = 0 \quad (3.42)$$



L'exergie détruite et le rendement exergetique de la turbine sont :

$$\dot{E}x_D^T = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{W}^T \quad (3.43)$$

$$\dot{E}x_D^T = T_0 \times (S_4 - S_3) \quad (3.44)$$

$$\eta_{Ex}^T = \frac{\dot{W}^T}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} = 1 - \frac{\dot{E}x_D^T}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} \quad (3.45)$$

**d- Rendement exergetique global**

Les pertes exergetiques à travers tout le cycle de Brayton est la somme des pertes exergetique dans chaque composant de la turbine à gaz :

$$\dot{E}x_D^{cy} = \dot{E}x_D^c + \dot{E}x_D^{cc} + \dot{E}x_D^T \quad (3.46)$$

Le rendement exergetique global du cycle est donné par la relation suivante :

$$\eta_{Ex}^{cy} = \frac{\dot{W}^T - \dot{W}^c}{\dot{E}x_{GN}} \quad (3.47)$$

**3.4 Modélisation exergo-économique de la turbine à gaz**

L'exergo-économie combine les contraintes économiques avec l'analyse exergetique pour fournir un outil informatif crucial dans la conception et l'exploitation de systèmes rentables actuels et futurs. Ces informations décisives sur le système en question ne peuvent être obtenues par des investigations séparées. Cette technique forte joue un rôle important pour évaluer le coût du produit dans chaque système de conversion d'énergie.

**3.4.1 Bilan exergo-économique de la turbine**

Pour un système énergétique composé de plusieurs équipements, le coût de l'équipement k est attribué à deux sources : la première est associée aux coûts liés à l'exergie

### CHAPITRE 3 : MODELISATION THERMODYNAMIQUE ET EXERGO-ÉCONOMIQUE

(des différentes entrées et sorties de l'équipement), et la seconde est liée à des quantités non exergetiques, telles que les coûts d'investissements, d'exploitation, de maintenance...etc.

Donc, le bilan des coûts autour d'un équipement k (**Fig. 3.8**), peut être écrit comme suit :

$$\sum_e \dot{C}_e + \dot{Z}_k - \sum_s \dot{C}_s = 0 \quad (3.48)$$

ou encore :

$$\sum_e c_e \dot{E}x_e + \dot{Z}_k - \sum_s c_s \dot{E}x_s = 0$$

Le premier terme de cette formule correspond au coût des flux d'exergies entrant, le deuxième au coût d'investissement de l'équipement et le troisième au coût des flux d'exergies sortant de l'équipement.

Où :

$\dot{E}x_e$  et  $\dot{E}x_s$ : désignent respectivement les exergies des flux entrant et sortant de l'équipement [GJ/h]

$c_e, c_s$  : coût spécifique des exergies des flux entrant et sortant de l'équipement [\$/GJ]

$\dot{Z}_k$  ; le coût d'investissement de l'équipement k [\$/h], qui englobe le coût d'acquisition ( $Z_k$ ) et d'autres coûts de maintenance, d'installation etc. Il se calcul par la formule suivante :

$$\dot{Z}_k = Z_k \frac{CRF \cdot \varphi}{3600 \cdot N} \quad (3.49)$$

Où :

$\varphi$  : facteur de maintenance (=1.06)

$N$  : nombre annuel d'heures total de fonctionnement de l'équipement (=8000 h)

$Z_k$  : coût d'acquisition de l'équipement k (corrélation donnée, un peu plus loin, pour chaque équipement) [\$/]

$CRF$ : facteur de récupération du capital, calculé à partir de la formule suivante :

$$CRF = \frac{i \cdot (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (3.50)$$

Avec :

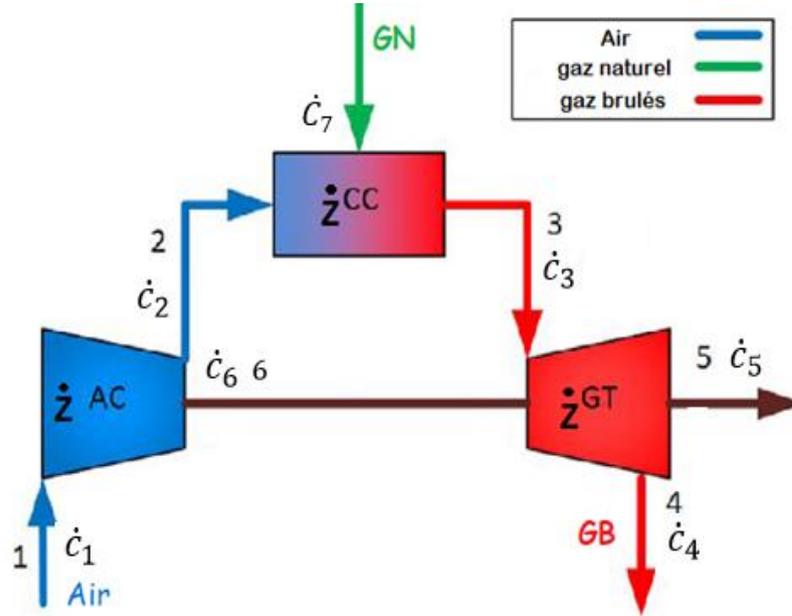
$i$ , le taux d'intérêt ( $i = 10\%$  du capital d'acquisition  $Z_k$ )

$n$ , la durée de vie de l'équipement ( $n = 20$ ans)

Appliquons maintenant le bilan (3.48) autour de chaque équipement de la turbine à gaz (fig. 3.8), à savoir : le compresseur axial, la chambre de combustion et la turbine de détente.

## CHAPITRE 3 : MODELISATION THERMODYNAMIQUE ET EXERGO-ÉCONOMIQUE

Rappelons, aussi, qu'à ce niveau de la modélisation les flux d'exergies ( $\dot{E}x_i$ ) sont connus (car donnés par le calcul exergetique), mais les coûts spécifiques ( $c_2, c_3$  et  $c_5$ ) sont des inconnus.



**Figure 3.7 :** Illustration des points d'entrées et sorties des flux exergétiques

### a- Compresseur

- Coût d'investissement

$$\dot{Z}_c = Z_c \frac{CRF \cdot \varphi}{3600 \cdot N} \quad (3.51)$$

Avec :

$$Z_c = \left( \frac{71,1 \cdot \dot{m}_a}{0,9 - \eta_{is}^c} \right) \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (3.52)$$

- Bilan des coûts autour du compresseur axial :

$$\dot{C}_1 + \dot{C}_6 + \dot{Z}_c - \dot{C}_2 = 0 \quad (3.53)$$

ou encore

$$c_1 \dot{E}x_1 + c_6 \dot{W}_c + \dot{Z}_c - c_2 \dot{E}x_2 = 0$$

### b- Chambre de combustion

- Coût d'investissement :

$$\dot{Z}_{cc} = Z_{cc} \frac{CRF \cdot \varphi}{3600 \cdot N} \quad (3.54)$$

Avec :

$$Z_{cc} = \left( \frac{46,08 \cdot \dot{m}_a}{0,995 - \frac{P_3}{P_2}} \right) (1 + \exp(0,018T_3 - 26,4)) \quad (3.55)$$

- Bilan des coûts autour de la chambre de combustion :

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{cc} - \dot{C}_3 = 0 \quad (3.56)$$

ou encore

$$c_2 \dot{E}x_2 + c_{GN} \dot{E}x_{GN} + \dot{Z}_{cc} - c_3 \dot{E}x_3 = 0$$

**c- Turbine**

- Coût d'investissement

$$\dot{Z}_T = Z_T \frac{CRF \cdot \varphi}{3600 \cdot N} \quad (3.57)$$

Avec :

$$Z_T = \left( \frac{479,34 \cdot \dot{m}_{GB}}{0,92 - \eta_{is}^t} \right) \ln \left( \frac{P_3}{P_4} \right) (1 + \exp(0,036T_3 - 54,4)) \quad (3.58)$$

- Bilan des coûts autour de la turbine

$$\dot{C}_3 + \dot{Z}_T - \dot{C}_4 - \dot{C}_5 - \dot{C}_6 = 0 \quad (3.59)$$

ou encore

$$\mathbf{c}_3 \dot{E}x_3 + \dot{Z}_T - \mathbf{c}_4 \dot{E}x_4 - \mathbf{c}_6 \dot{W}_C - \mathbf{c}_5 \dot{W}_T = 0$$

Pour retrouver les coûts unitaires ( $c_i, i=1,7$ ), on doit résoudre le système d'équations linéaires (3.60), tout en considérant que :  $\mathbf{c}_1=0$  (l'air ambiant est gratuit),  $\mathbf{c}_4 = \mathbf{c}_3$  (même coût unitaire pour les gaz brûlés),  $\mathbf{c}_5 = \mathbf{c}_6$  (même coût unitaire de la puissance mécanique), et  $\mathbf{c}_{GN}=20\$$  (coût de fuel).

Ainsi, le système à résoudre se réduit à :

$$\begin{cases} \mathbf{c}_5 \dot{W}_C + \dot{Z}_C - \mathbf{c}_2 \dot{E}x_2 = 0 \\ \mathbf{c}_2 \dot{E}x_2 + \mathbf{c}_{GN} \dot{E}x_{GN} + \dot{Z}_{CC} - \mathbf{c}_3 \dot{E}x_3 = 0 \\ \mathbf{c}_3 \dot{E}x_3 + \dot{Z}_T - \mathbf{c}_3 \dot{E}x_4 - \mathbf{c}_5 (\dot{W}_C + \dot{W}_T) = 0 \end{cases} \quad (3.60)$$

**3.4.2 Performances exergo-économique de la turbine à gaz**

Dans l'évaluation exergo-économique des systèmes thermiques, certaines quantités jouent un rôle important, parmi ces quantités : le taux de cout de destruction  $\dot{C}_{D,k}$ , le facteur exergo-économique  $f_k$ .

**a- Compresseur**

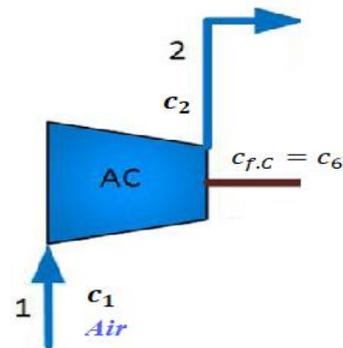
- Le taux de coût de destruction exergétique :

$$\dot{C}_{D,C} = c_{f,C} \dot{E}x_{D,C} \quad (3.61)$$

$c_{f,C}$  : le coût spécifique de source du compresseur ( $c_{f,C} = c_6$ )

- Facteur exergo-économique:

$$f_c = \frac{\dot{Z}_{AC}}{\dot{Z}_C + \dot{C}_{D,C}} \quad (3.62)$$



**b- Chambre de combustion**

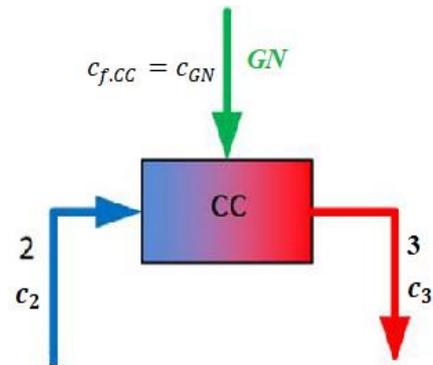
- Le taux de coût de destruction exergetique :

$$\dot{c}_{D,CC} = c_{f,CC} \dot{E}X_{D,CC} \quad (3.63)$$

$c_{f,CC}$  : le coût spécifique de source de la chambre de combustion ( $c_{f,CC} = c_{GN}$ )

- Facteur exergo-économique :

$$f_{CC} = \frac{\dot{z}_{CC}}{\dot{z}_{CC} + \dot{c}_{D,CC}} \quad (3.64)$$



**c- Turbine**

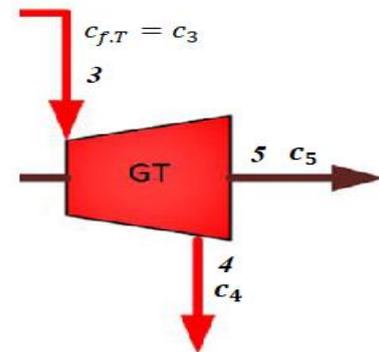
- Le taux de coût de destruction exergetique :

$$\dot{c}_{D,T} = c_{f,T} \dot{E}X_{D,T} \quad (3.65)$$

$c_{f,T}$  : le coût spécifique de source de la turbine de détente ( $c_{f,T} = c_3$ )

- Facteur exergo-économique :

$$f_T = \frac{\dot{z}_T}{\dot{z}_T + \dot{c}_{D,T}} \quad (3.66)$$



Le facteur exergo-économique donne des informations sur ce qu'il faut réduire, le taux de coût lié à la destruction d'exergie, ou à la réduction de taux de coût de l'investissement pour obtenir un système rentable.

**3.5 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle mathématique, basé sur des bilans énergétiques et exergetiques permettant l'analyse et l'évaluation des performances thermodynamiques de la turbine à gaz. Les bases de l'étude exergo-économique ont été également présenté pour une évaluation économique de ce système.

# **CHAPITRE 4 :**

# **RÉSULTATS ET**

# **INTERPRÉTATIONS**

## 4.1 Introduction

Nous présentons, dans ce chapitre, les résultats, du calcul thermodynamique et exergo-économique fait sur la turbine (**MS5002C**). Nos simulations sont faites par un code de calcul en MATLAB, couplé à la base de données thermodynamique NST-REFPROP qui permet de déterminer facilement et avec précision les propriétés thermophysiques d'un large éventail de fluides. L'influence de quelques paramètres thermodynamiques sur les performances de la turbine à gaz, est également analysée.

## 4.2 Validation des calculs

Dans tous nos calculs, les pertes de pression à l'admission, chambre de combustion et à l'échappement sont prises en compte. Par contre, la variation des énergies potentielles et cinétiques sont négligeables et le régime de fonctionnement de la turbine est stationnaire.

### 4.2.1 Validation du calcul thermodynamique

La partie de notre code qui se charge du calcul énergétique a été validée en s'appuyant sur les données du constructeur (Tab. 1.4), relatives à la turbine à gaz MS5002C.

**Tableau 4.1** : Caractéristique technique de la turbine à gaz MS5002C [20]

Paramètre	Valeur
Pression d'aspiration	$P_{atm} = 1.013$ (bar)
Température d'aspiration	$T_{amb} = 288.15$ (K)
Température de combustion	$T_3 = 1239.15$ (K)
Taux de compression	$\tau_c = 8.85$
Rendement isentropique du compresseur axial	$\eta_{is}^c = 85$ (%)
Rendement de la chambre de combustion	$\eta^{cc} = 97$ (%)
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{is}^t = 88$ (%)
Rendement de transmission mécanique	$\eta_m^{c-t} = 98$ (%)
Rendement du cycle	$\eta_{cy} = 28.8$ (%)
Débit volumique de l'air à l'entrée du compresseur	$Q_v = 80$ ( $m^3/s$ )
Débit massique de l'air	$\dot{m}_a = 90$ (kg/s)
Humidité relative	$\phi = 60$ (%)
Pertes de charge à l'admission	$\Delta P_{AD} = 0.03$ (bar)
Pertes de charge dans la chambre de combustion	$\Delta P_{CC} = 0.3$ (bar)
Pertes de charge à l'échappement	$\Delta P_{EC} = 0.01$ (bar)
Pouvoir calorifique inférieur	PCI=44807 (kJ/kg)

## CHAPITRE 4 : RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS

Les résultats obtenus (Tab. 4.2) sont en bonne concordance avec ceux du constructeur, ce qui valide bien cette partie du code de calcul.

**Tableau 4.2** : Validation du calcul énergétique avec les données du constructeur

Paramètre	Présent travail	Constructeur	Ecart relative (%)
$T_1$ (°C)	15	15	0.00
$T_2$ (°C)	298.70	293.85	1.65
$T_3$ (°C)	966	966	0.00
$T_4$ (°C)	512.20	516.85	0.9
$\dot{W}_u^{cy}$ (MW)	27.90	28.34	1.57
$\eta_{cy}$ (%)	27.89	28.80	3.26

### 4.2.2 Validation du calcul exergetique

Dans cette partie, le calcul exergetique qui consiste à déterminer le rendement exergetique du cycle, ainsi que la destruction de l'exergie dans les différents composants de la turbine a été fait par comparaison aux résultats de Abdallah Haouam, Chaima Derbal, et Hocine Mzad et. al. [21] dont les données sont regroupées dans le tableau 4.3. Selon le tableau (4.4), les écarts relatifs ne dépassent pas les 2.5%, ce qui valide, une fois encore, cette partie de notre code de calcul.

**Tableau 4.3** : Données thermodynamique de la Réf [21]

Paramètre	Valeur
$P_1$ (bar)	1.03
$T_1$ (°C)	26.43
$T_3$ (°C)	927
$\tau$	10.25
$\dot{m}_{GN}$ (kg/s)	2.69
$\dot{m}_a$ (kg/s)	121
PCI (kJ/kg)	49000

## CHAPITRE 4 : RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS

**Tableau 4.4** : Validation du calcul exergetique avec Réf [21]

Paramètre		Présent travail	Réf [21]	Ecart relatif (%)
Puissance	$\dot{W}^c$ (MW)	43.93	43.91	0.05
	$\dot{Q}^{cc}$ (MW)	127.98	128	0.01
	$\dot{W}^t$ (MW)	85.44	85.44	0.00
	$\dot{W}_u^{cy}$ (MW)	41.50	41.53	0.08
Taux de destruction de l'exergie	$\dot{E}x_d^c$ (MW)	6.79	6.94	2.20
	$\dot{E}x_d^{cc}$ (MW)	40.63	39.73	2.21
	$\dot{E}x_d^t$ (MW)	6.97	6.84	1.90
Rendement exergetique	$\eta_{Ex}^c$ (%)	84.54	84.19	0.41
	$\eta_{Ex}^{cc}$ (%)	76.51	75.91	0.79
	$\eta_{Ex}^t$ (%)	92.46	92.58	0.13
	$\eta_{Ex}^{cy}$ (%)	32.43	32.44	0.03

### 4.2.3 Validation exergo-économique

La dernière validation que nous avons réalisée a été faite par rapport au travail de C. Uysal et A. Keçebas[26]. Les valeurs du calcul exergo-économique (Tab. 4.5) montrent une très bonne concordance entre nos résultats et ceux disponibles dans la littérature.

**Tableau 4.5** : Validation du calcul exergo-économique avec Réf [26]

Paramètre		Présent travail	Réf [26]	Ecart relatif (%)
Coût des investissements	$\dot{Z}_C$ (\$/h)	306.28	306.31	0.01
	$\dot{Z}_{cc}$ (\$/h)	17.85	17.97	0.67
	$\dot{Z}_t$ (\$/h)	244.57	242.01	1.05
Coût de l'exergie détruite	$\dot{C}_{D,C}$ (\$/h)	4231.10	4231.14	0.001
	$\dot{C}_{D,CC}$ (\$/h)	11462.00	11461.80	0.002
	$\dot{C}_{D,t}$ (\$/h)	1183.10	1183.14	0.003
Facteur exergoéconomique	$f_c$ (%)	6.75	6.75	0.00
	$f_{cc}$ (%)	0.16	0.157	1.9
	$f_t$ (%)	17.13	16.98	0.88

**4.3 Analyse des performances de la turbine selon les données réelles sur site**

**4.3.1 Performances énergétiques de la turbine**

Les paramètres thermodynamiques (Tab. 4.6) aux quatre coins du cycle réel (Fig. 4.1) de la turbine à gaz (MS5002C) sont obtenus à partir des données réelles suivantes :

Température ambiante :  $T_1=32^\circ\text{C}$

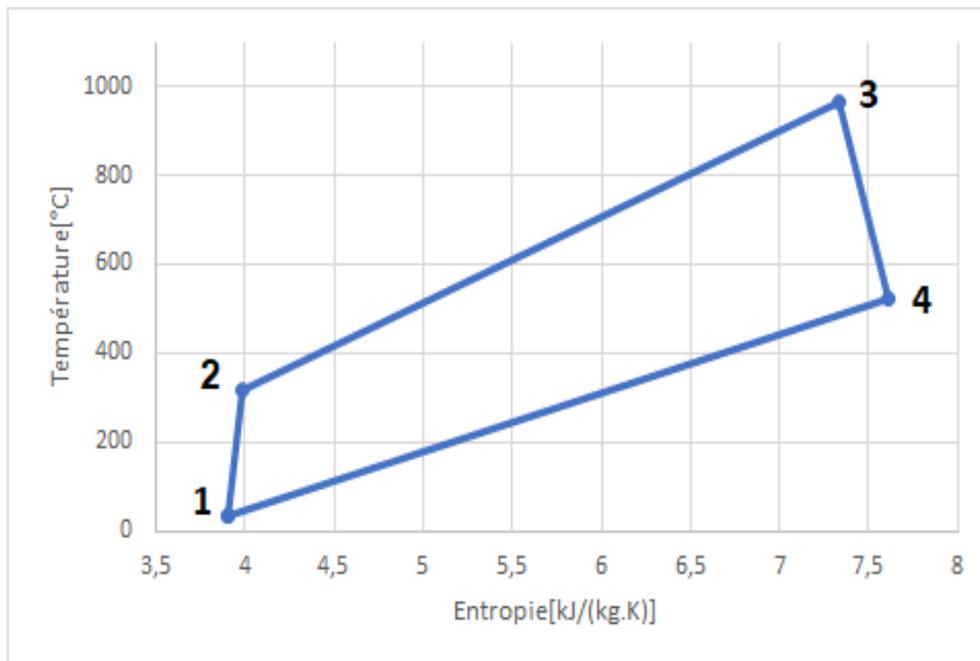
Pression ambiante :  $P_1=0.983\text{ bar}$

Température entrée turbine :  $T_3 = 966^\circ\text{C}$

Taux de compression :  $\tau = 8$

**Tableau 4.6** : Paramètres thermodynamiques aux quatre coins du cycle de la turbine à gaz

Pressions (bar)	Températures ( $^\circ\text{C}$ )	Enthalpie (kJ/kg)	Entropie (kJ/kg.K)
$P_1 = 0.983$	$T_1 = 32$	$h_1 = 431.49$	$S_1 = 03.91$
$P_2 = 07.87$	$T_2 = 318$	$h_2 = 723.83$	$S_2 = 03.99$
$P_3 = 07.70$	$T_3 = 966$	$h_3 = 1840.80$	$S_3 = 07.33$
$P_4 = 01.02$	$T_4 = 520$	$h_4 = 1246.20$	$S_4 = 07.61$



**Figure 4.1** : Cycle thermodynamique réel de la turbine à gaz dans diagramme (T-S)

Le bilan énergétique permet de calculer les performances énergétiques de la turbine à gaz (Tab. 4.7). Le rendement thermique du système étudié a été estimé à 25.15%

## CHAPITRE 4 : RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS

**Tableau 4.7** : Performances énergétiques de la turbine à gaz

Grandeur		Valeur
Puissance du compresseur	$\dot{W}^c$ (MW)	27.60
Puissance thermique chambre de combustion	$\dot{Q}^{cc}$ (MW)	97.32
Puissance de la Turbine	$\dot{W}^t$ (MW)	52.078
Puissance utile	$\dot{W}_u^{cy}$ (MW)	24.475
Rapport fioul/air	FAR	0.0262
Consommation du fioul	CSF (kg/kWh)	0.33
Rendement thermique du cycle	$\eta_{cy}$ (%)	25.15

### 4.3.2 Performances exergetique de la turbine

Le calcul des performances exergetiques passe d'abord par le calcul des exergies aux différentes entrées et sorties du compresseur, chambre de combustion et turbine (Tab. 4.8). À partir de ces valeurs on peut remonter au taux d'exergie détruite dans ces équipements : le tableau (4.9) montre que la chambre de combustion est l'organe qui détruit le plus l'exergie (16.21 MW) et de ce fait son rendement exergetique est le plus faible (87.53%). Concernant le rendement exergetique du cycle il est estimé à 23.24%.

**Tableau 4.8** : Exergie aux différents points du cycle de la turbine à gaz

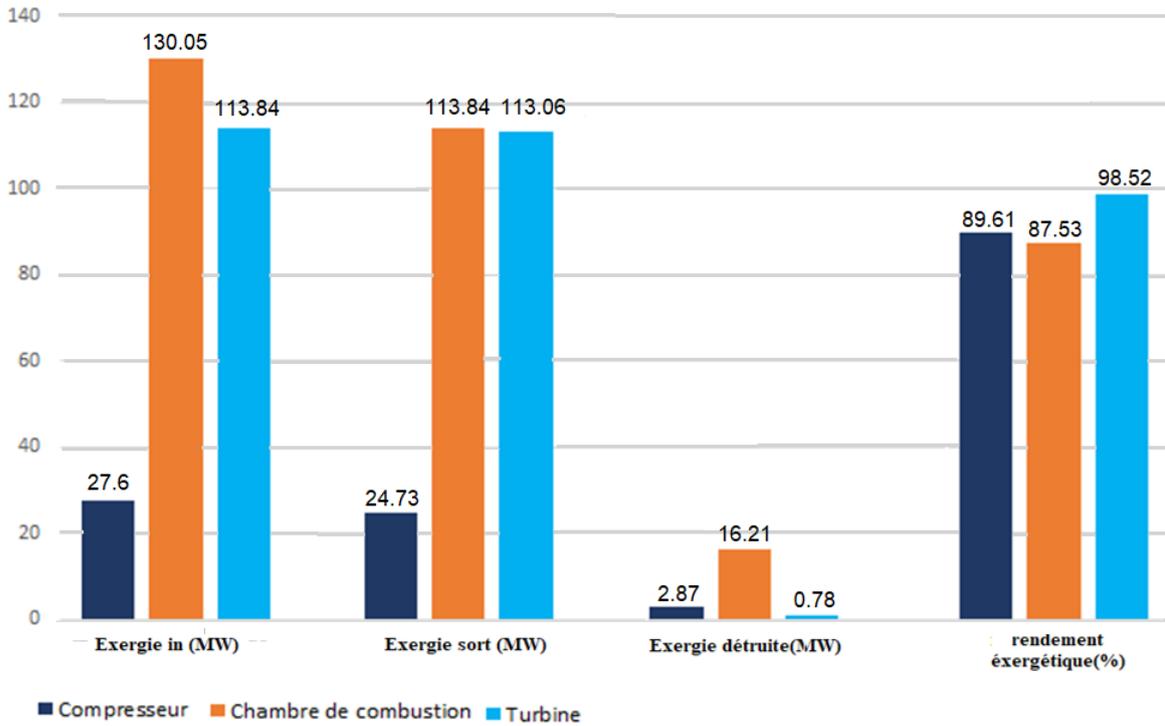
Etat	fluide	$T$ (°C)	$P$ (bar)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{E}x$ (MW)
1	Air	32	0.983	90.00	0.00
2	Air	217.82	07.87	90.00	24.73
3	Gaz brulés	966	07.55	92.24	113.84
4	Gaz brulés	508.85	01.04	92.24	60.98
GN	Gaz naturel	108	25.50	02.24	105.32

**Tableau 4.9** : Résultats exergetiques existant dans chaque composant

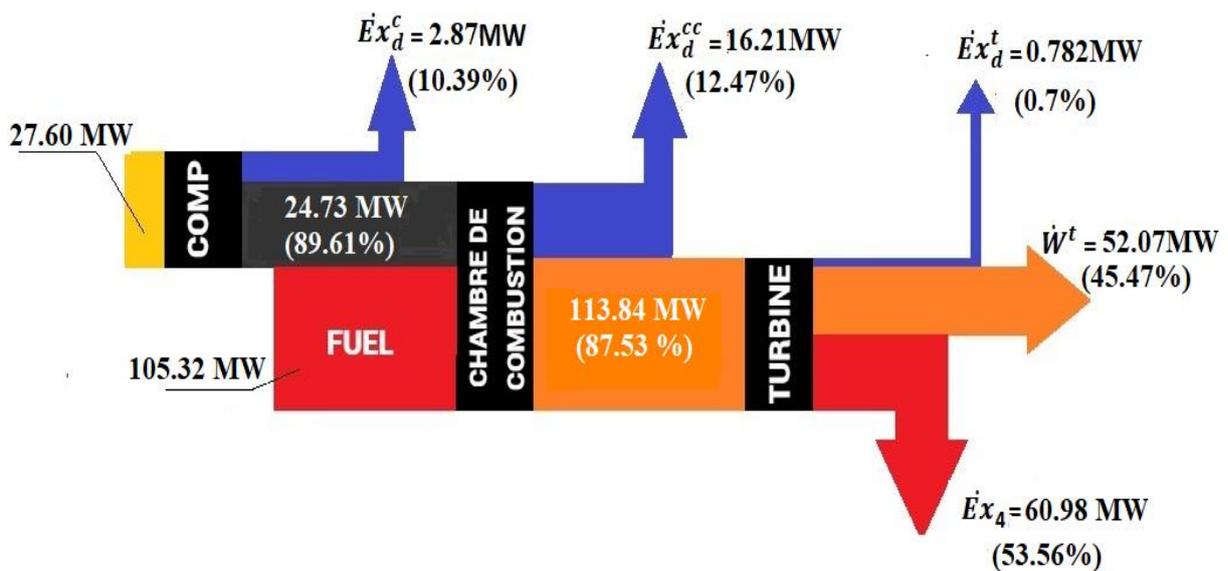
Équipement	$\dot{E}x_{in}$ (MW)	$\dot{E}x_{sort}$ (MW)	$\dot{E}x_D$ (MW)	$\eta_{Ex}$ (%)	$\eta_{Ex}^{cy}$ (%)
Compresseur	27.60	24.73	2.87	89.61	23.24
Chambre combustion	130.05	113.84	16.21	87.53	
Turbine	113.84	113.067	0.782	98.52	

## CHAPITRE 4 : RÉSULTATS ET INTERPRÉTATIONS

Pour une meilleure illustration des résultats, nous avons représenté les valeurs du Tableau 4.9 sous forme de diagramme de Grassmann (Fig 4.2 et Fig. 4.3). Il apparaît clairement que la turbine est l'organe qui détruit le moins l'exergie, suivie du compresseur puis la chambre de combustion.



**Figure 4.2 :** Exergie d'entrée et de sortie, exergie détruite, et le rendement exergetique de chaque composant de la TAG



**Figure 4.3 :** Diagramme de Grassmann de la turbine à gaz

### 4.3.3 Performances exergo-économique de la turbine à gaz

Les résultats de l'étude exergo-économique des différentes séquences de la TAG sont donnés par le **tableau 4.11** à l'aide du calcul de **tableau 4.10** :

**Tableau 4.10** : Coûts spécifiques ( $c_i$ ) et exergétique ( $\dot{C}_i$ ) au niveau des équipements

État	$\dot{E}x_i$ (GJ/h)	$c_i$ (\$/GJ)	$\dot{C}_i$ (\$/h)
1	0.00	0	0
2	89.05	27.8	2475.6
3	409.82	24.54	10059
4	219.53	24.54	5388.1
5	88.11	24.91	2195
6	99.37	24.91	2475.6
7	379.15	20	7583

**Tableau 4.11** : Résultats de l'étude exergo-économique

Equipment	$Z_k$ (\$10 <sup>5</sup> )	$\dot{Z}_k$ (\$/h)	$\dot{C}_{Dk}$ (\$/h)	$f_k$ (%)
Compresseur	21.25	276.52	257.14	51.82
Chambre combustion	2.66	34.68	1167.5	2.88
Turbine	21.19	275.80	69.13	79.96

Les résultats obtenus par cette étude exergo-économique sont présentés dans le **tableau 4.11**. Leur analyse permet d'affirmer que la zone avec le coût de destruction d'exergie le plus élevée de la chambre de combustion. La zone qui se caractérise par un facteur exergo-économique extrêmement élevé est de la turbine de détente, le coût d'investissement très élevé dans le compresseur.

#### 4.4 Etude paramétrique des performances de la turbine à gaz

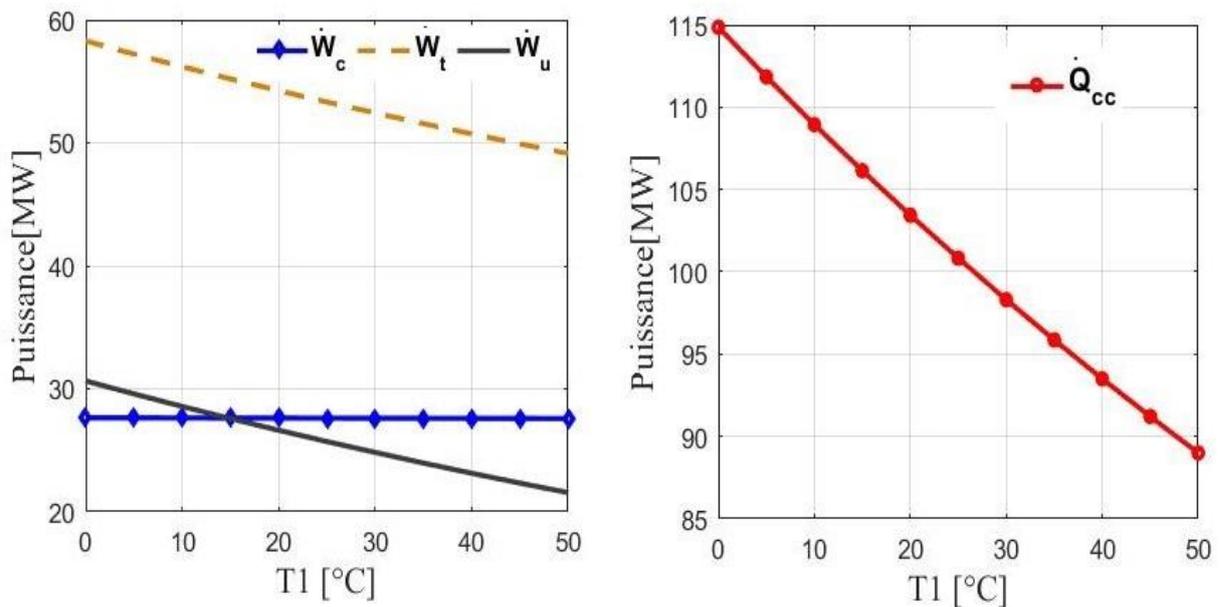
Maintenant, nous allons examiner l'impact des paramètres  $T_1$ ,  $\tau = P_2/P_1$  et  $T_3$  sur les performances énergétiques, exergetiques et exergo-économique de la turbine à gaz.

##### 4.4.1 Effet de $T_1$ à l'entrée de compresseur

Ici, on fixe la pression à l'admission  $P_1 = 0,983$  bar, l'humidité relative  $\phi = 60\%$ , le rapport de pression  $\tau = 8$ , la température à l'entrée de la turbine  $T_3 = 966$  °C et on fait varier la température ambiante  $T_1$  de 1° à 50°C.

- **Effet de  $T_1$  sur les performances énergétiques**

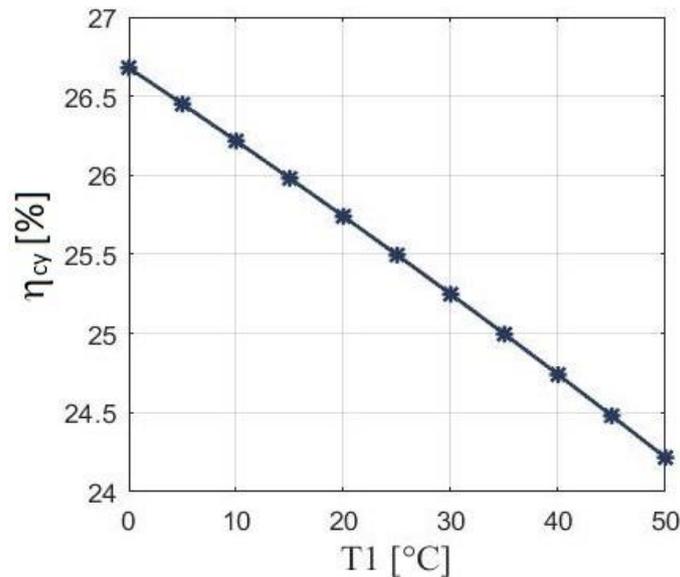
La figure 4.3 montre l'évolution des puissances absorbée par le compresseur axial, fournie à la chambre de combustion, délivrée par la turbine de détente et la puissance utile (du cycle), en fonction de la température ambiante.



**Figure 4.4 :** Puissance en fonction de la température ambiante

Il est observé qu'au niveau du compresseur, la puissance mécanique augmente légèrement avec la température  $T_1$  (car d'un côté le travail spécifique augmente mais d'un autre, le débit massique de l'air diminue). Parallèlement, pour la même variation de  $T_1$ , la puissance de la chambre de combustion et celle délivrée au niveau de la turbine de détente diminuent, respectivement de 22.51% et 15.69 %. La puissance utile de la turbine diminue également de 29.66%.

Concernant le rendement thermique du cycle, la figure 4.5 montre que celui-ci diminue de 27.9% (à  $T_1 = 1^\circ\text{C}$ ) à 25.6% (à  $T_1 = 50^\circ\text{C}$ ) : soit une réduction de 9.22%



**Figure 4.5** : Rendement thermique global en fonction de la température ambiante

- **Effet de  $T_1$  sur les performances exergetiques**

La figure 4.6 montre le taux d'exergie détruite dans chacun des équipements de la turbine à gaz.

On constate que la chambre de combustion est l'équipement qui détruit le plus l'exergie, mais cette destruction diminue avec l'augmentation de  $T_1$  : elle passe de 19 MW à 15 MW, lorsque  $T_1$  varie de  $1^\circ\text{C}$  à  $50^\circ\text{C}$  (soit une chute d'environ 21%). Le compresseur est le deuxième équipement qui détruit l'exergie (après la chambre de combustion), mais ici le taux d'exergie détruite augmente avec l'augmentation de  $T_1$  (une augmentation d'environ 6.30%). La turbine à gaz est l'équipement qui détruit le moins l'exergie, le taux de destruction est faiblement affecté : on note une légère diminution de 0,88MW à 0,74MW (du essentiellement à la diminution du débit d'air, lorsque  $T_1$  augmente).

Toutes ces variations des taux de destruction des exergies vont impacter négativement le rendement exergetique du cycle de la turbine à gaz qui diminue avec l'augmentation de  $T_1$  (Fig.4.7)

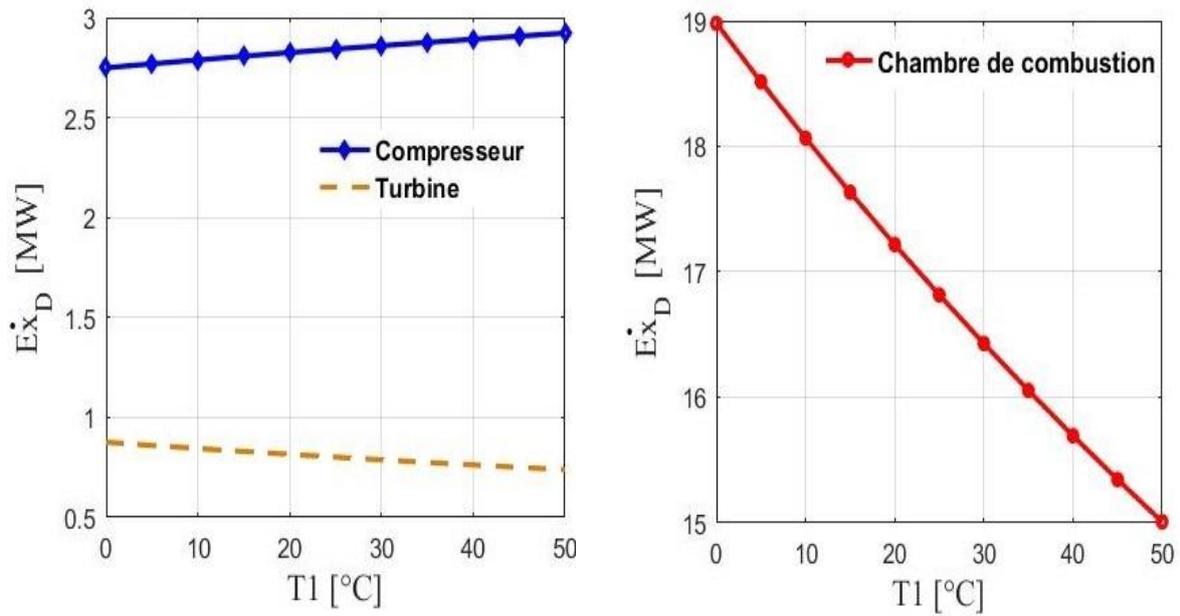


Figure 4.6 : Taux d'exergie détruite en fonction de  $T_1$

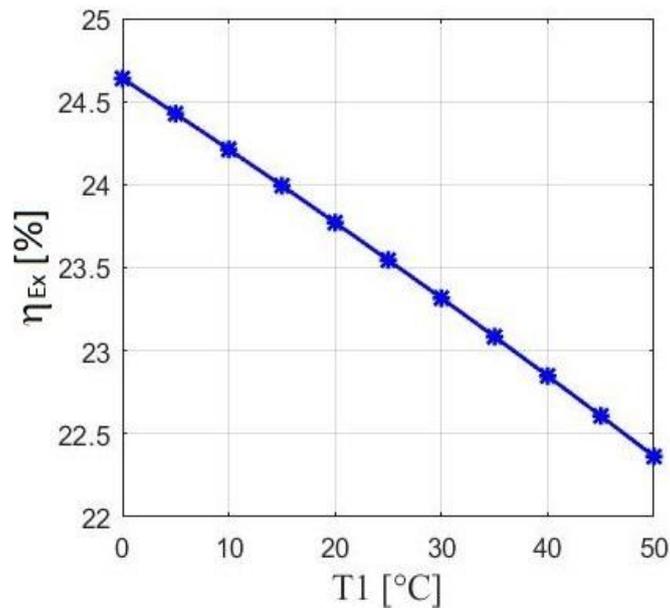


Figure 4.7 : Rendement exergetique global en fonction de la température ambiante

#### 4.4.2 Effet du rapport de pression $\tau$ de la turbine

Ici, nous maintenant  $T_1$ ,  $P_1$ ,  $\phi$  et  $T_3$  constants, et nous faisons varier le rapport de pression  $\tau$  de 5 à 20.

• Effet de  $\tau$  sur les performances énergétiques

La figure 4.8 représente l'évolution de la puissance des différents équipements (compresseur, chambre combustion et turbine de détente) ainsi que la puissance utile du cycle en fonction du rapport de pression  $\tau$ . On remarque que l'augmentation de  $\tau$ , entraîne une augmentation de la puissance mécanique ( $\dot{W}_c$ ) du compresseur (de 19.92 MW à 45.74 MW, soit une hausse de 271.49%) et de la turbine de détente ( $\dot{W}_t$ ) (de 42.14 MW à 68.31 MW, soit une hausse de 62,10%), mais une réduction de la puissance thermique ( $\dot{Q}_{cc}$ ) de la chambre de combustion (de 104.45 MW à 80.43 MW, soit une baisse de 23%). Pour ce qui est de la puissance mécanique utile ( $\dot{W}_u$ ) elle passe par une valeur maximale 24.78 MW au voisinage de  $\tau = 10$  (on peut analytiquement retrouver ce point maximal). Comme la diminution de la puissance dépensée ( $\dot{Q}_{cc}$ ) est plus importante que la variation de la puissance utile de cycle ( $\dot{W}_u$ ), le rendement global du cycle s'améliore avec l'augmentation de  $\tau$  (Fig. 4.9).

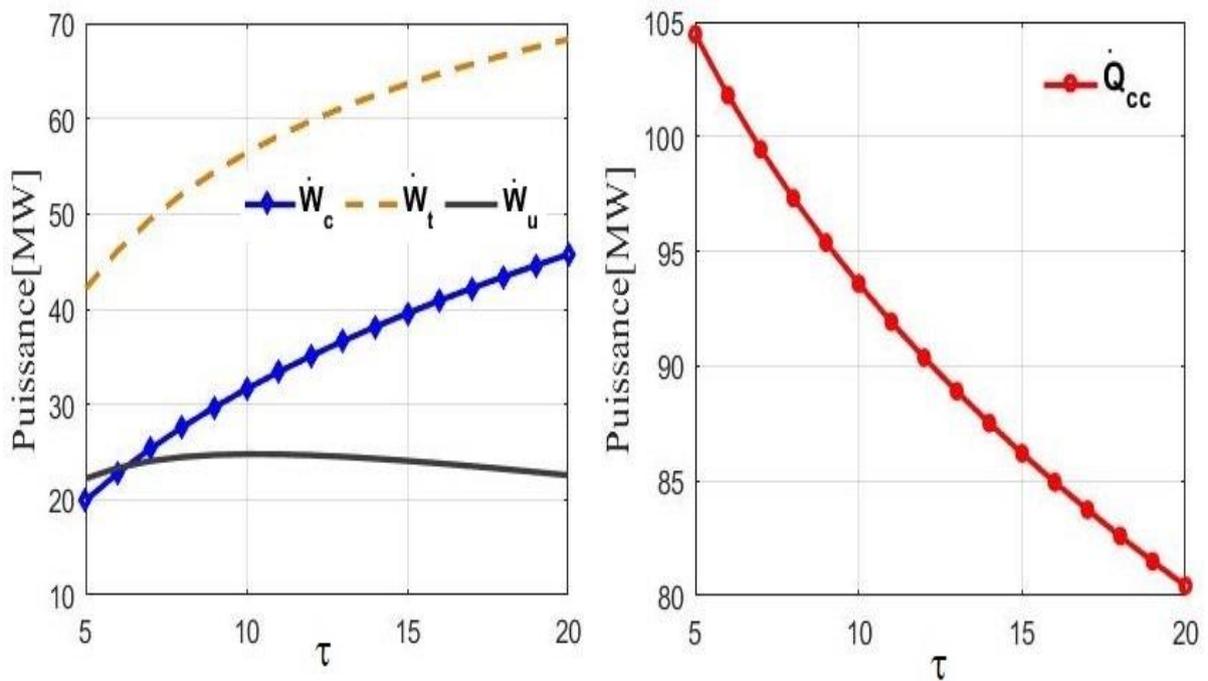


Figure 4.8 : Variation des puissances en fonction du rapport de pression

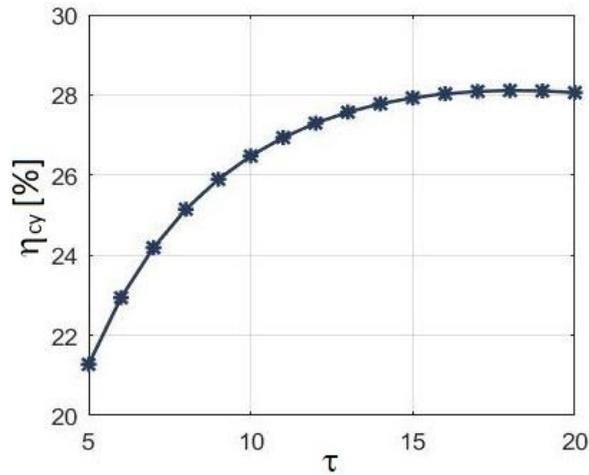


Figure 4.9 : Rendement thermique du cycle en fonction du rapport de pression ( $\tau$ )

• Effet de  $\tau$  sur les performances exergetiques

L'effet du rapport de pression  $\tau$  sur les différents équipements est le même que celui observé précédemment avec  $T_1$  : on peut voir (Fig. 4.10) qu'une augmentation de  $\tau$  (de 5 à 20) conduit à une diminution toujours importante de la destruction de l'exergie dans la chambre de combustion (de 17,24MW à 14,20MW) et une augmentation (plus importante que le cas précédent) de la destruction de l'exergie dans le compresseur. Au niveau de la turbine de détente le taux de destruction d'exergie demeure peu sensible à l'augmentation du rapport de pression.

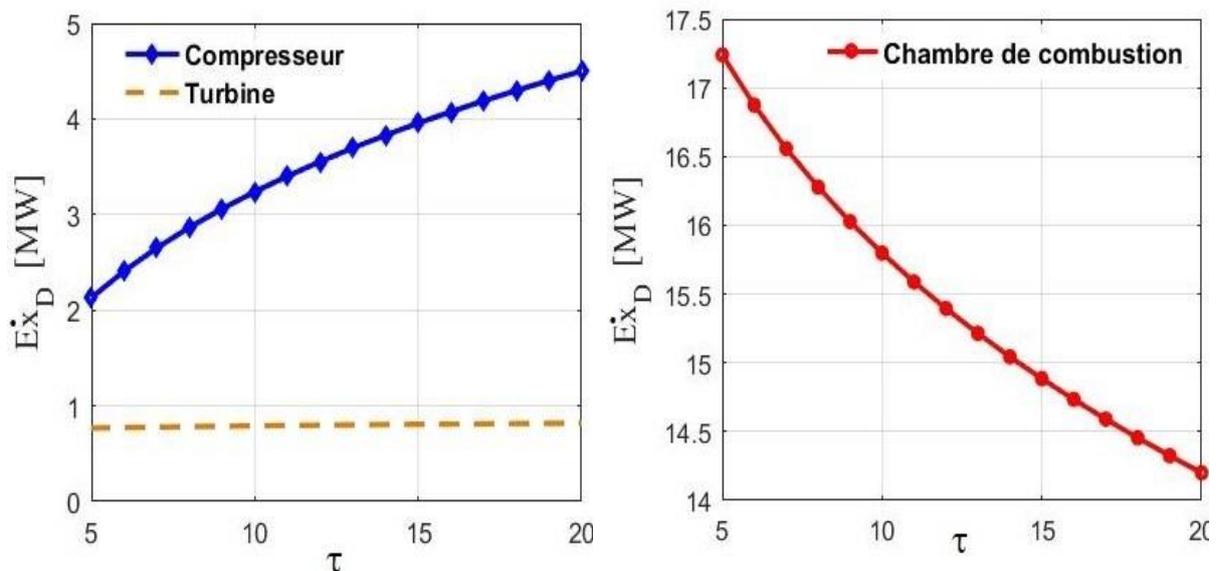
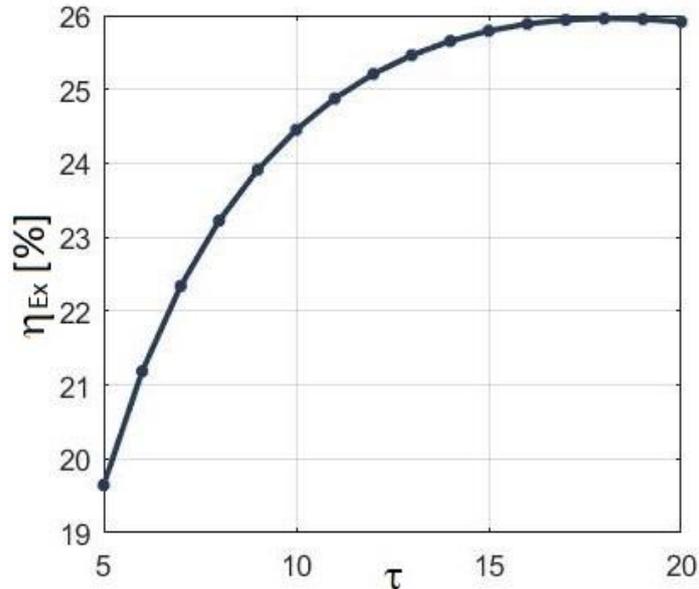


Figure 4.10 : Taux d'exergie détruite en fonction du rapport de pression

La figure 4.11, représente l'évolution du rendement exergetique global en fonction de taux de compression. On constate que l'augmentation du rapport de pression favorise

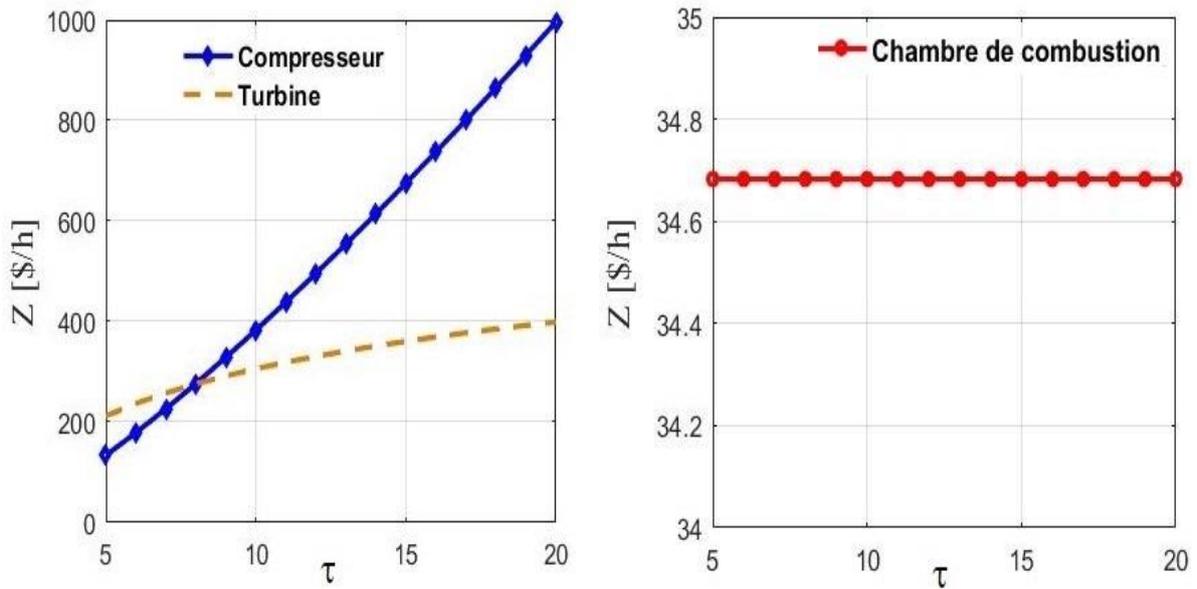
l'amélioration du rendement exergetique global du cycle. Cette augmentation du rendement exergetique a tendance à se stabiliser au-delà de  $\tau = 15$ .



**Figure 4.11** : Rendement exergetique du cycle en fonction du rapport de pression

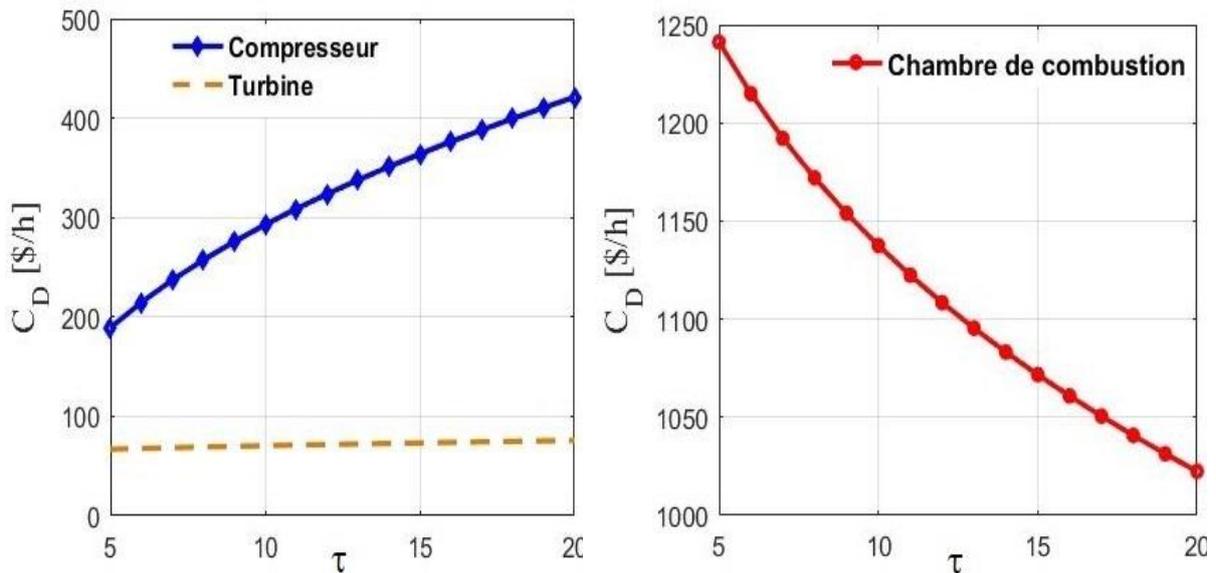
- **Effet de  $\tau$  sur les performances exergo-économiques**

La variation des taux de coûts d'investissement des équipements de la turbine à gaz, en fonction du rapport de pression, sont illustrés par la figure 4.12. On remarque que le coût d'investissement (par heure) du compresseur augmente énormément avec le rapport de pression. En effet, lorsque  $\tau$  augmente de 5 à 20, le coût d'investissement passe de 134\$/h à 995.94 \$/h. Le taux des coûts d'investissement de la turbine de détente augmente aussi avec le rapport de pression mais de façon moins importante. Concernant, la chambre de combustion, son taux d'investissement n'est pratiquement pas affecté par le rapport de pression.



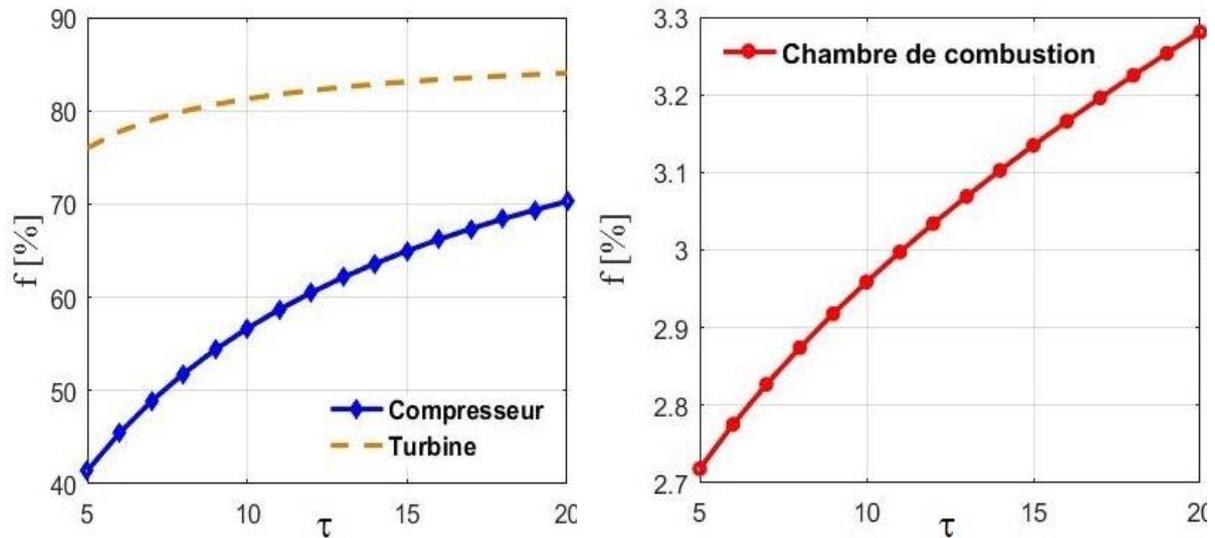
**Figure 4.12 :** Taux des coûts d'investissement des équipements de la turbine à gaz en fonction du rapport de pression

La figure 4.13 montre qu'avec l'augmentation de  $\tau$ , le coût de l'exergie détruite ( $\dot{C}_D$ ) dans le compresseur augmente (car l'exergie détruite elle-même a augmenté (Fig. 4.10)) et celui dans la chambre de combustion diminue (en raison de la diminution de l'exergie détruite (Fig. 4.10)).



**Figure 4.13 :** Taux des coûts de destruction exergétique en fonction du rapport de pression

D'après la figure 4.14, on remarque le facteur exergo-économique des 3 équipements augmente avec l'augmentation du rapport de pression et de façon très significative pour le compresseur. En effet lorsque le rapport passe de 5 à 20, le facteur  $f$  augmente de 41% à 70% dans le compresseur, et de 2.72% à 3.28% dans la chambre de compression.



**Figure 4.14 :** Facteur exergo-économique en fonction du rapport de pression

### 4.4.3 Effet de la température $T_3$ à l'entrée de la turbine

Ici, on fixe la pression à l'admission  $P_1 = 0,983$  bar, l'humidité relative  $\phi = 60\%$ , le rapport de pression  $\tau = 8$ , la température  $T_1 = 15^\circ\text{C}$  et on fait varier la température  $T_3$  de  $850^\circ\text{C}$  à  $1200^\circ\text{C}$ .

- **Effet de  $T_3$  sur les performances énergétiques**

Notons que la température  $T_3$  à l'entrée de la turbine n'a pas d'impact sur le comportement du compresseur. Par contre, avec l'augmentation de cette température (Fig. 4.15), la puissance thermique de la chambre de combustion ( $\dot{Q}_{cc}$ ) et la puissance mécanique de la turbine ( $\dot{W}_t$ ) augmentent tous les deux. Comme la puissance du compresseur est invariable, dans ce cas, la puissance utile du cycle ( $\dot{W}_u$ ) va augmenter. De ce fait, on peut voir (Fig. 4.16) que l'augmentation de la température  $T_3$  améliore le rendement thermique du cycle.

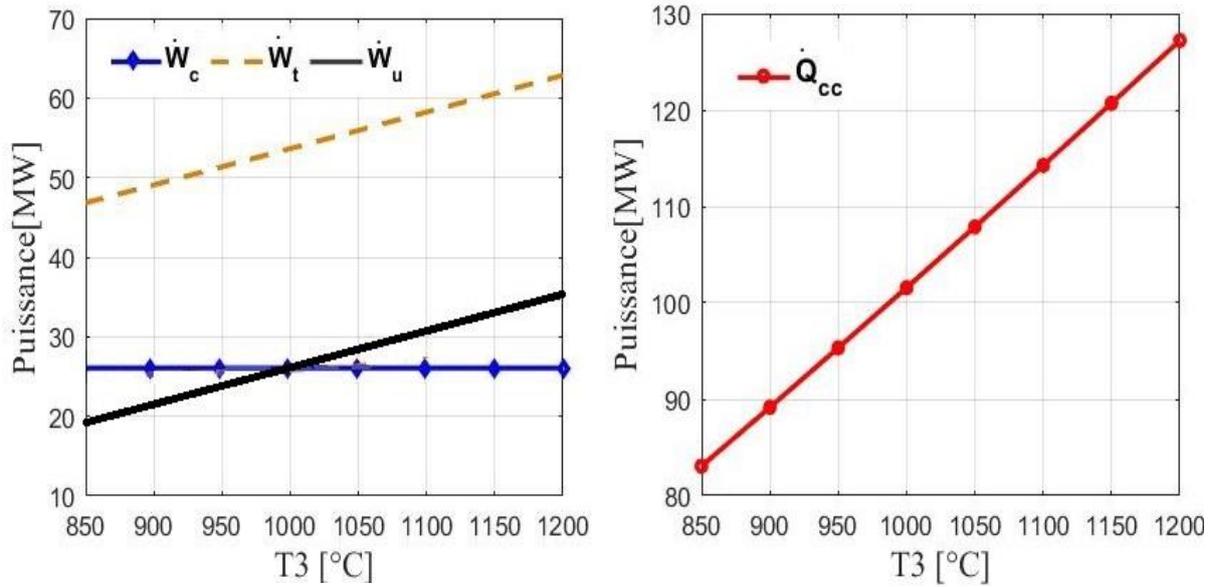


Figure 4.15 : Variation des puissances en fonction de  $T_3$

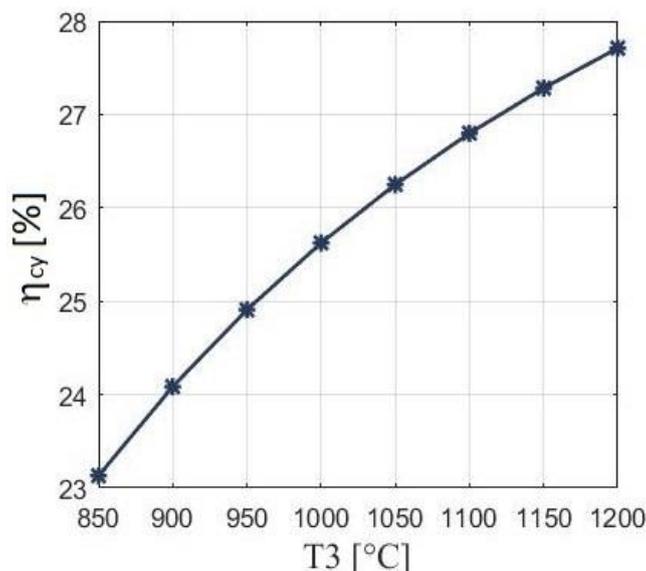


Figure 4.16 : Rendement thermique global en fonction de  $T_3$

- **Effet de  $T_3$  sur les performances exergetiques**

Pour ce qui des effets de  $T_3$  sur les pertes exergetiques, on remarque à partir de la figure 4.17 que l'élévation de cette température engendre essentiellement une augmentation de la destruction de l'exergie dans la chambre de combustion (dans la turbine de détente la destruction est négligeable). L'exergie détruite au niveau du compresseur n'est pas influencée par l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine de détente.

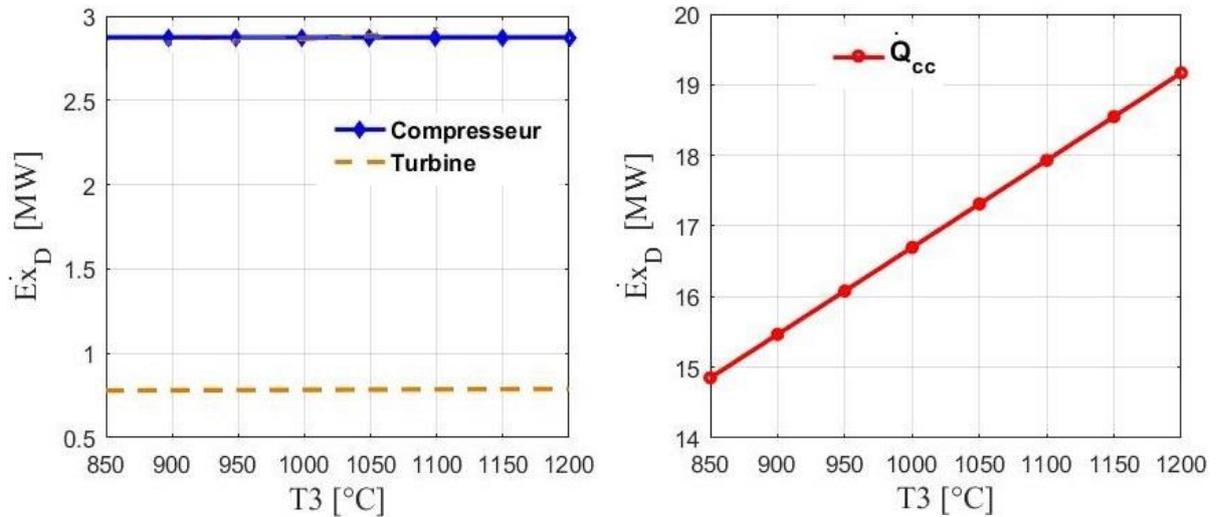


Figure 4.17 : Variation du Taux d'exergie détruite en fonction de  $T_3$

Avec l'augmentation de  $T_3$ , même si l'exergie source (chambre de combustion) augmente, l'augmentation de l'exergie produite (puissance utile  $\dot{W}_u$ ), en même temps, entraîne une amélioration du rendement exergetique global du cycle (Fig. 4.18)

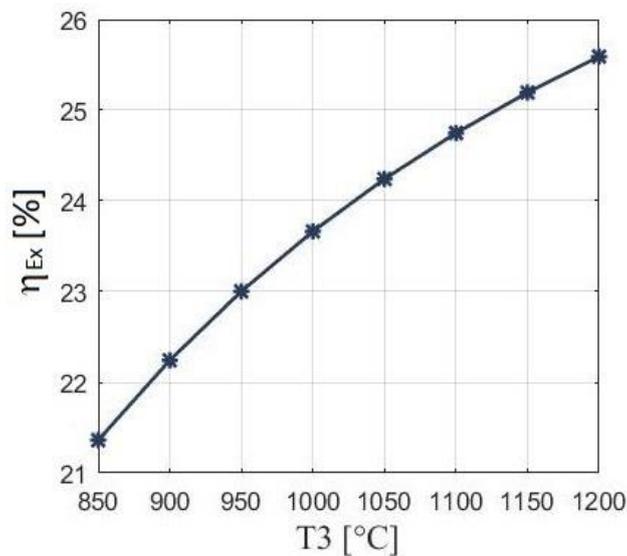


Figure 4.18 : Rendement exergetique global en fonction de  $T_3$

- **Effet de  $T_3$  sur les performances exergo-économiques**

On peut voir à partir la figure 4.19 que les coûts d'investissement pour la chambre de combustion et la turbine de détente augmente avec l'augmentation de  $T_3$  (et de manière exponentielle au-delà de 1050 °C, environs).

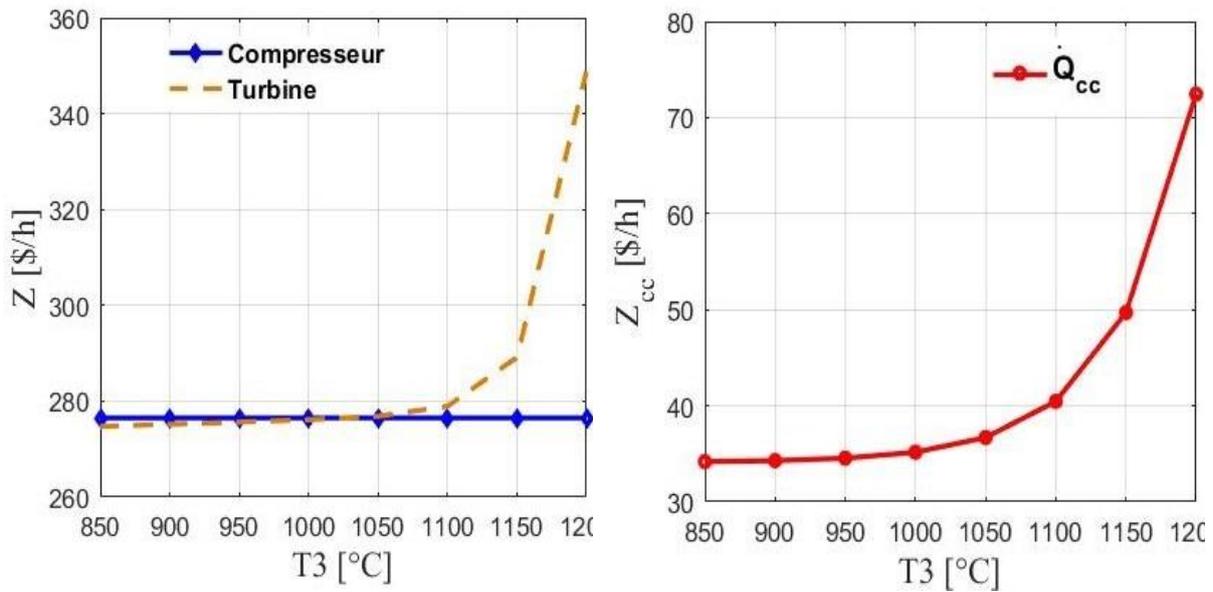


Figure 4.19 : Taux des coûts d'investissement en fonction de T<sub>3</sub>

Le coût d'investissement du compresseur (estimé à 276.52\$/h) reste invariable avec l'augmentation de T<sub>3</sub> (ce qui paraît évident).

Pour ce qui est des coûts de destruction exergétique, ils augmentent essentiellement au niveau de la chambre de combustion (Fig 4.20) (où la destruction de l'exergie y est très importante) et demeurent pratiquement constant ailleurs (compresseur et turbine).

La figure 4.21, montre l'évolution du facteur exergo-économique pour les différents équipements, en fonction de T<sub>3</sub>. On remarque que les facteurs exergo-économiques les plus faibles ( $3.1\% < f < 5\%$ ) sont ceux de la chambre de combustion (en raison des coûts de destruction d'exergie élevés (Fig. 4.20)). Ce facteur augmente dans la chambre de combustion, au-delà de 1050°C. Pour le compresseur, le facteur exergo-économique (dont la valeur avoisine les 50%) augmente de façon non significative avec l'augmentation de T<sub>3</sub>. La turbine de détente (siège des faibles taux de destruction d'exergie) présente un facteur exergo-économique élevé ( $80\% < f < 84\%$ ) qui n'augmente qu'au-delà des valeurs élevées de T<sub>3</sub> (1150 °C).

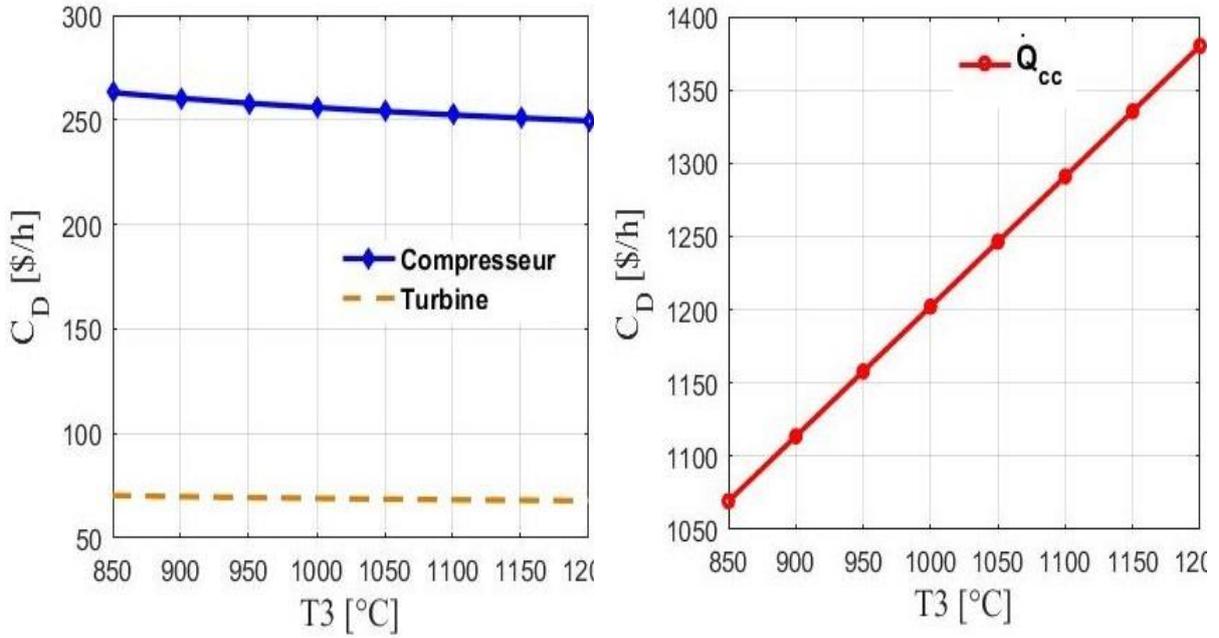


Figure 4.20 : Taux de coût de destruction exergétique en fonction de  $T_3$

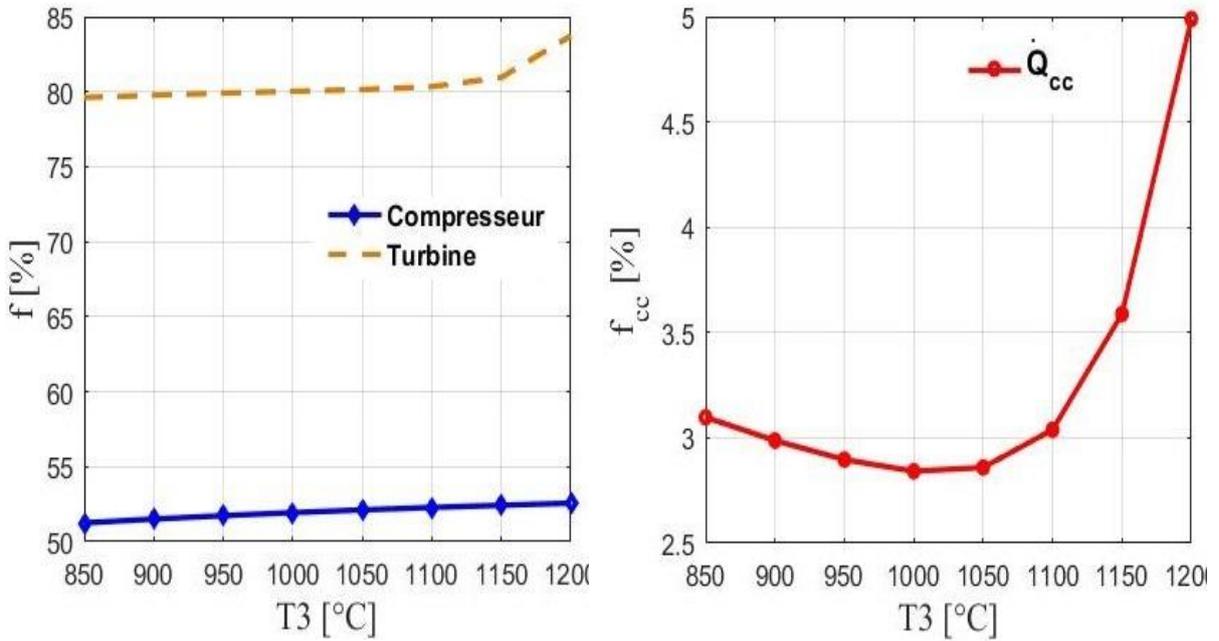


Figure 4.21 : Facteur exergo-économique en fonction de  $T_3$

### 4.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les résultats du calcul énergétique, exergetique et exergo-économique de la turbine à gaz MS 5002C et mis en évidence l'influence de divers paramètres (tels que la température ambiante, le rapport de pression et la température de combustion) sur ses performances. L'analyse de ces résultats indique que la chambre de combustion est un équipement dont le taux de destruction d'exergie est le plus élevé, suivie du compresseur, puis de la turbine de détente. Concernant, le coût d'investissement (ou de fonctionnement), la tendance s'inverse quelque peu : le compresseur possède le coût le plus élevé, vient ensuite la turbine puis la chambre de combustion. Les performances énergétiques, exergetiques et économiques de la turbine à gaz MS 5002C sont sensibles aux variations des conditions atmosphériques. De plus, il est constaté que le taux de compression a un impact positif sur les performances de l'installation de la turbine à gaz.

# **CONCLUSIONS GÉNÉRALES ET PERSPECTIVES**

## Conclusion Générale

Ce projet de fin d'études nous a permis, grâce à notre stage effectué dans le complexe GNL3Z Arzew Oran de mettre en pratique les connaissances que nous avons acquises tout au long de notre formation, tout en approfondissant notre compréhension des aspects exergetiques et exergo-économiques liés à la turbine à gaz étudiée.

Pour mener cette étude, nous avons élaboré un code de calcul écrit en langage MATLAB que nous avons couplé à la base de données thermodynamique (NIST- REFPROP), afin de couvrir toute la gamme des variables prises en considération dans ce travail.

Les premiers résultats obtenus à partir de données de fonctionnement sur site de la turbine montrent que les rendements thermique et exergetique du cycle sont respectivement de 25.15 % et 23.24 %. De plus, l'emplacement du plus grand taux de destruction de l'exergie se trouve dans la chambre de combustion avec 16.21 MW, suivi du compresseur avec 2.87 MW et de la turbine de détente de 0.78 MW. Pendant ce temps, la perte de coût total due à la destruction de l'exergie est de 1494.23 \$/heure, comprenant le compresseur 257.1 \$/heure (soit 17% du coût total), la chambre de combustion 1168 \$/heure (soit 78.16%) et la turbine à gaz 69.13 \$/heure (soit 4.62%).

Les résultats obtenus montrent également que trois paramètres thermodynamiques ont un impact significatif sur les performances de la turbine à gaz, à savoir : La température d'admission de l'air  $T_1$ , le rapport de pression  $\tau = P_2/P_1$  et la température à l'entrée de la turbine de détente. Ces résultats peuvent être regroupés en quelques :

- L'augmentation de la température de l'air à l'entrée du compresseur affecte négativement le rendement énergétique et exergetique du cycle.
- L'augmentation de la température de combustion a un effet positif sur les rendements énergétique, exergetique et la puissance nette, mais elle entraîne une augmentation de la consommation de carburant et, par conséquent, des coûts d'équipement du système.
- L'augmentation du rapport de pression a également un impact positif sur les performances de la turbine. Nous pouvons identifier une valeur optimale du rapport de pression qui offre de meilleures performances énergétiques et exergetiques, ainsi qu'une puissance nette plus élevée.

## Perspectives

Les recommandations suivantes peuvent être envisagées pour de futures études :

- Effectuer une étude d'optimisation qui vise à maximiser la puissance utile, et améliorer les performances de la turbine.
- Un modèle dynamique est fortement recommandé pour prendre en compte le comportement technico-économique de ces systèmes.
- En outre, il est conseillé d'utiliser une méthode multi-objective pour déterminer le maximum de bénéfice énergétique, exergo-économique et environnementale de ces installations.

## Bibliographie

- [1] H. Khosravia, G. Reza Salehib and M. Torabi Azad. Design of structure and optimization of organic Rankine cycle for heat recovery from gas turbine: The use of 4E, advanced exergy and advanced exergoeconomic analysis. *Applied Thermal Engineering* 147 (2019) 272–290.
- [2] J. Wang, Z. Lu, M. Li, N. Lior and W. Li. Energy, exergy, exergoeconomic and environmental (4E) analysis of a distributed generation solar-assisted CCHP (combined cooling, heating and power) gas turbine system. *Energy* 175 (2019) 1246–1258.
- [3] F. Sartori da Silva and J. A. Matelli. Exergoeconomic analysis and determination of power cost in MCFC steam turbine combined cycle. 0360-3199/© 2019 Hydrogen Energy Publications LLC.
- [4] H. Feng, G. Tao, C. Tang, Y. Ge, L. Chen and S. Xia. Exergoeconomic performance optimization for a regenerative closed-cycle gas turbine combined heat and power plant. *Energy Reports* 5 (2019) 1525–1531.
- [5] Y. Chena, M. Wanga, V. Lisoc, S. Samsatlid, N. J Samsatlie, R. Jinga, J. Chenf, N. Lia and Y. Zhao. Parametric analysis and optimization for exergoeconomic performance of a combined system based on solid oxide fuel cell-gas turbine and supercritical carbon dioxide Brayton cycle. *Energy Conversion and Management* 186 (2019) 66–81.
- [6] Z. Liu and T. He. Exergoeconomic analysis and optimization of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor with new organic Rankine cycle for efficient design and operation. *Energy Conversion and Management* 204 (2020) 112311.
- [7] S. Wanga, C. Liua, J. Lib, Z. Suna, X. Chena and X. Wang. Exergoeconomic analysis of a novel trigeneration system containing supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle, organic Rankine cycle and absorption refrigeration cycle for gas turbine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 221 (2020) 113064.
- [8] Sh. Ghorbani, M.H. Khoshgoftar-Manesh, M. Nourpour and A.M. Blanco Marigorta. Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of an integrated SOFC-GT-ORC hybrid system. *Energy* 206 (2020) 11815.

- [9] A. Ebrahimi-Moghadam, M. Farzaneh-Gord, A. Jabari Moghadam, Nidal H. Abu-Hamdeh, M. Ali Lasemi, A. Arabkoohsar and A. Alimoradi. Design and multi-criteria optimisation of a trigeneration district energy system based on gas turbine, Kalina, and ejector cycles: Exergoeconomic and exergo-environmental evaluation. *Energy Conversion and Management* 227 (2021) 113581.
- [10] L. Sun, D. Wang and Y. Xie. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of two supercritical CO<sub>2</sub> cycles for waste heat recovery of gas turbine. *Applied Thermal Engineering* 196 (2021) 117337.
- [11] Z. Fang, L. Shang, Z. Pan, X. Yao, G. Ma and Z. Zhang. Exergoeconomic analysis and optimization of a combined cooling, heating and power system based on organic Rankine and Kalina cycles using liquified natural gas cold energy. *Energy Conversion and Management* 238 (2021) 114148.
- [12] W. Chan, H. Li, X. Li, F. Chang, L. Wang and Z. Feng. Exergoeconomic analysis and optimization of the Allam cycle with liquefied natural gas cold exergy utilization. *Energy Conversion and Management* 235 (2021) 113972.
- [13] M. Zoghi, H. Habibi, A. Chitsaz and M. Shamsaiee. Exergoeconomic and environmental analyses of a novel trigeneration system based on combined gas turbine-air bottoming cycle with hybridization of solar power tower and natural gas combustion. *Applied Thermal Engineering* 188 (2021) 116610.
- [14] S. Marandi, N. Sarabchi and M. Yari. Exergy and exergoeconomic comparison between multiple novel combined systems based on proton exchange membrane fuel cells integrated with organic Rankine cycles, and hydrogen boil-off gas subsystem. *Energy Conversion and Management* 244 (2021) 114532.
- [15] Al-Rashed and M. Afrand. Multi-criteria exergoeconomic optimization for a combined gas turbine-supercritical CO<sub>2</sub> plant with compressor intake cooling fueled by biogas from anaerobic digestion *Energy* 223 (2021) 119997.
- [16] L. Sun, D. Wang and Y. Xie. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of combined supercritical CO<sub>2</sub> cycle and organic Rankine cycle using CO<sub>2</sub>-based binary mixtures for gas turbine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 243 (2021) 114400.

- [17] C. Uysal and A. Keçebas. Advanced exergoeconomic analysis with using modified productive structure analysis: An application for a real gas turbine cycle. *Energy* 223 (2021) 120085.120085.
- [18] Etude thermodynamique, maintenance de fiabilité d'une turbine à gaz ms5002c 2011 Djelfa
- [19] ENSPM. Formation Industrie. IFP training.
- [20] Data sheet turbine a gaz Arzew, Oran
- [21] Abdallah Haouam, Chaima Derbal, and Hocine Mzad thermal performance of a gas turbine based on an exergy analysis, *E3S Web of Conferences* 128, 01027 (2019)
- [22] ASHRAE Handbook Fundamentals 2017, SI Edition.
- [23] Stephen R. Turns. THERMODYNAMICS CONCEPTS AND APPLICATIONS. Cambridge University Press, New York, NY 10011–4211, USA. First published 2006. Page 1382.
- [24] Ibrahim Dincer and Marc A. Rosen. Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development. Ontario Tech. University, Oshawa, ON, Canada. Third Edition 2021.
- [25] Oliver Sacks. CRC Handbook of Chemistry and Physics. 85th Edition, Octobre- 2003.
- [26] C. Uysal and A. Keçebas. Advanced exergoeconomic analysis with using modified productivestructure analysis: An application for a real gas turbine cycle. *Energy* 223 (2021) 120085.

## Annexe A

### 1. Calculs thermodynamiques au niveau de compresseur axial

➤ *Point 1 (à l'entrée de compresseur)*

On calcul les variable **h**, **s** avec cette fonction

$$[h_1, s_1] = f(T_1, P_1)$$

À l'aide d'un couplage entre le logiciel MATLAB et NST-REFPROP par cette commande :

$$[h1\ s1]=refpropm('HS','T',t1+kk,'P',p1,fluid) \quad \text{avec fluid='AIR.ppf'}$$

➤ *Point 2s (à la sortie de la compresseur)*

En point 2s on  $s_{2s}=s_1$  donc on peut calcul la fonction

$$h_{2s} = f(P_2, s_{2s})$$

À l'aide d'un couplage entre le logiciel MATLAB et NST-REFPROP par cette commande :

$$h2s=refpropm('H','P',p2,'S',s2is,fluid) \quad \text{avec fluid='AIR.ppf'}$$

➤ *Point 2 (à la sortie de compresseur) :*

On calcul **h2** :

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1)/\eta_{is}^c$$

On calcul les variable **T**, **s** avec cette fonction

$$[T_2, s_2] = f(P_2, h_2)$$

À l'aide d'un couplage entre le logiciel MATLAB et NST-REFPROP par cette commande :

$$[T2\ s2]=refpropm('TS','P',p2,'H',h2,fluid) \quad \text{avec fluid='AIR.ppf'}$$

## 2. Calculs thermodynamiques au niveau de la chambre de combustion :

➤ *Les fractions molaires et massique de gaz naturel :*

**Tableau (1)** Fractions molaires et massique des produits dû à la combustion

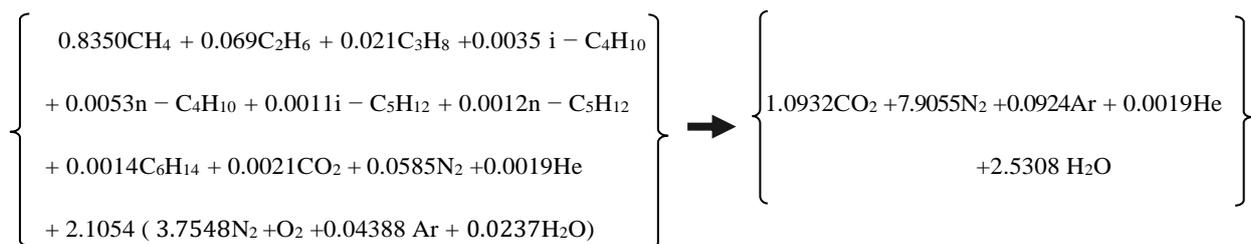
<i>Composant du Combustible</i>	<i>Fraction molaire <math>X_i</math> (%)</i>	<i>Fraction massique <math>w_i</math> (%)</i>
<b>CH<sub>4</sub></b>	83.50	70.75
<b>C<sub>2</sub>H<sub>6</sub></b>	6.90	10.96
<b>C<sub>3</sub>H<sub>8</sub></b>	2.10	4.89
<b>i – C<sub>4</sub>H<sub>10</sub></b>	0.35	1.07
<b>n – C<sub>4</sub>H<sub>10</sub></b>	0.53	1.63
<b>i – C<sub>5</sub>H<sub>12</sub></b>	0.11	0.42
<b>n – C<sub>5</sub>H<sub>12</sub></b>	0.12	0.46
<b>C<sub>6</sub>H<sub>14</sub></b>	0.14	0.64
<b>CO<sub>2</sub></b>	5.85	0.49
<b>N<sub>2</sub></b>	0.21	8.66
<b>He</b>	0.19	0.03

➤ *Les fractions molaires et massique des produits dû à la combustion :*

**Tableau (2)** Fractions molaires et massique des produits dû à la combustion

<b>Elément</b>	<b>Fraction molaire</b>	<b>Fraction massique</b>
<b>CO<sub>2</sub></b>	1.0932	0.1509
<b>N<sub>2</sub></b>	7.9055	0.0116
<b>Ar</b>	0.0924	0.6945
<b>H<sub>2</sub>O</b>	2.5308	0.1430
<b>He</b>	0.0019	0.00

➤ *L'équation standard de la combustion devient :*



➤ *Point 3 (à la sortie de chambre de combustion)*

On peut ressource la fonction suivante :

$$[h_3, s_3] = f(T_3, P_3)$$

À l'aide d'un couplage entre le logiciel MATLAB et NST-REFPROP par cette commande :

**fluide1='CO2';**

**fluide2='NITROGEN';**

**fluide3='ARGON';**

**fluide4='WATER';**

**fluide5='HELIUM';**

**X= [FMCO2 FMN2 FMAr FMH2O FMHe]**

**h3= refpropm('H','T',t3+kk,'P',p3,fluide1,fluide2,fluide3,fluide4,fluide5,X)**

### 3. Calculs thermodynamiques au niveau de turbine :

➤ *Point 4s (à la sortie de la turbine)*

En point 4s on  $s_{4s}=s_3$  donc on peut calcul la fonction

$$h_{4s} = f(P_4, s_{4s})$$

À l'aide d'un couplage entre le logiciel MATLAB et NST-REFPROP par cette commande :

**h4s= refpropm('H','P',p4,'S',s4s,fluide1,fluide2,fluide3,fluide4,fluide5,X)**

➤ *Point 4 (à la sortie de la turbine) :*

On calcul **h4** :

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4s}) \times \eta_{is}^t$$

On calcul les variable **T, s** avec cette fonction

$$[T_4, s_4] = f(P_4, h_4)$$

À l'aide d'un couplage entre le logiciel MATLAB et NST-REFPROP par cette commande :

**[T4 s4]=refpropm('TS','P',p4,'H',h4,fluide1,fluide2,fluide3,fluide4,fluide5,X)**

➤ *La consommation spécifique du fioul*

$$CSF = \frac{3600 \cdot \dot{m}_{GN}}{W_{utile}}$$

## Annexe B

### 1. Calcul exergétique au niveau de la chambre de combustion

- Exergie chimique standard des éléments composants du fioul :

**Tableau (1)** Exergie chimique standard des éléments composants du fioul [22]

Elément	Exergie chimique standard $e_{ch}$ (kJ/mol)
<b>C</b>	410.26
<b>H<sub>2</sub></b>	236.1
<b>O<sub>2</sub></b>	3.97
<b>N<sub>2</sub></b>	0.72
He	30.16

- Energie libre de formation de Gibbs standard :

L'énergie libre de formation de Gibbs standard, notée  $G_E$ , est une mesure de l'énergie libre qui est associée à la formation d'une mole d'une substance à partir de ses éléments constitutifs dans leur état standard (c'est-à-dire à une pression de 1 bar et à une température de 25°C).

**Tableau (2)** Gibbs standard des éléments composants du fioul [23]

Composant du Combustible	Symbole	$G_E$ (kJ/mol)
Méthane	$CH_4$	-50.72
Ethane	$C_2H_6$	-32.82
Propane	$C_3H_8$	-23.49
Isobutane	$i - C_4H_{10}$	110
Butane	$n - C_4H_{10}$	-16.570
Isopentane	$i - C_5H_{12}$	36.5
Pentane	$n - C_5H_{12}$	-8.650
Hexane	$C_6H_{14}$	-4.2
Dioxyde de Carbone	$CO_2$	-393.509

- Exergie spécifique des éléments composants du fioul :

$$e_{CH_4, ch} = G_{CH_4} + (2 * e_{H_2, ch}) + e_{c, ch}$$

- Exergie spécifique du fioul :

$$e_{GN} = \sum_i (w_i * e_{x, ch})$$

- Le taux d'exergie du fioul :

$$\dot{E}X_{GN} = e_{GN} * \dot{m}_{GN}$$

# Annexe C

