

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR – ANNABA
BADJIMOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار عنابة

Faculté : Technologie

Département : Génie Mécanique

Domaine : Sciences et technologies

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de Master

Étude des performances énergétiques d'une turbine à gaz

Présenté par : Sad saoud khaled

Encadrant: Kadri Salim MCB UMBA

Jury de Soutenance :

BOUMARAF LATRA	PROF	UBMA	Président
KADRI SALIM	MCB	UBMA	Encadrant
DJEMILI ABDELOUHEB	MCA	UBMA	Examinateur



Au nom d'Allah, le Tout Miséricordieux, le Très Miséricordieux.

In the name of Allah, the Most Gracious, and the Most Merciful.

Remerciements

Avant toute chose, je rends grâce à *Allah*, source de lumière et de sagesse, qui m'a guidé et soutenu tout au long de ce parcours.

La réalisation de ce mémoire n'aurait pas été possible sans le soutien et l'implication de nombreuses personnes, auxquelles je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance.

Je tiens à remercier chaleureusement ma directrice de mémoire, Mr.KADRI SALIM, pour sa patience, sa disponibilité constante, ainsi que pour la qualité de ses conseils. Son encadrement rigoureux et ses encouragements ont été d'une grande valeur pour l'aboutissement de ce travail.

Je suis honoré par la présence de Mme.BOUMARAF LATRA en tant que président du jury. Qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude la plus sincère pour l'attention qu'il a portée à ce mémoire.

Mes remerciements s'adressent également à Mr.DJEMILI ABDELOUHEB, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de faire partie du jury.

J'aimerais également remercier l'ensemble des enseignants du département de génie mécanique de l'université Badji Mokhtar – Annaba. Par leur enseignement et leur accompagnement, ils m'ont permis d'acquérir les connaissances nécessaires à la réalisation de ce projet.

Enfin, je n'oublie pas mes amis et collègues, dont le soutien moral, les échanges intellectuels et l'amitié m'ont été précieux tout au long de cette aventure.

Dédicace

Je dédie ce travail modeste à mes parents, qui m'ont toujours entouré d'amour et de soutien. Que Dieu leur accorde santé et longue vie.

Je remercie aussi ma bien-aimée, qui m'a beaucoup aidé et encouragé tout au long de ce travail. Sans elle, cette réussite n'aurait pas été possible.

Je tiens à exprimer ma gratitude à Monsieur KADRI SALIM, mon encadreuse, pour ses précieux conseils et sa patience.

À ma sœur, mes frères, mes amis et collègues, merci pour leur présence et leur soutien pendant ces années d'études.

Table des matières

Liste des figures	i
Liste des tableaux	iii
Nomenclatures	iv
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Description du procédé de la centrale thermique de Eddraouch (SPE)

Introduction	3
I.1. Présentation de la Centrale à cycle combiné (CC)	3
I.2. Caractéristiques techniques de la centrale électrique Koudiet Draouch	4
I.3. Localisation de la centrale	4
I.4. Description technique du projet	5
I.5. Modèle du cycle combiné utilisé	6
I.6. Principaux équipements de la centrale thermique à cycle combiné	7
Conclusion	9

Chapitre II : Généralité sur les Turbine à gaz

Introduction	10
II.1. Développement historique	10
II-2- Définition	11
II.3. Où utilise-t-on les turbines à gaz ?	12
II.4. Eléments fondamentaux d'une turbine à gaz	13
II-4-1-Compresseur	14
II-4-2-Chambre de combustion	14
II-4-3-Turbine	15
II.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	16
II.6. Classification des turbines à gaz	17

Table de matières

II.7. Appellation des turbines à gaz GE (General Electric)	21
II.8 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	22
II.8.1 Avantages	22
II.8.2 Inconvénients	22
Conclusion	22

Chapitre III : Evaluation des Performances énergétiques du cycle de Brayton

Introduction	23
III.1. Description du cycle de Baryton	23
III.1.1. Composants	24
III.2. Evaluation des performances du cycle	26
III.2.1. Cas du cycle de Brayton idéal	27
III.2.2. Cas du cycle de Brayton réel	34
III.2.2.1. Étude énergétique	35
III.3. Evaluation de la consommation du combustible	38
Conclusion	42

Chapitre IV : Analyse énergétique d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau

Introduction	43
IV .1 Description du phénomène physique	43
IV.2. Thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur (cycle STIG)	44
IV.2.1. Cycle proposé	44
IV.2.1.1 Présentation de l'installation avec injection de vapeur	44
IV.2.1.2. Modèle de la TAG avec injection de vapeur	45
IV.2.2. Analyse de la compression	46
IV.2.3. Analyse de la combustion	46
IV.2.4. Effets de l'injection de la vapeur sur les caractéristiques principales de la TAG	47
IV.3. Calcul de la turbine à gaz avec l'injection de la vapeur	48
Conclusion	55

Table de matières

Chapitre V : Modélisation et la simulation par Aspen Hysys

Introduction	56
V.1.Définition de modèle et de la simulation	56
V.2.Utilisation de la simulation	57
V.3.Concepts et caractéristiques du simulateur HYSYS	57
V.4.Environnement de simulation	59
V.5.Caractéristiques principales de Aspen HYSYS	59
V.6.Les modèles thermodynamique de Aspen HYSYS	60
V.6.1.Les équations d'état	60
V.6.2.Equation de PMG-ROBINSON	61
V.7.Les étapes principales pour étudier une TAG avec Aspen HYSYS	61
V.8.Les étapes de la simulation avec Aspen HYSYS	63
V.9.Calcul des performances de l'installation TAG avec injection vapeur d'eau par Hysys	65
V.9.1.Comment insérer les données	65
V.10. Calcul	70
V.11.Résultats et Discussion	71
V.10.1.Effet d'injection de la vapeur d'eau sur la performance du TAG	71
V.10.1.1.Analyse des performances de la turbine à gaz à l'état sec	71
V.11.1.2. Analyse des performances de la turbine à gaz avec injection de la vapeur d'eau .	72
Conclusion	74
CONCLUSION GÉNÉRALE	75
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE	76

Liste des figures

***Chapitre I : Description du procédé de la centrale thermique de Eddraouch
(SPE)***

Figure I.1 : Vue générale de la centrale Koudiet Eddraouche	3
Figure I.2 : Vue satellitaire de la centrale de Koudiet Eddraouche (Google map,2025)	5
Figure I.3 : Vue de la disposition d'un cycle combiné	6
Figure I.4 : Modèle du cycle combiné S107FA-SS	7
Figure I.5 : Les équipements pertinents de la centrale à cycle combiné	8

Chapitre II : Généralité sur les Turbine à gaz

Figure II.1 : vue de la turbine à gaz	12
Figure II.2 : Schéma du fonctionnement d'une chambre à combustion	15
Figure II.3 : Dessin d'un étage d'une turbine	16
Figure II.4 : Schéma montre le passage du gaz à travers les composants de la turbine	17
Figure. II.5 : Cycle de Brayton avec la régénération	19
Figure. II.6 : Turbine à gaz à un seul arbre	20
Figure. II.7 : Turbine à gaz bi-arbre	20
Figure II.8 : Méthode d'appellation des turbines à gaz	21

Chapitre III : Evaluation des Performances énergétiques du cycle de Brayton

Figure III.1 : Composants du cycle de Brayton	24
Figure III.2 : Diagramme Température-Entropie du Cycle théorique de Brayton	25
Figure III.3 : Diagrammes P-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton	27
Figure III.4 : compression isentropique dans le diagramme (T S)	27
Figure III.5 : détente isentropique dans le diagramme (T S)	29
Figure III.6: Évolution de η_{tc} en fonction de taux de compression (τ) dans le cas du cycle idéal avec l'air comme fluide de travail	31
Figure III.7 : Présentation de la combustion	38

Liste des figures

Chapitre IV : Analyse énergétique d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau

Figure IV.1 : Cycle d'une turbine à gaz injecté par la vapeur.....	44
Figure IV.2. : Volume de contrôle de la chambre de combustion	47
Figure IV.3 : Rapport de débit fuel en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée	49
Figure IV.4 : Le travail de la turbine en fonction du rapport de débit de la vapeur injecté	51
Figure IV.5 : Le travail utile la turbine en fonction du rapport de débit de la vapeur injecté	52
Figure IV.6 : Variation de la puissance de turbine en fonction de débit de vapeur injectée	53
Figure IV.7 : Variation de la puissance utile de turbine en fonction de débit de vapeur injectée	54

Chapitre V : Modélisation et la simulation par Aspen Hysys

Figure V.1 : Interface principale Hysys	63
Figure V .2 : Compositions d'air et combustible	64
Figure V.3 : Fluide package	64
Figure V.4 : Éléments de l'installation TAG	65
Figure V.5 : Fenêtre des données de compresseur	66
Figure V.6 : Fenêtre des données d'échangeur	67
Figure V.7 : Fenêtre des données de chambre de combustion	67
Figure V.8 : Fenêtre des données de turbine	68
Figure V.9 : Fenêtre des données d'Adjust	68
Figure V.10 : Fenêtre des données de la Balance	69
Figure V.11 : Installation finale	69
Figure V.12 : Pc en fonction τ	71
Figure V.13 : Pt en fonction de τ	72
Figure V.14 : Puissance utile en fonction de τ	72
Figure V.15 : Ture du gaz échap en fonction τ	72
Figure V.16 : Pc en fonction du τ . (avec injection)	73
Figure V.17 : Pt en fonction du τ . (avec injection)	73
Figure V.18 : Puissance utile en fonction du τ	73
Figure V.19 : Puissance utile en fonction du débit de la vapeur injectée	74

Liste des tableaux

Chapitre III : Evaluation des Performances énergétiques du cycle de Brayton

Tableau III.1 : Paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz de Draouch	26
Tableau III.2 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement idéal avec l'air comme fluide de travail	32
Tableau III.3 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement idéal avec le fluide réel comme fluide de travail	34
Tableau III.4 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement réel	41

Chapitre IV : Analyse énergétique d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau

Tableau IV.1 : Rapport débit fuel en fonction rapport de débit de vapeur injectée	49
Tableau IV.2 : Le travail de la turbine en fonction rapport de débit de vapeur injectée	51
Tableau IV.3 : Puissance fournie par la turbine en fonction débit de vapeur injectée	53

Chapitre V : Modélisation et la simulation par Aspen Hysys

Tableau V .1 : Résultats finaux de Calcul de l'installation	70
Tableau V.2 : Résultats finaux de la composition	70

Nomenclature

Abréviations :

CC	Cycle combiné ou chambre de combustion
HRSG	Chaudière de recuperation (Heat Recovery Steam Generator)
TAG	Turbine à gaz
TV	Turbine à vapeur
STIG	Steam Injected Gas Turbine

Lettres latines :

Symbol	Définition	Unité
C_p	Capacité thermique massique isobare	$(\frac{J}{Kg} \cdot K)$
f	Rapport des débits air/combustible	
h	Enthalpie massique	$(\frac{J}{Kg})$
\dot{m}	Débit massique	$(\frac{Kg}{s})$
P	Pression	(bar)
P	Puissance mécanique	(W)
PCI	Pouvoir calorifique du gaz naturel	$(\frac{J}{Kg})$
T	Température	(°C ou K)
W	Quantité de travail spécifique	$(\frac{J}{Kg})$
Q	Quantité de chaleur spécifique	$(\frac{J}{Kg})$

Nomenclature

Lettres grecques :

α	Rapport T_{\max}/T_{\min} dans le cycle de Brayton	
γ	Coefficient adiabatique	
τ	Taux de compression	
η	Rendement thermique	
r	Constante spécifique des gaz parfaits pour l'air sec	$\left(\frac{J}{Kg} \cdot K\right)$
ϵ	Efficacité d'un récupérateur de chaleur	

Exposants et indices :

C	Compresseur
A	Air
CC	Chambre de combustion ou cycle combiné
Ge	Gaz d'échappement
S	Isentropique
T	Turbine
TAG	Turbine à gaz
TV	Turbine à vapeur
ut	Utile
v	Vapeur
g	Gaz
inj	Injection
th	Thermique

Résumé

Ce mémoire présente une étude énergétique approfondie d'une centrale thermique à cycle combiné exploitant une turbine à gaz de type MS9001FB, située à Koudiet Draouch. Le travail commence par une description technique du procédé et des principes de fonctionnement de la turbine à gaz. Une analyse thermodynamique du cycle de Brayton est ensuite réalisée, dans les cas idéal et réel, afin d'évaluer le rendement énergétique. Une attention particulière est portée à l'effet de l'injection de vapeur d'eau sur la performance de la turbine. Enfin, une simulation a été effectuée à l'aide du logiciel Aspen HYSYS pour modéliser le comportement global de l'installation et valider les résultats obtenus. Les conclusions confirment l'intérêt de cette technique pour l'optimisation énergétique des cycles combinés.

Abstract

This thesis presents a comprehensive energy analysis of a combined cycle thermal power plant using a MS9001FB gas turbine, located in Koudiet Draouch. The study begins with a technical description of the process and the operating principles of the gas turbine. A thermodynamic evaluation of the Brayton cycle is conducted under both ideal and real conditions to assess the system's efficiency. Special attention is given to the effect of steam injection on the turbine's performance. Finally, the Aspen HYSYS software is used to simulate and model the entire system, confirming the effectiveness of the proposed optimization strategy. The results demonstrate the significant benefits of steam injection for improving the overall efficiency of combined cycle systems.

ملخص

يتناول هذا البحث دراسة تحليلية طاقوية شاملة لمحطة كهرباء تعمل بدورة مركبة، تعتمد على توربين غازي من نوع MS9001FB ، وتوجد بمحطة "كودية دراوش". بدأ العمل بوصف تقني لمنظومة التشغيل ومبادئ عمل التوربين الغازي، ثم جرى تقييم الدورة الحرارية (دورة Brayton) في حالتيها المثالية والواقعية لتحليل المردودية الطاقوية. كما تم التركيز على تأثير حقن البخار على أداء التوربين. واختتمت الدراسة بمحاكاة رقمية باستخدام برنامج Aspen HYSYS من أجل نمذجة سلوك المنظومة والتحقق من صحة النتائج المتوصل إليها. وقد أظهرت النتائج فاعلية هذه التقنية في تحسين كفاءة المحطات ذات الدورة المركبة..

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Dans un contexte énergétique mondial de plus en plus exigeant, la recherche de systèmes de production électrique performants et fiables constitue un enjeu majeur. Les turbines à gaz, en particulier lorsqu'elles sont intégrées dans un cycle combiné, offrent une solution prometteuse grâce à leur capacité à exploiter efficacement l'énergie thermique issue de la combustion. Ce type de centrale, basé sur l'enchaînement des cycles de Brayton et de Rankine, permet d'atteindre des rendements élevés tout en réduisant l'impact environnemental.

Le présent mémoire s'inscrit dans cette démarche d'analyse et d'optimisation énergétique. Il porte sur l'étude d'une centrale thermique à cycle combiné située à Koudiet Draouch, exploitant principalement une turbine à gaz de type MS9001FB.

Dans le **premier chapitre** présenté la centrale thermique à cycle combiné de Koudiet Draouch, en détaillant sa structure, son mode de fonctionnement et ses principaux équipements. La centrale, d'une capacité de 1200 MW, combine une turbine à gaz et une turbine à vapeur pour optimiser le rendement énergétique. L'étude met en lumière l'importance de l'intégration des cycles de Brayton et de Rankine dans la production électrique moderne.

Dans le **deuxième chapitre**, nous présentons les généralités sur les turbines à gaz, leur principe de fonctionnement, les éléments qui les composent ainsi que leur évolution technologique. Une attention particulière est accordée à leur rôle dans les installations industrielles et énergétiques.

Le **troisième chapitre** est dédié à l'évaluation énergétique du cycle de Brayton. Nous y analysons le fonctionnement théorique et réel de la turbine à gaz en tenant compte des paramètres thermodynamiques clés, tels que le rendement thermique, les températures de fonctionnement et les pertes énergétiques.

Dans le **quatrième chapitre**, nous explorons l'impact de l'injection de vapeur d'eau dans le cycle. Cette technique permet non seulement d'augmenter la puissance utile produite, mais également de réduire les émissions de NOx. Une étude paramétrique a été menée afin de quantifier les gains en termes de performance.

Enfin, le **cinquième chapitre** est consacré à la modélisation et à la simulation du système à l'aide du logiciel Aspen HYSYS. Cette étape a permis de valider les résultats

Introduction Générale

précédents et de simuler différents scénarios de fonctionnement pour proposer des pistes concrètes d'optimisation.

Problématique

Malgré l'efficacité reconnue des turbines à gaz dans la production d'énergie, leur performance reste limitée par des contraintes environnementales, notamment les variations de la température ambiante et la perte d'énergie thermique dans les gaz d'échappement. Dans les zones côtières comme El Tarf, où est implantée la centrale de Koudiet Draouch, ces facteurs peuvent compromettre la stabilité du rendement énergétique.

Dès lors, il devient nécessaire d'étudier des méthodes permettant d'optimiser l'utilisation de la chaleur résiduelle et d'améliorer l'efficacité globale de la turbine. L'injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion constitue l'une des solutions techniques envisagées dans ce travail, car elle permet non seulement d'augmenter la puissance produite, mais aussi de réduire les émissions polluantes.

CHPITRE I : Description du procédé de la centrale thermique de Draouch (SPE)

Introduction

Lors de ma visite à l'entreprise SPE de Draouch, j'ai eu l'opportunité de découvrir le fonctionnement global d'une centrale électrique ainsi que ses principales composantes. Cette centrale opère selon le principe du cycle combiné et utilise le gaz naturel comme combustible principal.

Ce stage a représenté une véritable occasion d'approfondir mes connaissances sur le fonctionnement des cycles combinés, les méthodes de production de l'électricité, ainsi que sur différents types de pompes utilisés dans ce contexte. Il m'a également permis de mieux comprendre l'interconnexion entre plusieurs disciplines techniques telles que l'électricité, la mécanique, la métrologie, et la mécanique des fluides.

I.1. Présentation de la Centrale à cycle combiné (CC)



Figure I.1 : Vue générale de la centrale Koudiet Eddraouche

La centrale électrique de Koudiet Draouch, située dans la wilaya d'El Tarf, est une installation stratégique détenue conjointement par les groupes Sonelgaz et Sonatrach. Mise en service à la fin du mois de février 2013, elle affiche une capacité de production impressionnante de 1.200 MW.

De type cycle combiné, cette centrale utilise principalement le gaz naturel comme combustible. Toutefois, elle est également capable de fonctionner au gasoil en cas d'interruption de l'approvisionnement en gaz, garantissant ainsi une continuité de service.

Le projet a été réalisé par deux grandes entreprises internationales : l'américaine General Electric et l'espagnole Iberdrola, dans le but de répondre à la demande croissante en énergie électrique en Algérie. Les travaux de construction ont débuté en mai 2007, pour un coût global estimé à 2,7 milliards de dollars (soit environ 179 milliards de dinars algériens).

I.2. Caractéristiques techniques de la centrale électrique de Koudiet Draouche

La centrale électrique de Koudiet Draouche dispose d'une capacité installée totale de 1200 MW, répartie en trois tranches en cycle combiné de 400 MW chacune.

Le gaz naturel constitue le combustible principal utilisé pour le fonctionnement, tandis que le gasoil sert de combustible de secours en cas de besoin.

Le projet a été réalisé par un groupement composé de General Electric et Iberdrola Ingeniería & Construcción, sur une durée de 48,5 mois, avec une mise en service contractuelle datée du 15 janvier 2012.

La CEEG a assuré la maîtrise d'œuvre du projet, tandis que AO&M (Algerian Operating and Maintenance Company) est responsable de l'exploitation et de la maintenance de la centrale.

L'électricité produite est achetée par les sociétés algériennes de distribution : SDA, SDC, SDE et SDO. Le coût total de l'investissement est estimé à environ 35 milliards de dinars algériens.

I.3. Localisation de la centrale

La centrale à cycle combiné à turbines à gaz (CCTG) est implantée sur le site de SPE à Berrihane, relevant de la daïra de Ben M'Hidi, dans la wilaya d'El Tarf, à l'extrême nord-est du littoral algérien.

Elle est située à environ 30 kilomètres à l'est de la ville d'Annaba, aux coordonnées géographiques $36^{\circ}53'04''\text{N}$ et $08^{\circ}04'11''\text{E}$ (référentiel UTM WGS 84). Le site bénéficie d'une position dominante, s'élevant à près de 40 mètres au-dessus du niveau de la mer, sur une falaise côtière.

L'accès à la centrale s'effectue par le chemin de wilaya n° 109, une route à double voie reliant Annaba à El Tarf. Ce tracé traverse plusieurs localités, notamment Ferdjioua, El Harraba et Berrihane, qui sont les agglomérations les plus proches de l'installation.



Figure I.2 : Vue satellitaire de la centrale de Koudiet eddraouche (Google map, 2025)

I.4. Description technique du projet

La centrale électrique de Koudiet Eddraouch (SKD), située dans la wilaya d'El Tarf, est une installation à cycle combiné simple arbre, mise en service en 2013 avec une puissance nette d'environ 1 200 MW. Alimentée principalement par le gaz naturel provenant de Hassi R'Mel et utilisant le gasoil comme combustible de secours, elle comprend trois tranches identiques, chacune équipée d'une turbine à gaz, d'un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) sans post-combustion, et d'une turbine à vapeur. Réalisée par General Electric et Iberdrola, elle est conçue pour un fonctionnement flexible pouvant atteindre 7 800 heures/an, avec une capacité de démarriages fréquents (260 à chaud, 27 à tiède, 9 à froid). Chaque tranche assure une production stable, la prise en charge en déséquilibre, et la résistance aux courts-circuits. La centrale fonctionne sous une tension de 400 kV, avec des alternateurs refroidis à l'hydrogène, et dispose d'infrastructures de traitement des eaux (dessalement, déminéralisation, bassins, drainage, etc.) garantissant un fonctionnement continu et fiable, même en cas de changement de combustible.

I.5. Modèle du cycle combiné utilisé

Une centrale thermique à cycle combiné repose sur l'association de deux cycles de production d'électricité, exploitant des plages de température différentes. Le premier étage utilise une turbine à gaz fonctionnant à haute température, tandis que le second étage met en œuvre une turbine à vapeur exploitant l'énergie résiduelle des gaz d'échappement à températures moyennes et basses.

La transition entre les deux cycles est rendue possible grâce à la proximité thermique entre la fin de la phase utile du cycle à gaz et le début du fonctionnement efficace du cycle à vapeur. Ce couplage permet de former une cascade thermodynamique à deux niveaux, optimisant ainsi le rendement global de l'installation.

C'est dans cette logique qu'intervient le concept de cycle combiné, représenté dans la figure suivante.



Figure I.3 : Vue de la disposition d'un cycle combiné

De nos jours, le cycle combiné est l'un des systèmes les plus couramment utilisés dans les centrales électriques. Il s'agit d'une technologie hybride qui combine un cycle de Brayton pour la production d'énergie électrique et un cycle de Rankine pour la production d'énergie thermique.

Les excellents rendements qu'atteignent aujourd'hui les centrales électriques à cycle combiné (supérieurs à 60 % sur PCI), sont le résultat de l'intégration en une seule unité de production de deux technologies complémentaires en terme de niveau de température : les turbines à gaz, qui fonctionnent à haute température (dans une machine aérodérivée les gaz entrent typiquement à 1300 °C dans la turbine de détente, et en ressortent vers 500 °C), et les centrales à vapeur, qui opèrent à des températures plus basses (entre 450 °C et 30 °C dans ce cas).

Dans les turbines à gaz modernes, la régénération est rarement possible ou économiquement intéressante. Une autre manière de valoriser l'enthalpie résiduelle des gaz

d'échappement est de s'en servir comme source chaude pour un deuxième cycle de production d'énergie mécanique. Les cycles combinés correspondent à cette nouvelle génération de centrales thermiques.

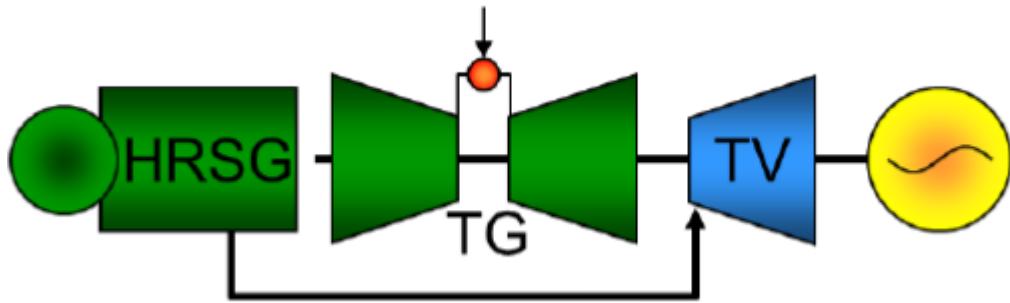


Figure I.4 : Modèle du cycle combiné S107FA-SS

I.6.Principaux équipements de la centrale thermique à cycle combiné

Une centrale thermique à cycle combiné est constituée des différents éléments, dont chaque élément joue un rôle différent. Vu la diversité des technologies relative aux constructeurs et les objectifs de croître la production avec un rendement optimal, on peut trouver de multiples types de centrales à cycle combiné tel que la technique de refroidissement par aéroréfrigérants, et par l'eau qui constitue notre cas.

Les principaux éléments de ce type de centrales peuvent être résumés comme suit

- Turbine à gaz.
- Turbine à vapeur.
- Compresseur.
- Chambre de combustion.
- Générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC).
- Condenseur.
- Pompe.
- Générateur d'électricité.

Les principes de fonctionnement de ces équipements sont définis dans ce qui suit.

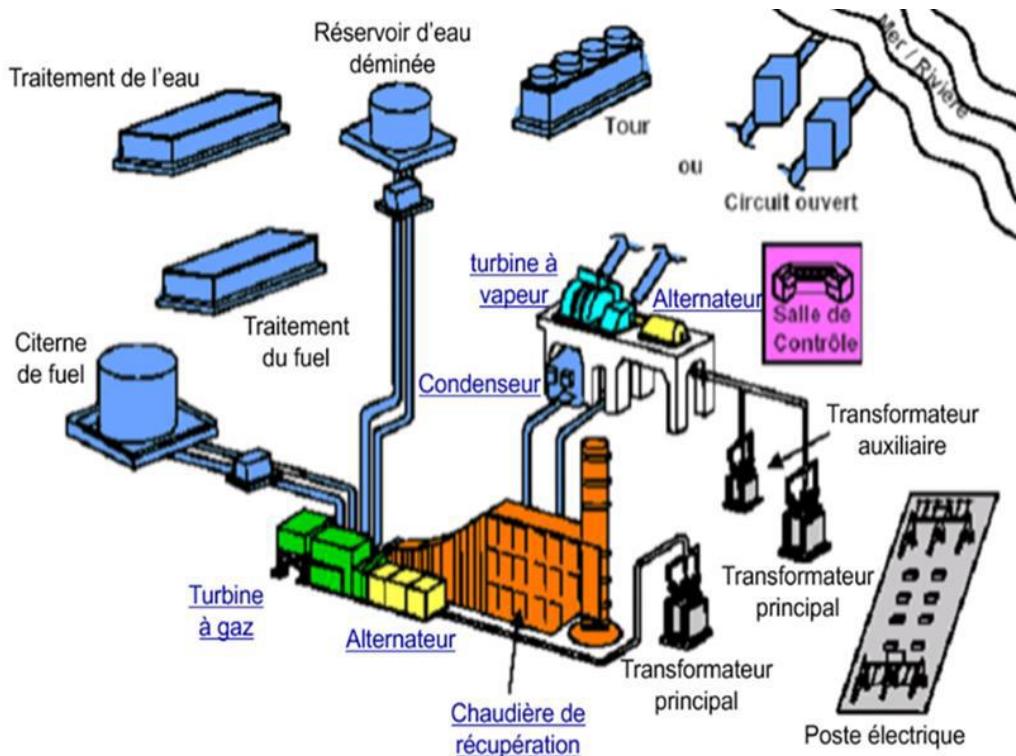


Figure I.5 : Les équipements pertinents de la centrale à cycle combiné

Conclusion

Ce travail m'a permis de comprendre en profondeur le principe de fonctionnement d'une centrale électrique à cycle combiné à gaz, ainsi que la logique ayant conduit à son développement. L'innovation repose sur l'idée que les gaz brûlés à la sortie de la turbine à gaz, encore très chauds (plus de 600 °C), peuvent être utilisés pour transférer leur chaleur à un circuit secondaire. Grâce à un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG), cette énergie est exploitée pour actionner une turbine à vapeur, permettant ainsi une utilisation optimale de la chaleur issue de la combustion. Ce procédé améliore considérablement le rendement énergétique de l'ensemble du système.

Chapitre II : Généralité sur les Turbine à gaz

Introduction

La turbine à gaz est une machine thermique qui appartient à la famille des moteurs à combustion interne. Elle permet de transférer l'énergie thermique en énergie mécanique par l'entrainement en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou bien de l'énergie cinétique par détente des gaz en sortie de la turbine dans une tuyère (Turbo réacteur).

II.1. Développement historique

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 Stoltz
- ❖ 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 avaient 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 entée 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).

II.2. Définition

Les turbines à gaz appartiennent à la famille des turbomachines, qui se caractérisent par un transfert d'énergie entre un fluide en écoulement continu et un rotor en rotation à vitesse constante autour d'un axe.

La turbine à gaz, également désignée par le terme turbine à combustion (TAG), constitue le cœur du cycle thermodynamique, où s'opèrent les différentes transformations énergétiques du fluide moteur.

Le mot « gaz » dans la dénomination « turbine à gaz » fait référence au caractère gazeux du fluide circulant le long de la turbine et non au combustible utilisé, qui peut être

d'ailleurs soit gazeux (gaz naturel, butane ou propane), soit liquide (depuis les plus volatils comme le naphta, l'alcool, en passant par le kérósène ou le fioul domestique), jusqu'aux combustibles les plus visqueux (fiouls lourds ou résiduels, voire du pétrole brut). [2]

On un exemple Figure II.1.

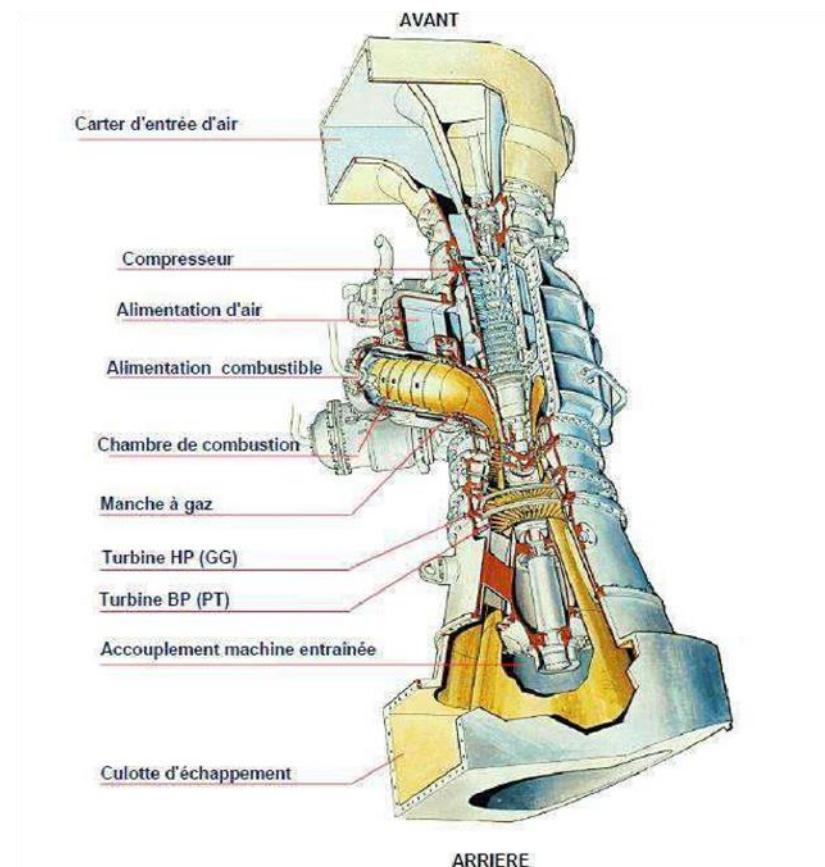


Figure II.1 : vue de la turbine à gaz [3]

II.3. Où utilise-t-on les turbines à gaz ?

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

➤ **Appareils fixes :**

Ces appareils font l'objet d'un stage de formation. Ils sont destinés aux services industriels suivants :

- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cycle ouvert.
- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cycle combiné.
- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cogénération.
- Entraînement des compresseurs de réinjection.
- Entraînement des pompes de réinjection.
- Entraînement des compresseurs pour gazoducs.
- Entraînement des pompes pour oléoducs.
- Procédés industriels particuliers.

➤ **Appareils mobiles :**

Du point de vue historique, ces appareils ont été introduits en premier. Ils comprennent les domaines suivants :

- Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.
- Traction routière. [4]

II.4. Eléments fondamentaux d'une turbine à gaz

L'ensemble de la turbine à gaz est constitué par trois composantes essentielles :

- Le compresseur à écoulement axial ou centrifuge.
- La chambre de combustion.
- La turbine.

II.4.1. Compresseur

Le rôle du compresseur est d'aspirer et de comprimer l'air pour l'amener à des vitesses, pression et température optimales à l'entrée de la chambre de combustion. Il utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, en tenant compte les prélèvements d'air aux étages intermédiaires pour refroidir les parties chaudes. Il existe deux sortes principales de compresseurs, centrifuges et axiaux.

II.4.2. Chambre de combustion

La chambre de combustion, située entre le compresseur et la turbine, est composée d'un foyer ou tube à flamme, généralement de forme torique. Ce foyer est enfermé dans un carter également de forme torique.

La chambre de combustion a pour rôle de chauffer l'air en sortie du dernier étage du compresseur, afin de lui fournir l'énergie nécessaire pour entraîner la ou les turbines, et pour générer une poussée suffisante au niveau de la tuyère dans le cas des aéronefs. Cet apport de chaleur est assuré par la combustion de l'oxygène contenu dans l'air avec un carburant.

La combustion doit être aussi complète que possible, et la répartition des températures des gaz doit être aussi homogène que possible. Bien que le principe de fonctionnement puisse varier d'une turbine à gaz à une autre, le fonctionnement général reste relativement similaire.

L'air qui pénètre dans la chambre de combustion est réparti en plusieurs circuits. Une partie entre directement dans le tube à flammes et l'injecteur afin de participer à la combustion. Une autre partie contourne le tube à flammes ; elle est utilisée à la fois pour le refroidissement des parois et pour la dilution et le mélange de l'écoulement d'air dans le foyer (voir Figure II-2).

On distingue principalement deux types de chambres de combustion utilisées dans les turbines à gaz : les chambres séparées ou tubulaires, et les chambres annulaires.

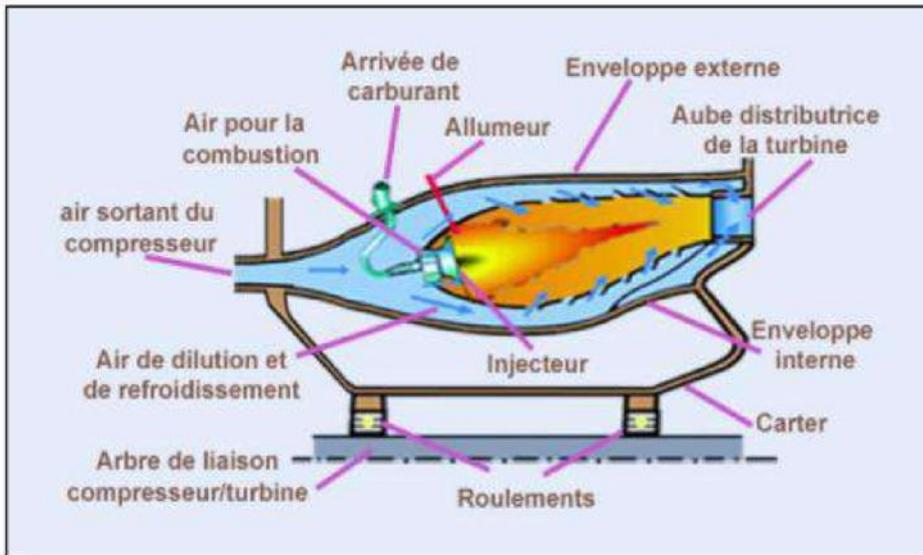


Figure II.2 : Schéma du fonctionnement d'une chambre à combustion [5]

II.4.3. Turbine

La turbine récupère une partie de l'énergie issue de la combustion des gaz afin d'assurer le fonctionnement du compresseur et des auxiliaires. L'autre partie est utilisée soit pour générer la poussée, dans le cas d'un turboréacteur, soit pour entraîner un arbre de transmission relié à une charge (hélice, soufflante, pompe, compresseur, etc.).

a turbine axiale est la solution la plus couramment utilisée dans les turbines à gaz. À la sortie de la chambre de combustion, les gaz se détendent dans le distributeur (ou stator), qui accélère l'écoulement tout en le déviant. Sous l'effet de cet écoulement, le rotor — qui possède également des profils déviateurs — se met en rotation.

Un étage de turbine est donc constitué d'une rangée fixe (le stator ou distributeur), suivie d'une rangée mobile (le rotor), comme illustré dans la Figure II.3.

La turbine peut être mono-étagée, bi-étagée ou comporter plusieurs étages. Dans la majorité des cas, le nombre d'étages ne dépasse pas trois.

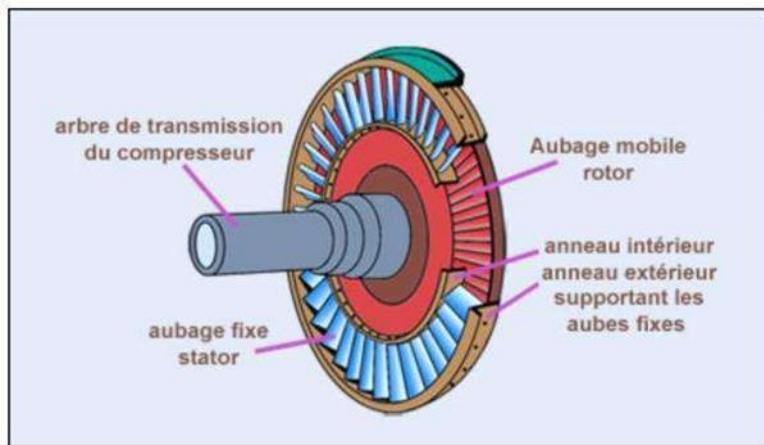


Figure II.3 : Dessin d'un étage d'une turbine [5].

II.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

1. elle extrait de l'air du milieu environnant (aspiration).
2. elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur (compression).
3. elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brulant le Combustible dans une chambre de combustion (gaz chaud).
4. elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre (expansion) ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine et, de l'autre coté à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement comme par exemple un alternateur ou un compresseur centrifuge.
5. elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus (échappement) [6].

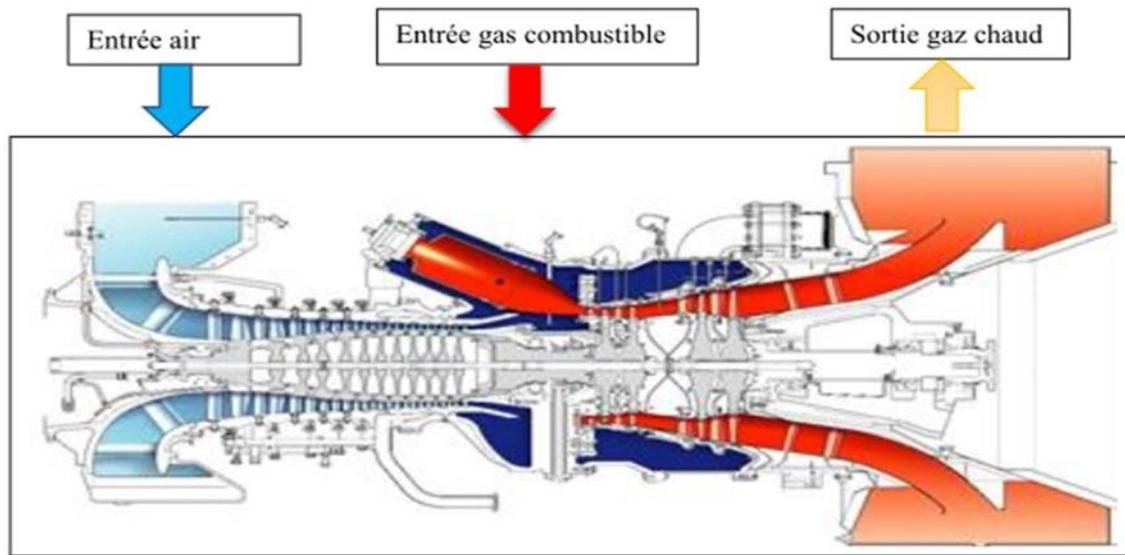


Figure II.4 : Schéma montre le passage du gaz à travers les composants de la turbine [7].

II.6. Classification des turbines à gaz

Les turbines à gaz peuvent être classées :

- **Par mode de construction :**

Le domaine d'utilisation d'une turbine à gaz est un moyen de choisir le type de machines adéquates. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre ; elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres), elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,). Elles se composent, principalement, de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), la deuxième est liée à la charge. 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 générer de la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

- **Par mode de travail :**

On distingue deux types de turbines :

-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 $P_1 > P_2 = P_3$.

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

Avec :

P_1 : Pression des gaz à l'entrée de la directrice

P_2 : Pression des gaz à la sortie de la directrice

P_3 : Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine

- **Par mode de fonctionnement thermodynamique :**

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

-Turbine à cycle simple : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement.

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

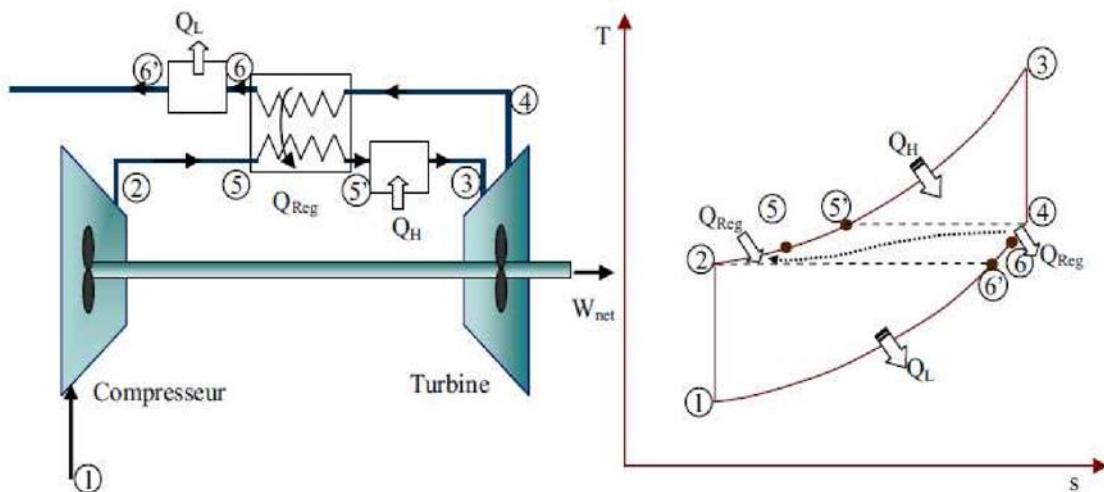


Figure. II.5 : Cycle de Brayton avec la régénération

• **Selon la disposition de l'arbre :** Un autre moyen de classification des turbines à gaz est selon la disposition et le nombre d'arbres qu'elles peuvent contenir, on trouve à cet effet :

-**Arbre unique :** Dites aussi mono-arbre, c'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun. Elle est généralement utilisée dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité) comme le montre le schéma de la figure II.5.

-**Deux arbres :** Elle a l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseurs, ...), elle se compose de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine génératrice de gaz (GG), la deuxième est liée à la charge (figure II.6).

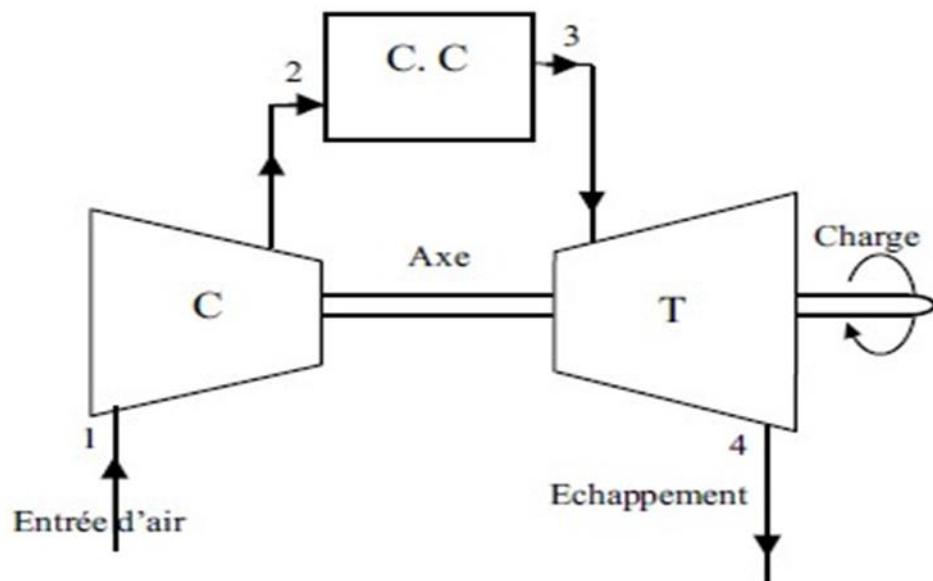


Figure. II.6 : Turbine à gaz à un seul arbre

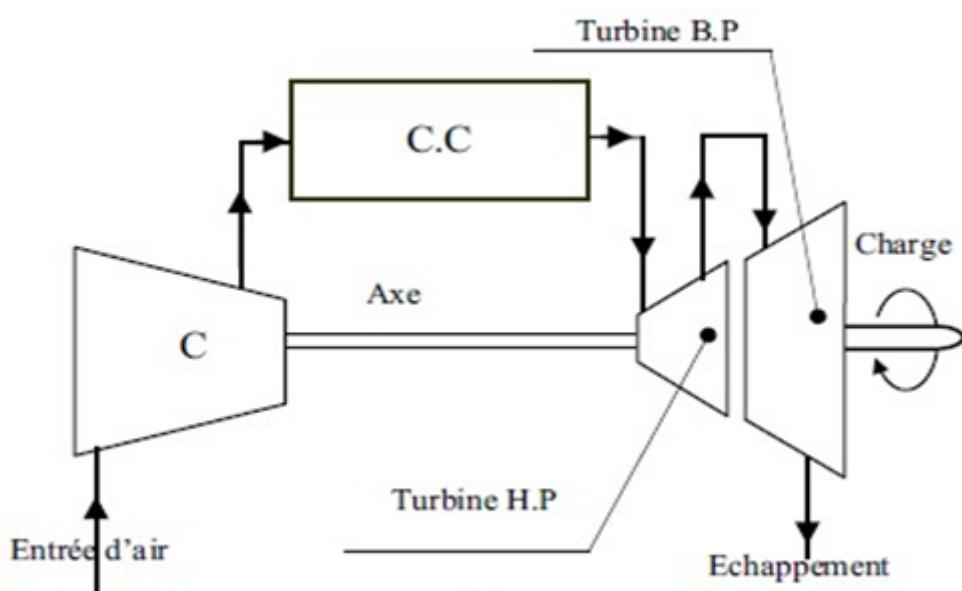


Figure. II.7 : Turbine à gaz bi-arbre

-Arbres multiples : C'est une turbine dont laquelle les rotors des éléments mécaniques sont montés sur plus d'un arbre rotatif. Ces arbres peuvent tourner ou non entre eux avec un rapport de vitesse déterminé. Ils sont appelés arbres flottants, à l'exception de l'arbre d'accouplement.

II.7. Appellation des turbines à gaz GE (General Electric)

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

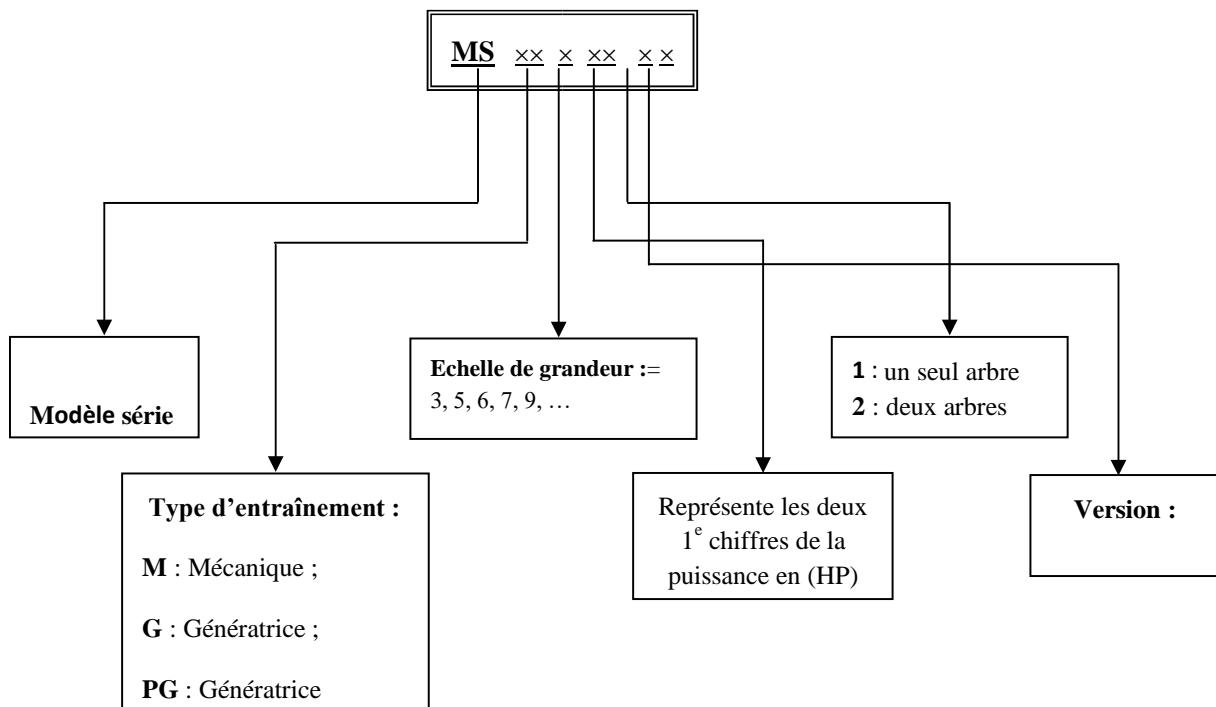


Figure II.8 : Méthode d'appellation des turbines à gaz

Remarque : L'appellation couramment utilisée est par exemple MS5002B, MS5002C et MS9001b... etc.

II.8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

II.8.1. Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logée.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à très froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge [8].

II.8.2. Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000 KW, prix d'installation 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 [8].

Conclusion

Ce chapitre présente une introduction aux turbines à gaz, abordant leurs principes de fonctionnement, leurs différentes classifications et leur évolution historique. Il propose également une analyse comparative mettant en lumière leurs avantages et leurs limites.

Chapitre III : Evaluation des performances énergétiques du cycle de Brayton

Introduction

L'analyse thermodynamique des cycles de turbines à gaz constitue un pilier fondamental dans le domaine de la production d'énergie moderne. Ces turbines, largement utilisées dans les centrales électriques, notamment dans les cycles combinés, sont au cœur des systèmes TGV (Turbine Gaz-Vapeur), où la synergie entre turbines à gaz et turbines à vapeur permet d'atteindre des rendements énergétiques élevés. Le fonctionnement de ces systèmes repose sur le cycle de Baryton, qui décrit une succession de transformations thermodynamiques essentielles : compression adiabatique de l'air, combustion isobare, détente adiabatique des gaz brûlés, puis échappement. La compréhension approfondie de ce cycle permet d'identifier les principaux facteurs influençant les performances, tels que le rendement thermique, la consommation spécifique de carburant et les émissions polluantes.

Grâce à l'application de la thermodynamique et à l'utilisation de modèles mathématiques avancés, il devient possible de simuler le comportement du cycle dans différentes conditions de fonctionnement, et ainsi de proposer des pistes concrètes d'optimisation. Une telle étude est cruciale non seulement pour améliorer l'efficacité énergétique des installations, mais aussi pour répondre aux enjeux environnementaux actuels liés à la réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Selon Cohen, Rogers et baryton (2009), une maîtrise rigoureuse des principes du cycle de Baryton et de ses variantes constitue une condition indispensable pour le développement de systèmes de production d'énergie plus durables et performants.

III.1. Description du cycle de Baryton

Le cycle de Baryton est un cycle thermodynamique qui utilise un gaz comme caloporteur. Cette invention porte le nom de l'ingénieur américain George Baryton (1830-1892) qui l'a mise au point, même si son origine est attribuée à Barber en 1791. On le connaît également sous l'appellation de cycle de Joule. Le cycle d'Ericsson lui ressemble, bien qu'il fasse appel à une source de chaleur externe et qu'il intègre un régénérateur.

Le cycle de Baryton, également appelé cycle de Joule, est un cycle thermodynamique utilisé dans certains moteurs thermiques comme les turbines à gaz et certains moteurs à réaction (Fig. III.2). Le cycle de baryton en coordonnées (T.S) est donné par la Fig. III.3

Le cycle de Brayton, utilisé dans les turbines à gaz, est un cycle à pression constante, où la combustion et l'échappement s'effectuent sans variation de pression. Dans un cycle simple, cette configuration permet une production de puissance continue, ce qui en fait un système adapté aux besoins de production d'énergie en régime stable.

1-2 : Compression isentropique dans le compresseur.

2-3 : Combustion (apport de chaleur) dans la chambre de combustion à pression constante.

3-4 : Détente isentropique

4-1 : Échappement.

III.1.1. Composants

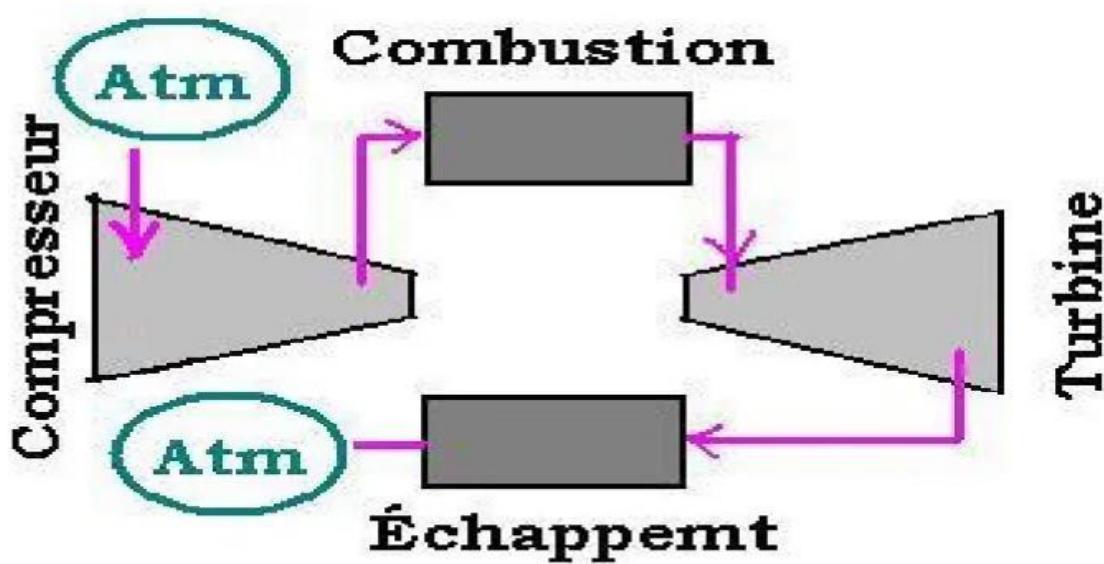


Figure III.1 : Composants du cycle de Brayton.

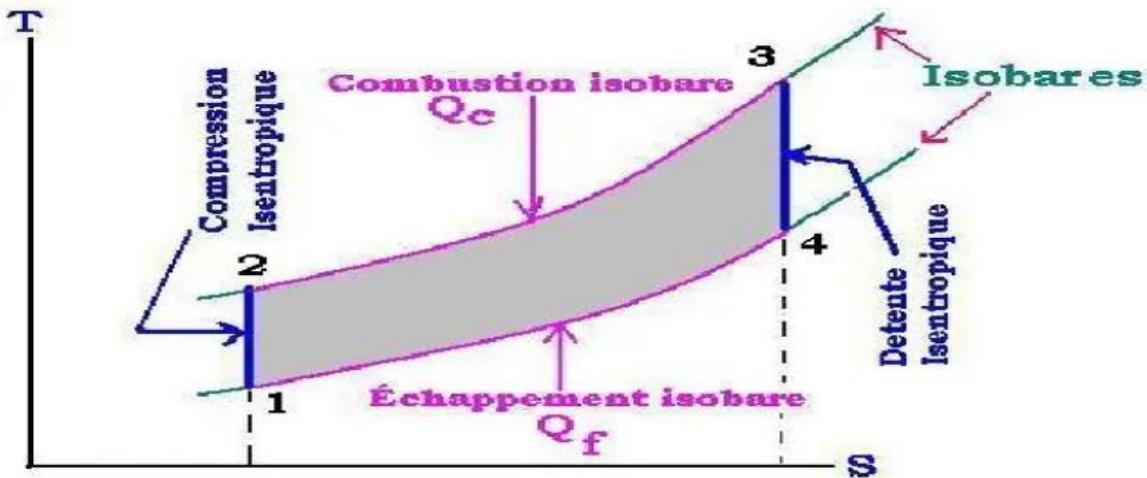


Figure III.2 : Diagramme Température-Entropie du Cycle théorique de Brayton

Admission (compression isentropique) : La soupape d'admission s'ouvre et l'air (le fluide de travail) pénètre dans le cylindre à pression constante. Dans ce processus idéalisé, il n'y a pas de transfert de chaleur entre l'air et les parois du cylindre, la compression est donc dite isentropique. Ce processus est représenté par le chemin allant du point 1 au point 2 sur le graphique.

Compression (isentropique) : La soupape d'admission se ferme et le piston comprime l'air dans le cylindre. Comme la compression se produit rapidement, il y a peu de temps pour le transfert de chaleur entre l'air et les parois du cylindre, ce processus est donc également considéré comme isentropique. Ce processus est représenté par le chemin allant du point 2 au point 3 sur le graphique.

Combustion (isobare) : Au point 3, du carburant est injecté dans le cylindre et s'enflamme. Le processus de combustion se produit à pression constante (isobare) car le piston descend, permettant aux gaz brûlés de se détendre et de maintenir la pression constante. Ce processus est représenté par le chemin allant du point 3 au point 4 sur le graphique.

Échappement (détente isentropique) : La soupape d'échappement s'ouvre et les gaz brûlés sortent du cylindre à pression constante. Similaire au processus d'admission, cette détente idéalisée est considérée comme isentropique car elle se produit rapidement avec un minimum

de transfert de chaleur. Ce processus est représenté par le chemin allant du point 4 au point 1 sur le graphique.

Il est important de noter que le cycle de Baryton que nous venons de décrire est un cycle idéal. En réalité, les processus ne sont pas parfaitement adiabatiques ou isobares, ce qui réduit l'efficacité du cycle réel par rapport au cycle idéal.

III.2. Evaluation des performances du cycle

Paramètres de fonctionnement de la TG	
Température d'aspiration du compresseur $T_1(K)$	295
Pression d'aspiration du compresseur $P_1(bar)$	0,928
Taux de compression τ	18
Température maximal e de la turbine à (l'entrée de turbine) $T_3 (K)$	1462
Le débit des gaz d'échappement $\dot{m}_{ge} \left(\frac{kg}{s} \right)$	634,12
$C_{P_{air}} \left(\frac{J}{Kg \cdot K} \right)$	1005
$r_{air} \left(\frac{J}{Kg \cdot K} \right)$	287,15
$C_{P_{moy}} \left(\frac{J}{Kg \cdot K} \right)$ Des fumées	1275
γ_{moy} Des fumées	1,29
Rendement isentropique du compresseur $\eta_s C$	0,88
Rendement isentropique de la turbine $\eta_s T$	0,88
Le pouvoir calorifique inférieur du carburant $PCI \left(\frac{KJ}{kg} \right)$	45778

Tableau III.1: Paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz de Draouch

III.2.1. Cas du cycle de Brayton idéal

Les différentes étapes du cycle de Brayton sont indiquées sur la figure (III.3)

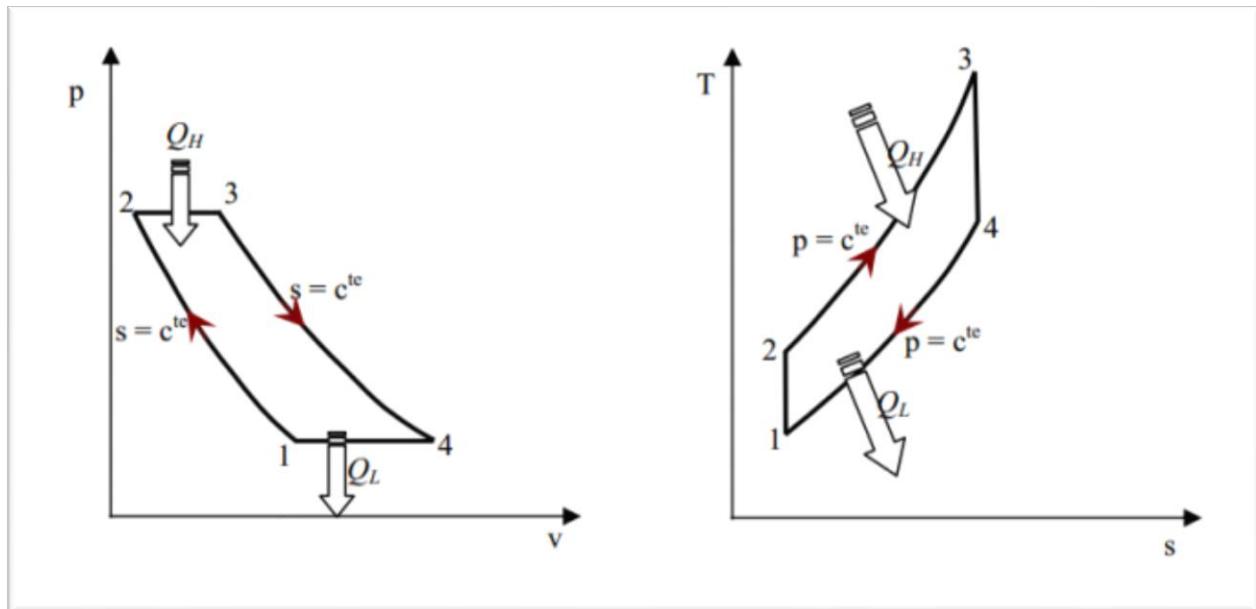


Figure III.3 : Diagrammes P-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.

Dans ce cas :

1-2 : Compression isentropique dans le compresseur ($\eta_s C = 100\%$).

3-4 : Détente isentropique ($\eta_s T = 100\%$).

a) Cas de l'air comme fluide de travail :

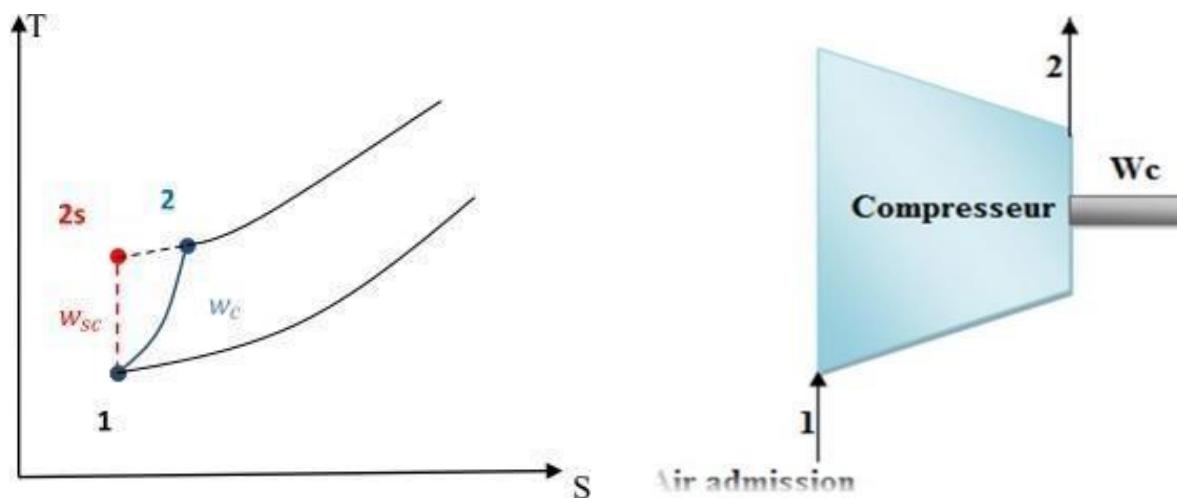


Figure III.4 : compression isentropique dans le diagramme (T S).

- La compression :

Coefficient adiabatique de l'air γ_{air} est :

$$\gamma_{air} = \frac{c_{p_{air}}}{c_{p_{air}} - r_{air}} \quad (\text{III.1})$$

$$\gamma_{air} = \frac{1005}{1005 - 287,15}$$

$$\gamma_{air} = 1,4$$

Température d'aspiration du compresseur T_1 et Pression d'aspiration du P_2 est données dans le tableau II.1

La pression P_2 :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad P_2 = P_1 \cdot \tau \quad (\text{III.2})$$

$$P_2 = 16,704$$

Avec : $\tau = \frac{P_2}{P_1}$ le rapport de compression

Calcul de la température T_{2s} en sortie du compresseur :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad T_{2s} = T_1 \left(\tau \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.3})$$

$$T_{2s} = 673,71 \text{ K}$$

Le travail de compression W_{sc} :

$$W_{sc} = h_{2s} - h_1 = (T_{2s} - T_1) = c_{p_{air}} T_1 \left(\left(\tau \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (\text{III.4})$$

$$W_{sc} = 380600,91 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

- La combustion :

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q_{cc} = c_{p_{air}} (T_3 - T_{2s}) = c_{p_{air}} \left(\alpha - \left(\tau \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (\text{III.5})$$

Avec : $\alpha = \frac{T_3}{T_1}$

$$Q_{cc} = 792231,45 \left(\frac{J}{kg} \right)$$

- La détente :

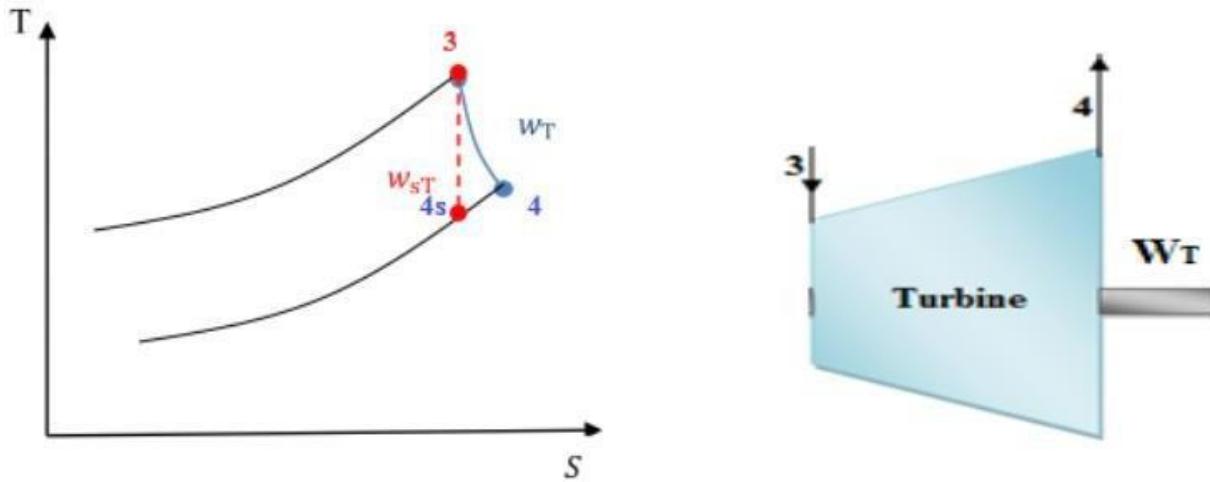


Figure III.5 : détente isentropique dans le diagramme (T S).

Les pressions et les températures absolues au début et enfin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (III\cdot6)$$

Donc :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (III\cdot7)$$

Et :

$$W_{ST} = C_{p_{air}} (T_3 - T_{4s}) = C_{p_{air}} T_3 \left(1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (III\cdot8)$$

$$T_{4s} = 640,17 K$$

$$W_{st} = 82593,05 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide pas Sant par la machine s'écrit comme suit :

$$W_{net} = W_{st} - W_{Sc} = C_{P_{air}}(T_3 - T_{4s}) \quad (\text{III-9})$$

En mettant en évidence le rapport des températures $\frac{T_3}{T_1}$ qui caractérise technologique de la machine, on obtient l'expression suivante :

$$W_{net} = C_{P_{air}} \left[\left(\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_{4s}}{T_3} \right) - \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \right) \right] \quad (\text{III-10})$$

En exprimant les rapports de températures $\frac{T_{4s}}{T_3}$ et $\frac{T_{2s}}{T_1}$ en fonction du rapport de compression.

On arrive à :

$$W_{net} = C_{P_{air}} T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left((\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (\text{III-11})$$

$$W_{net} = 445331,14 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

On définit le rendement thermique du cycle d'une turbine à gaz comme étant le rapport entre le travail net W_{net} et la quantité de chaleur Q_{cc} dégagée par la combustion :

$$\eta_{TG} = \frac{W_{net}}{Q_{cc}} = \frac{C_{P_{air}}[(T_3 - T_{4s}) - (T_{2s} - T_1)]}{C_{P_{air}}(T_3 - T_{2s})} \quad (\text{III-12})$$

Où les évolutions (1-2) et (3-4) étant supposés isentropique et on a l'égalité entre $\frac{T_{2s}}{T_1}$ et $\frac{T_{4s}}{T_3}$, en peut donc utiliser la relation :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_{4s}}{T_3} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\eta_{TG} = \frac{\frac{(T_3 - T_{4s}) - (T_{2s} - T_1)}{T_3 - T_{2s}}}{\frac{\alpha T_1 \left[1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] - T_1 \left[(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_1 \left(\alpha - (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}} \quad (\text{III.13})$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

$$\eta_{TG} = \frac{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\eta_{TG} = 1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Dans ce cas :

$$\eta_{TG} = 1 - \frac{1}{(18)^{\frac{1,4-1}{1,4}}}$$

$$\eta_{TG} = 56,21 \%$$

On constate que le rendement thermique du cycle idéal est fortement influencé par le rapport de compression (τ). La figure (III.6) montre clairement comment ce rendement évolue en fonction de ce paramètre. On observe qu'il est nul lorsque ($\tau = 1$), puis qu'il augmente de façon continue à mesure que le taux de compression s'élève.

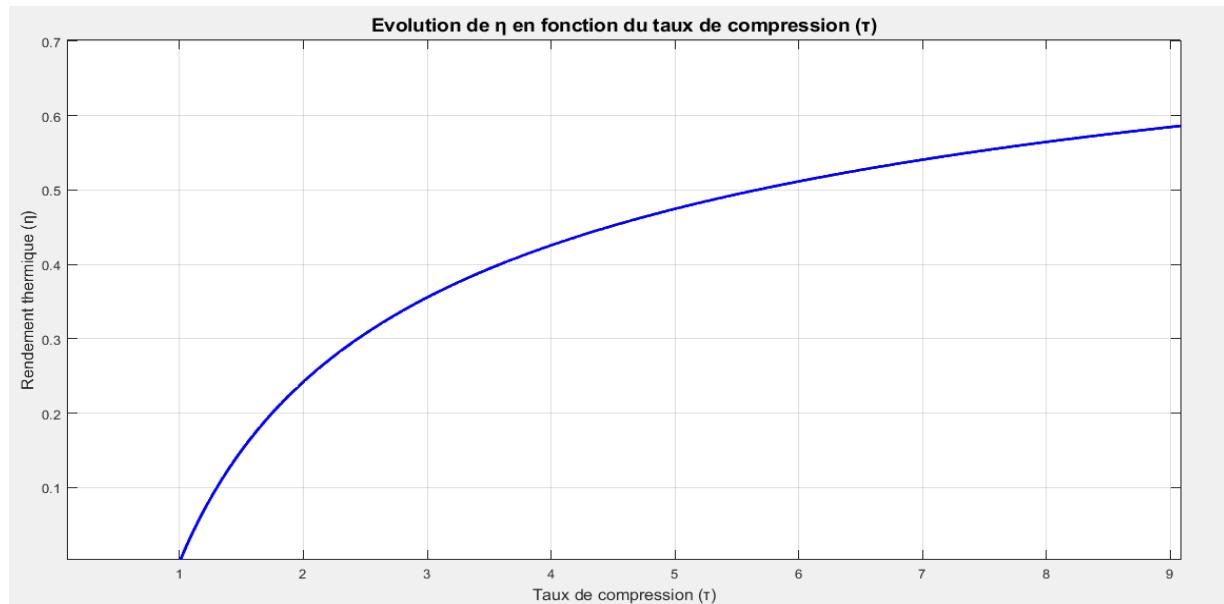


Figure III.6: Évolution de η_{TG} en fonction de taux de compression (τ) dans le cas du cycle idéal avec l'air comme fluide de travail.

Les principaux résultats obtenus pour le cas de la turbine à gaz en fonctionnement idéal avec l'air comme fluide de travail sont résumés dans le tableau (III.2) :

Point du Cycle de Brayton	P(bar)	T(K)
1	0,928	295
2s	16,70	673,71
3s	16,70	1462
4s	0,928	640,17
Caractéristiques de performance de la TG		
$W_{sc}(\text{J/kg})$	380603,91	
$W_{st}(\text{J/kg})$	825935,05	
$Q_{cc}(\text{J/kg})$	445331,14	
$Q_{cc} \left(\frac{\text{J}}{\text{Kg}} \right)$	792231,45	
$\eta_{TG} (\%)$	56,21	

Tableau III.2 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement idéal avec l'air comme fluide de travail.

b) Cas du fluide réel comme fluide de travail :

- **La compression :**

Le calcul de la température T_{2s} en sortie du compresseur est identique au cas précédent :

$$T_{2s} = 673,71\text{K}$$

De même pour le travail de compression W_{sc} :

$$W_{sc} = 380603,91 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}$$

• La combustion :

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q_{CC} = C_{p_{moy}} (T_3 - T_{2s}) = C_{P_{moy}} T_1 (\alpha - (\tau)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}}) \quad (\text{III.15})$$

$$Q_{CC} = 1005069,75 \frac{J}{Kg}$$

• La détente :

Les pressions et les températures absolues au début et enfin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma_{moy}}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma_{moy}}} \quad (\text{III.16})$$

$$T_{4s} = 763,40 \text{ K}$$

Et

$$W_{ST} = C_{P_{moy}} (T_3 - T_{4s})$$

$$W_{ST} = C_{P_{air}} T_3 \left(1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma_{moy}}}} \right) \quad (\text{III.17})$$

$$W_{ST} = 890715 \frac{J}{Kg}$$

Le bilan énergétique global du cycle pour 1 kg de fluide passant par la machine s'écrit comme suit :

$$W_{net} = W_{ST} - W_{sc} = C_{P_{air}} (T_3 - T_{4s}) - C_{P_{air}} (T_{2s} - T_1) \quad (\text{III.18})$$

$$W_{net} = 510111,09 \frac{J}{Kg}$$

$$\eta_{TG} = \frac{W_{net}}{Q_{CC}} \quad (\text{III.19})$$

$$\eta_{TG} = 50,75 \%$$

Les principaux résultats obtenus pour le cas de la turbine à gaz en fonctionnement idéal avec le fluide réel comme fluide de travail sont résumés dans le tableau III.3 :

Point du Cycle de Brayton	P(bar)	T(K)
1	0,928	295
2s	16,70	673,71
3	16,70	1462
4s	0,928	763,40
Caractéristiques de performance de la TG		
$W_{sc} \frac{J}{Kg}$	380603,91	
$W_{ST} \frac{J}{Kg}$	890715	
$W_{net} \frac{J}{Kg}$	510111,09	
$Q_{cc} \left(\frac{J}{Kg} \right)$	1005069,75	
$\eta_{TG} (%)$	50,75	

Tableau III.3 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement idéal avec le fluide réel comme fluide de travail.

III.2.2. Cas du cycle de Brayton réel

Le cycle réel d'une turbine à gaz simple s'écarte du cycle de Brayton idéal en raison des irréversibilités présentes au niveau du compresseur et de la turbine, ainsi que des pertes de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Il convient de noter que ce dernier aspect n'est pas pris en considération dans le cadre de cette étude. Le cycle thermodynamique suivi par le fluide moteur, dans le cas réel, est représenté sur le diagramme entropique (T-S) de la Figure III.3.

III.2.2.1. Étude énergétique

Le cycle réel se distingue du cycle idéal de la manière suivante :

Lors de la compression, qui est adiabatique avec un rendement isentropique η_c , les travaux de frottement augmentent la température réelle au-delà de la température théorique, rendant la transformation de compression non isentropique. Ainsi, au lieu de suivre le trajet 1-2s, la transformation suit le trajet 1-2, avec $T_2 > T_{2s}$.

De même, lors de la détente dans la turbine, qui est adiabatique avec un rendement isentropique η_T , les travaux de frottement empêchent la transformation de suivre un arc isentropique. Au lieu de cela, la transformation suit un arc différent, avec $T_4 > T_{4s}$.

- **Étude de la compression**

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{SC} :

$$W_{SC} = C_{P_{air}}(T_{2s} - T_1) = C_{P_{air}} \cdot T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \quad (\text{III.20})$$

Transformation isentropique

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = (\eta)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}}$$

$$W_{SC} = C_{P_{air}} \cdot T_{air} \left((\eta)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right)$$

$$W_{sc} = 1005,295 \left((18)^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right)$$

$$W_{SC} = 380600,914 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_C :

$$\eta_{SC} = \frac{W_{SC}}{W_C}$$

$$W_C = \frac{W_{SC}}{\eta_{SC}}$$

$$W_C = 432501,039 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

La température à la sortie de compresseur :

$$W_C = C_{P_{air}}(T_2 - T_1) \quad (\text{III.21})$$

$$T_2 = \frac{W_c}{C_{P_{air}}} + T_1$$

$$T_2 = \frac{432504,039}{1005} + 295$$

$$T_2 = 725,34 \text{ K}$$

Température T_4 :

$$\eta_{Tp} = \frac{T_3 - T_{4s}}{T_3 - T_4} \quad (\text{III.22})$$

$$T_4 = 847,23 \text{ K}$$

- **Étude de la combustion**

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q_{cc} est :

$$Q_{cc} = C_{P_{air}}(T_3 - T_2) = C_{P_{air}} \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{sc}} \right) \right)$$

$$Q_{cc} = 9392228,75 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

- **Étude de la détente**

Les fumées sont un mélange de gaz de capacité calorifique spécifique à

$$P = \text{Cste}, C_{P_{moy}} = 1275 \left(\frac{J}{Kg \cdot K} \right), r_{moy} = 288,5 \left(\frac{J}{Kg \cdot K} \right)$$

$C_{P_{moy}}$: Chaleur spécifique des gaz brûlés

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

$$\gamma_{moy} = \frac{C_{P_{moy}}}{C_{P_{moy}} - r}$$

$$\gamma_{moy} = 1,29$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à l'a turbine W_{ST} :

$$W_{ST} = C_{P_{moy}}(T_4 - T_3) = C_{P_{moy}} \cdot T_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} - 1 \right) \quad (\text{III.23})$$

Transformation isentropique ($P_4 = P_{4s} = P_1$ et $P_3 = P_{2s} = P_2$)

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}}$$

$$T_{4s} = \frac{1462}{1,195}$$

$$T_{4s} = 763,40K$$

$$W_{ST} = 1275(1462 - 763,40)$$

$$W_{ST} = 78329,2 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

Le travail de la détente réelle dans la turbine W_T est égal à :

$$W_T = \eta_{ST} \cdot W_{ST} \quad (\text{III.24})$$

$$\begin{aligned} W_T &= \eta_{ST} \cdot W_{ST} = \eta_{ST} C_{P_{moy}}(T_3 - T_{4s}) = \eta_{ST} C_{P_{air}} T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \\ &= \eta_{ST} C_{P_{moy}} T_3 \left(\frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \\ W_T &= 783831,75 \left(\frac{J}{Kg} \right) \end{aligned}$$

Le travail net réel récupéré au cours du cycle W_{net} égal à :

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_C \\ W_{net} &= 3513330 \left(\frac{J}{Kg} \right) \end{aligned}$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q_{cc} est :

$$Q_{cc} = C_{P_{moy}}(T_3 - T_2) = C_{P_{moy}} \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{sc}} \right) \right)$$

$$Q_{cc} = 939228,75 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

Nous définissons le rendement thermique η_{TG} du cycle de la turbine à gaz comme étant le rapport du travail net W_{net} sur la quantité de chaleur Q_{CC} fournie par la combustion :

$$\eta_{TG} = \left[\frac{W_{net}}{Q_{cc}} \right]$$

$$\eta_{TG} = \left[\frac{351330}{939228,75} \right]$$

$$\eta_{TG} = 0,3741 = 37,41\%$$

III.3. Evaluation de la consommation du combustible

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI , et du débit de combustible \dot{m}_{GN} , ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3 comme nous illustrons dans la figure (Figure III.7), nous injectons à l'air comprimé un débit de carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entraîner la turbine.

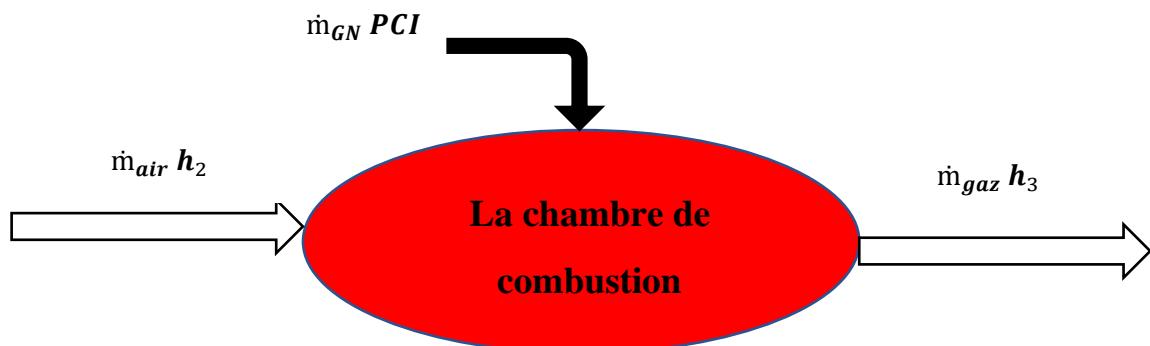


Figure III.7 : Présentation de la combustion.

La quantité de chaleur par unité de masse fournie par la chambre de combustion est calculée

Par l'expression suivante :

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_g \cdot PCI = (\dot{m}_a + \dot{m}_g) h_3 \quad (III.25)$$

En divisant cette équation par \dot{m}_a on aura :

$$h_2 + \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} PCI = \left(1 + \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a}\right) h_3$$

Soit :

$$f = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} \quad (III.26)$$

Avec :

f : Rapport des débits de combustible et d'air dans la chambre de combustion.

\dot{m}_a : Débit d'air.

\dot{m}_g : Débit de gaz naturel.

h_2 : L'enthalpie d'entrée de l'air à la chambre de combustion.

h_3 : L'enthalpie de sortie des fumées de la chambre de combustion.

PCI : Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel.

Donc :

$$h_2 + f \cdot PCI = (1 + f) h_3 \rightarrow$$

$$\begin{aligned} f &= \left(\frac{h_3 - h_2}{PCI - h_3} \right) = \frac{C_{Pmoy}(T_3 - T_2)}{(PCI - C_{Pmoy}T_3)} \\ &= \frac{1275(1462 - 725,35)}{(45778000 - 1275,1462)} \\ f &\approx 2,14 \% \end{aligned}$$

Connaissant le débit des gaz d'échappement \dot{m}_{ge} de la centrale, on peut alors déterminer le débit d'air \dot{m}_a utilisé pour la combustion :

$$\dot{m}_{ge} = \dot{m}_a + \dot{m}_g = \dot{m}_a + f \dot{m}_a \rightarrow$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{ge}}{(1+f)} \quad (\text{III.28})$$

$$\dot{m}_a = 620,83 \left(\frac{Kg}{s} \right)$$

$$\dot{m}_g = 13,29 \left(\frac{Kg}{s} \right)$$

Les puissances \dot{P}_c du compresseur, \dot{P}_T de la turbine et la puissance \dot{P}_{net} nette produite sont données par :

La puissance de compresseur \dot{P}_c :

$$\dot{P}_c = \dot{m}_{ge} \cdot W_T \quad (\text{III.29})$$

$$\dot{P}_c = 268,510 \text{ MW}$$

La puissance de la turbine \dot{P}_T :

$$\dot{P}_T = \dot{m}_{ge} \cdot W_T \quad (\text{III.30})$$

$$\dot{P}_T = 497,034 \text{ MW}$$

La puissance \dot{P}_{net} nette produite

$$\dot{P}_{\text{net}} = P_T - P_c \quad (\text{III.31})$$

$$\dot{P}_{\text{net}} = 228,533 \text{ MW}$$

Les principaux résultats obtenus pour le cas de la turbine à gaz en fonctionnement réel sont

Résumés dans le tableau III.4.

Point du cycle de Brayton	P(bar)	T(K)
1	0,928	295
2	16,70	725,35
3	16,70	1462
4	0,928	847,23
Caractéristiques de performance de la TG		
$W_c \left(\frac{KJ}{Kg} \right)$	432501,75	
$W_T \left(\frac{KJ}{Kg} \right)$	783831,75	
$W_{net} \left(\frac{KJ}{Kg} \right)$	351330	
$Q_{cc} \left(\frac{J}{Kg} \right)$	939228,75	
$\dot{m}_a \left(\frac{Kg}{s} \right)$	620,83	
$\dot{m}_g \left(\frac{Kg}{s} \right)$	13,29	
$\dot{m}_{ge} \left(\frac{Kg}{s} \right)$	634,12	
$f(\%)$	2,14	
$P_c(MW)$	268,510	
$P_T(MW)$	497,043	
P_{net}	228,533	
$\eta_{TG}(\%)$	37,41	

Tableau III.4 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement réel.

Conclusion

Cette étude s'intéresse à l'évaluation de la performance énergétique du cycle de Brayton, avec un focus particulier sur la turbine à gaz exploitée par la centrale thermique de Draouch. Une série de calculs thermodynamiques rigoureux, basés sur des données d'exploitation réelles, a permis de caractériser les performances énergétiques de chaque composant du cycle. Les résultats obtenus révèlent un rendement réel de 37,41 % pour la turbine à gaz, ce qui témoigne d'un niveau d'efficacité notable. Cette performance met en évidence la capacité de la turbine à convertir efficacement une part importante de l'énergie thermique en énergie électrique.

Chapitre IV : Etude énergétiques de TAG fonctionnent avec l'injection de la vapeur d'eau

Introduction

L'utilisation des TAG dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans le cycle sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz. Le but de ce chapitre est d'étude énergétiques des TAG fonctionnant avec l'injection de la vapeur [9].

IV.1. Description du phénomène physique

Le processus de combustion se déroule au sein de la chambre de combustion, où un carburant est injecté en présence d'une quantité additionnelle de vapeur d'eau. Les propriétés thermodynamiques de cette vapeur sont préalablement calculées afin de répondre aux conditions spécifiques à l'entrée de la chambre.

Le mélange résultant, constitué des gaz brûlés et de la vapeur injectée, s'écoule à travers les canaux inter-aubes de la turbine, générant ainsi une augmentation progressive de la puissance produite par la machine.

Par ailleurs, l'énergie thermique résiduelle contenue dans les gaz d'échappement en sortie de turbine est récupérée pour chauffer l'eau d'alimentation, permettant la production de vapeur surchauffée via un récupérateur de chaleur.

La vapeur d'eau est injectée dans le corps de refoulement du compresseur, éliminant toutes les limitations imposées afin de maintenir un processus de combustion stable. Pour cette raison, la quantité maximale de vapeur injectable est limitée aux valeurs du pourcentage du débit massique de l'air d'aspiration du compresseur. La vapeur doit être surchauffée, et il faut assurer au moins une différence de 25 °C par rapport à la température de refoulement du compresseur. La pression limite d'approvisionnement de la vapeur doit être supérieure d'au moins 4 bars par rapport à la pression maximale dans la chambre de combustion [10]. Quand la vapeur est injectée juste en amont de la chambre de combustion, les caractéristiques principales de la turbine à gaz qui changent sont celles des deux processus de combustion et de détente. L'Injection de vapeur peut avoir deux objectifs majeurs :

- Une augmentation de la puissance débitée
- Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (NOx)

IV.2. Thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur (cycle STIG)

IV.2.1 Cycle proposé

D'un point de vue conceptuel, ce cycle est semblable au cycle combiné gaz vapeur. Toutefois, dans le cycle combiné, les écoulements du fluide de travail sont physiquement séparés alors que dans le cycle de TAG avec injection de vapeur, la vapeur se détend avec les gaz comburés dans la même turbine. Il porte parfois le nom de cycle de cheng.[11]

IV.2.1.1 Présentation de l'installation avec injection de vapeur

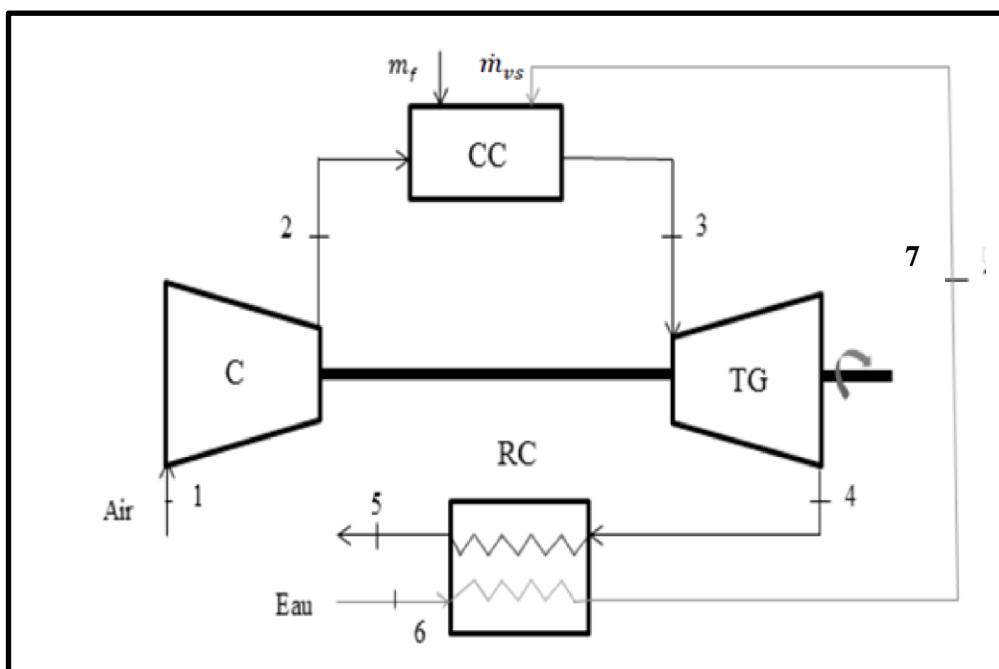


Figure IV.1 : Cycle d'une turbine à gaz injecté par la vapeur. [11]

La combustion s'effectue dans la chambre de combustion où le carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de vapeur d'eau, produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement dans HRSG. Les propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau sont calculées pour des conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion. Le débit du mélange des gaz de combustion et de la quantité de vapeur supplémentaire traversant les canaux

inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation progressive de la puissance délivrée par la turbine. L'énergie des gaz d'échappement, à la sortie de la turbine, est utilisée pour chauffer l'eau d'alimentation afin d'obtenir la vapeur surchauffée au niveau d'un récupérateur. [12]

Généralement le HRSG composé d'un économiseur, d'un évaporateur et d'une surchauffeur, si l'eau et les fumées circulent à contre-courant. Le fonctionnement d'une turbine à vapeur peut être modélisé par un cycle de Rankine .

Cycle de Rankine est un cycle thermodynamique moteur qui comprend deux isobares et deux adiabatiques. C'est le cycle qui se rapproche le plus du cycle de Carnot. Il se distingue de ce dernier par la substitution des deux transformations isothermes par deux transformations isobares qui rendent possible sa réalisation technique. Pour le cas des vapeurs condensables, ce cycle peut également s'appeler Rankine-Hirn, selon que le processus de vaporisation est arrêté à la sortie de la chaudière ou qu'il est prolongé par une surchauffe dans la surchauffeur (du HRSG). [13]

IV.2.1.2. Modèle de la TAG avec injection de vapeur

Pour la modélisation nous posons quelques hypothèses.

- **Hypothèses**

- Le récupérateur de chaleur est un échangeur de chaleur à contre-courant à tubes et calandre d'efficacité égale à $\epsilon = 0,85\%$.
- Comme l'écoulement de la vapeur est trop petit comparé aux flux d'air, nous pouvons Églier l'augmentation de pression dans la chambre de combustion quand la vapeur est injectée.
- Le compresseur détermine la pression dans la chambre de combustion.
- Le rendement dans la chambre de combustion est de 97% soit $\eta_{cc} = 0,97\%$
- Température et la pression entrée d'eau : $T_6 = 30^\circ\text{C}$, $P_6 = 19 \text{ bar}$
- La température de la vapeur surchauffée à la sortie du récupérateur est calculée par L'expression suivante :

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_6}{T_4 - T_6} \quad (\text{IV.1})$$

$$T_7 = \varepsilon(T_4 - T_6) + T_6$$

IV.2.2. Analyse de la compression

Les équations suivantes peuvent être écrites, en supposant l'air comme un gaz idéal et en employant le rendement polytropique (rendement infinitésimal d'étage), pour un comportement réel du compresseur.

IV.2.3. Analyse de la combustion

Afin de rendre la turbine à gaz insensible à la variation de la température ambiante, la méthode d'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion a été appliquée.

Cette opération ne sa réalisation que lorsque les paramètres d'entrée du compresseur dépassent les valeurs des conditions standards de la machine [14].

Pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante, en présence de la vapeur d'eau, il est nécessaire d'ajouter encore plus de carburant. Le bilan d'énergie appliqué à un volume élémentaire de la chambre de combustion donne.

Le calcul des nouveaux processus s'effectue à partir d'un bilan thermique appliqué au régime stationnaire d'un volume élémentaire de la chambre de combustion présenté sur la Figure (IV-2).

$$\dot{m}_a \cdot h_{2,a} + \eta_{cc} \cdot \dot{m}_f \cdot PCI + \dot{m}_v \cdot h_{v,inj} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot h_{3,g} + \dot{m}_v \cdot h_{v,t_{cc}} \quad (\text{IV.2})$$

Avec \dot{m}_a le débit d'air à l'entrée du compresseur, \dot{m}_v le débit de vapeur d'eau surchauffée injectée dans la chambre de combustion, \dot{m}_f le débit du combustible et $h_v = h_7$ l'enthalpie de la vapeur surchauffée.

En divisant cette équation par \dot{m}_a on a :

$$C_{P_{air}} T_2 + \eta_{cc} \cdot \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \cdot PCI + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \cdot h_{v,inj} = \left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}\right) C_{P_{moy}} h_3 + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \cdot h_{v,t_{cc}} \quad (\text{IV.3})$$

$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$: Débit fuel par rapport débit d'air.

De l'équation (IV.3) on obtient :

$$f = \frac{\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,tcc} - h_{v,inj}) + C_{P,moy} T_3 - C_{P,moy} T_2}{\eta_{cc} \cdot PCI - C_{P,moy} T_3} \quad (\text{IV.4})$$

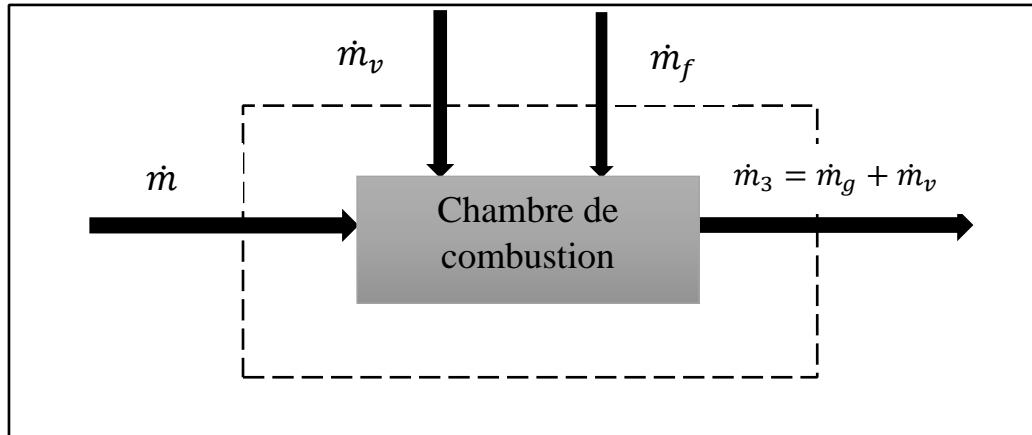


Figure IV.2 : Volume de contrôle de la chambre de combustion [14].

IV.2.4. Effets de l'injection de la vapeur sur les caractéristiques principales de la TAG

Pour des conditions de référence données, les caractéristiques de la TAG avec l'injection de vapeur sont exprimées par [14] :

a. l'enthalpie :

$$h_{3,g} = C_{P,moy} T_3 \quad (\text{IV.5})$$

$$h_{4,g} = C_{P,moy} T_4 \quad (\text{IV.6})$$

b. le travail de détente de la turbine :

$$W_T = (1 + f) \cdot (h_{3,g} - h_{4,g}) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,tcc} - h_{v,t4}) \quad (\text{IV.7})$$

Le travail utile :

$$P_{ut} = (1 + f) \cdot (h_{3,g} - h_{4,g}) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,tcc} - h_{v,t4}) - (h_2 - h_1) \quad (\text{IV.8})$$

c. la Puissance de la turbine :

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v (h_{v,tcc} - h_{v,t4}) \quad (\text{IV.9})$$

La Puissance utile :

$$P_{ut} = |P_T| - |P_C| \quad (\text{IV.10})$$

d. rendement thermique :

Le rendement thermique du cycle avec injection de vapeur dans la chambre de combustion est :

$$\eta_{th} = \frac{P_{ut}}{\dot{m}_f \cdot \eta_{cc} \cdot PCI} \quad (\text{IV.11})$$

IV.5. Calcul de la turbine à gaz avec l'injection de la vapeur

La température de la vapeur surchauffée à la sortie du récupérateur :

On utilise l'équation (IV.1) :

$$T_7 = \varepsilon(T_4 - T_6) + T_6$$

$$T_7 = 0,85(547,23 - 30) + 30$$

$$T_7 = 469,64^\circ\text{C}$$

A partir l'interpolation bilinéaire (P, T) [tableaux région surchauffée], on aura :

$$h_7 = h_{inj}\{P_7 = 19\text{bar}, T_7 = 469,64^\circ\text{C}\}$$

$$h_{v,3} = h_{v,tcc}\{p_3 = 16,7\text{bar}, T_3 = 1189^\circ\text{C}\}$$

$$h_{v,4} = \{P_4 = 0,928\text{bar}, T_4 = 574,23^\circ\text{C}\}$$

$$\left. \begin{array}{l} h_{inj} = 3512,4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\ h_{v,tcc} = 5174,4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \\ h_{v,4} = 3712,2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \end{array} \right\}$$

h_{inj} : Enthalpie de la vapeur d'eau qui est injectée dans la turbine à gaz

$h_{v,tcc}$: Enthalpie des gaz à la sortie de la chambre de combustion

$h_{v,4}$: Enthalpie des gaz après expansion dans la turbine

➤ **Analyse de combustion :**

On utilise l'équation (IV.4) :

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_v}$$

$$f = \frac{\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}(h_{v,tcc} - h_{v,inj}) + (c_{P,moy}T_3) - (c_{P,air}T_2)}{(\eta_{cc} \cdot PCI) - (c_{P,moy}T_3)}$$

Pour un rapport de débit $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} = 0,01$

$$f = \frac{0,01(5174400 - 3512400) + (1275 \cdot 1189) - (1005 \cdot 452,35)}{(0,97 \cdot 45778000) - (1275 - 1189)}$$

$$\mathbf{f = 0,0251}$$

$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$	$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$
0	0,02474
0,01	0,0251
0,015	0,0253
0,02	0,0255
0,025	0,0257
0,03	0,0259
0,035	0,0261
0,04	0,0262
0,045	0,0264
0,05	0,0266
0,1	0,028

Tableau IV.1 : Rapport débit fuel en fonction rapport de débit de vapeur injectée

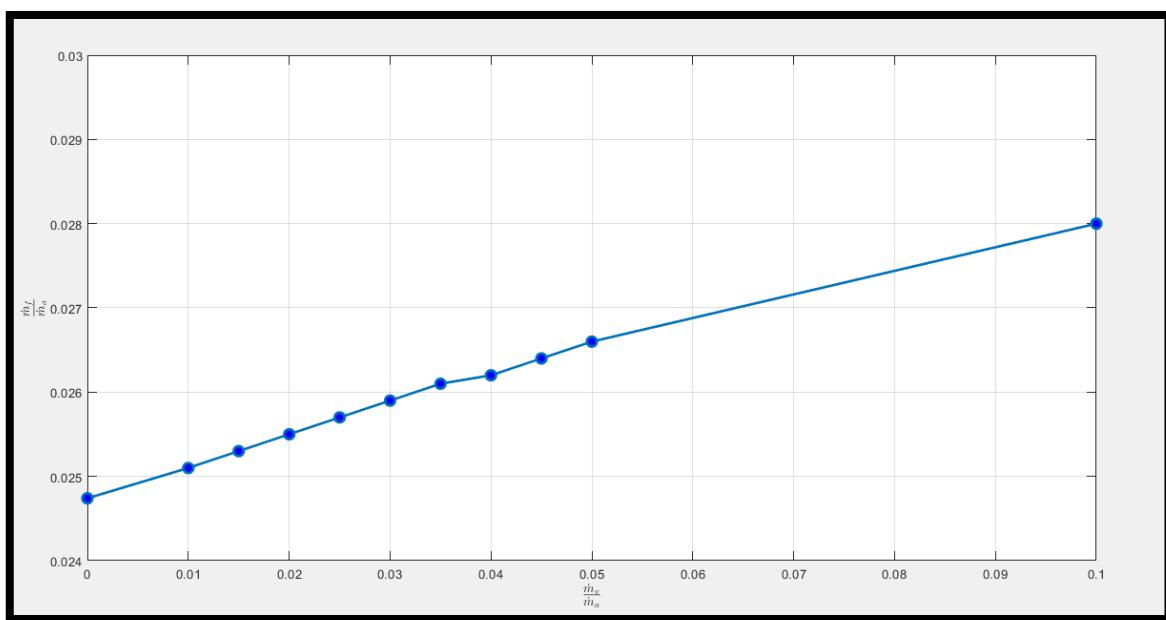


Figure IV.3 : Rapport de débit fuel en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée.

L'enthalpie :

On utilise l'équation (IV.5) et (IV.6) :

$$h_{3,g} = C_{P_{moy}} T_3$$

$$h_{3,g} = 1275 \cdot 1462$$

$$h_{3,g} = 1864050 \frac{J}{Kg}$$

$$h_{4,g} = C_{P_{moy}} T_4$$

$$h_{4,g} = 1275 \cdot 847,23$$

$$h_{4,g} = 1080218,25 \frac{J}{Kg}$$

$$h_1 = \dot{m}_a C_{P_{air}} T_1$$

$$h_1 = 620,83 \cdot 1005 \cdot 295$$

$$h_1 = 184057609,5 \frac{J}{Kg}$$

$$h_2 = \dot{m}_a C_{P_{air}} T_2$$

$$h_2 = 620,83 \cdot 1005 \cdot 725,35$$

$$h_2 = 452563345,9 \frac{J}{Kg}$$

➤ Analyse de la détente de la turbine :

On utilise l'équation (IV.7) et (IV.9) :

$$W_T = (1 + f) \cdot (h_{3,g} - h_{4,g}) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t4})$$

$$W_T = (1 + 0,251) - (1864050 - 1080218,25) + 0,01(5174,4 - 3712,2)$$

$$W_T = -783,81 \frac{KJ}{Kg}$$

$$W_{net} = (1 + f) \cdot (h_{3,g} - h_{4,g}) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} (h_{v,t_{cc}} - h_{v,t4}) - (h_2 - h_1)$$

$$W_{net} = (1 + 0,251) - (1864050 - 1080218,25) + 0,01(5174,4 - 3712,2) \\ - (452563345,9 - 184057609,5)$$

$$W_{net} = 269289,55 \frac{KJ}{Kg}$$

$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$	$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$	$W_T \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$	$W_{ut} \left(\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$
0	0,02474	783,83	-269289,566
0,01	0,251	783,81	-269289,552
0,015	0,0253	783,80	-269289,544
0,02	0,0255	783,801	-269289,537
0,025	0,0257	783,793	-269289,530
0,03	0,0259	783,786	-269289,523
0,035	0,0261	783,779	-269289,515
0,04	0,0262	783,772	-269289,508
0,045	0,0264	783,764	-269289,501
0,05	0,0266	783,757	-269289,494
0,1	0,028	783,684	-269289,552

Tableau IV.2 : Le travail de la turbine en fonction rapport de débit de vapeur injectée

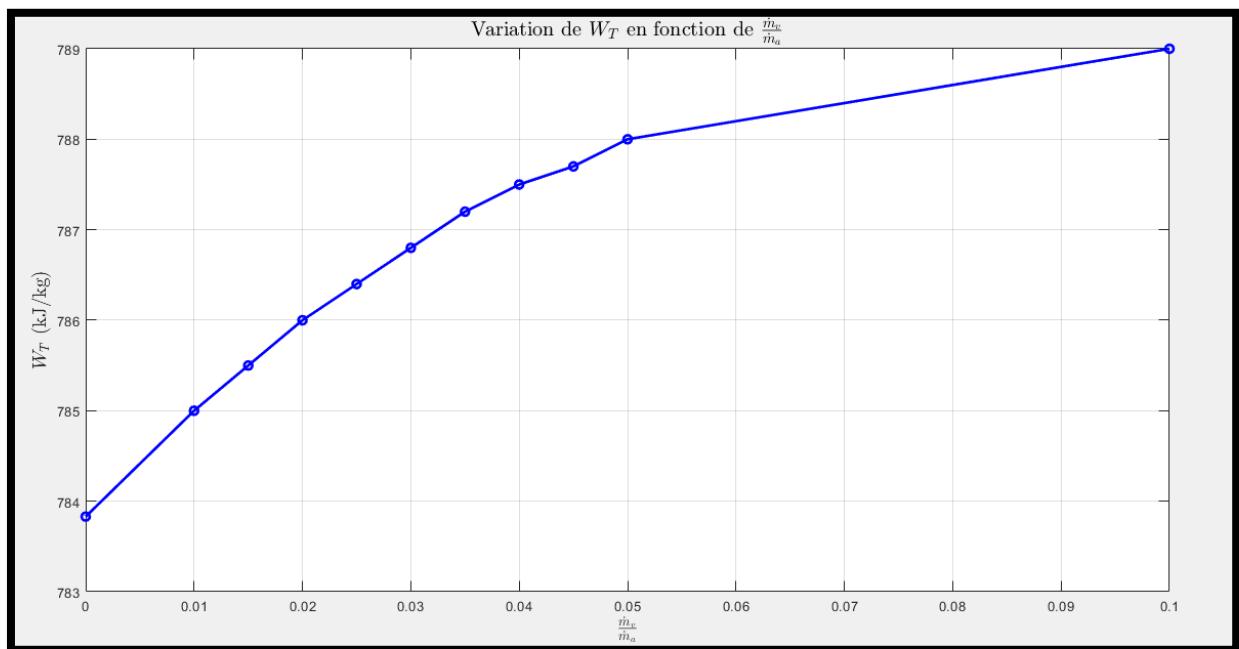


Figure IV.4 : Le travail de la turbine en fonction du rapport de débit de la vapeur injecté

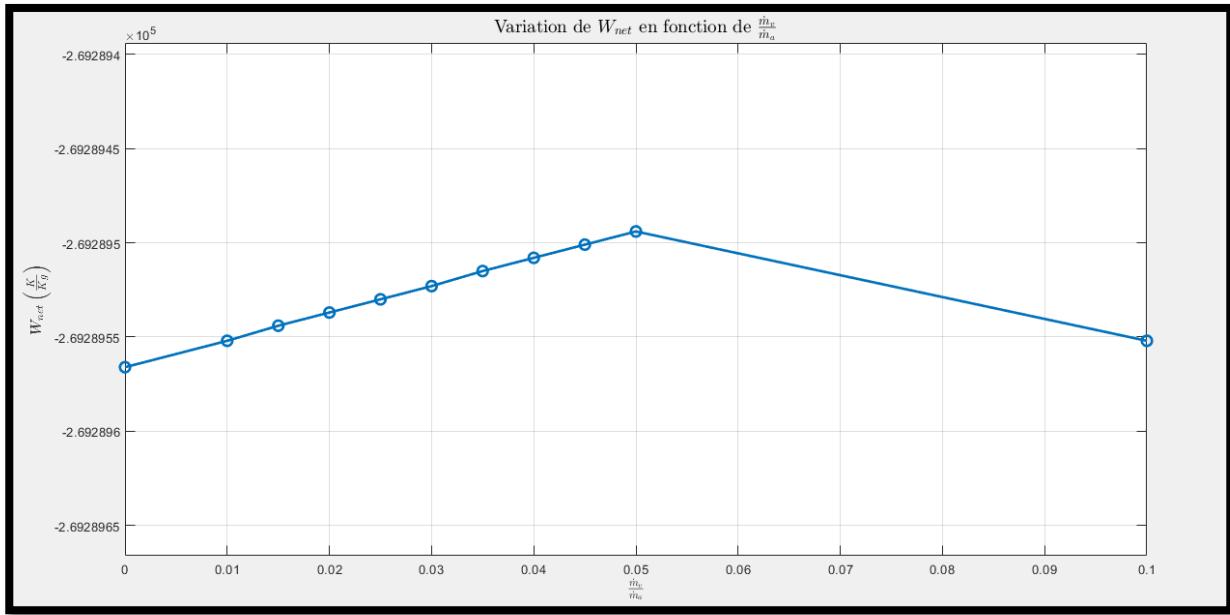


Figure IV.5 : Le travail net de la turbine en fonction du rapport de débit de la vapeur injectée.

La puissance fournie par la turbine de détente :

On remplace dans l'équation (IV.9), on aura :

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot (h_{3,g} - h_{4,g}) + \dot{m}_v (h_{v,tcc} - h_{v,t4})$$

- Pour débit vapeur injectée $\dot{m}_v = 1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$$P_T = (620,83 + 13,29) \cdot (1864050 - 1080218,25) + 1(5174,4 - 3712,2)$$

$$\mathbf{P_T = 496974306,652 W}$$

$$P_{ut} = |P_T| - |P_C|$$

$$P_{ut} = 496974306,652 - 268510000$$

$$\mathbf{P_{ut} = 228464306,652 W}$$

$\dot{m}_a \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\dot{m}_v \left(\frac{kg}{s} \right)$	P_C (KW)	P_T (KW)	P_{ut} (KW)
620,83	0	268510	496972,844	228462,844
620,83	0,1	268510	496972,990	228462,990
620,83	0,2	268510	496973,136	228463,136
620,83	0,3	268510	496973,283	228463,283
620,83	0,4	268510	496973,429	228463,429
620,83	1	268510	496974,306	228464,306
620,83	2	268510	496975,768	228465,768
620,83	3	268510	496977,231	228467,231
620,83	4	268510	496978,693	228468,693
620,83	5	268510	496980,155	228470,155
620,83	6	268510	496981,617	228471,671

Tableau IV.3 : Puissance fournie par la turbine en fonction débit de vapeur injectée.

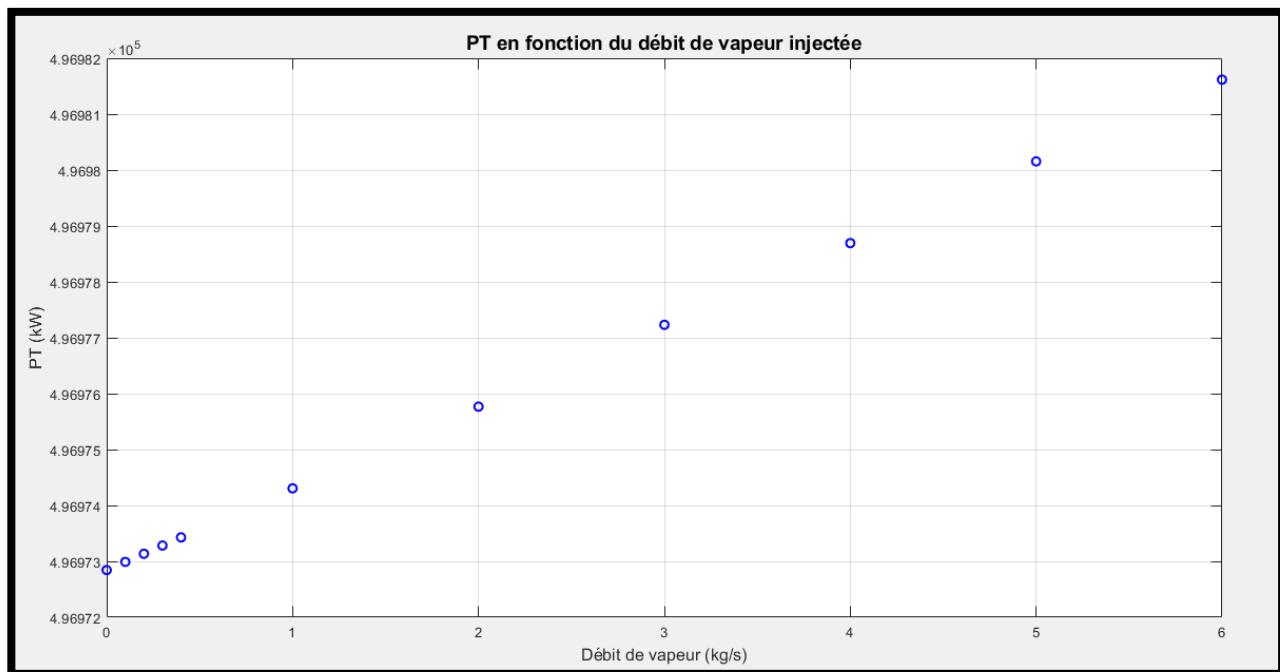


Figure IV.6 : Variation de la puissance de turbine en fonction de débit de vapeur injectée

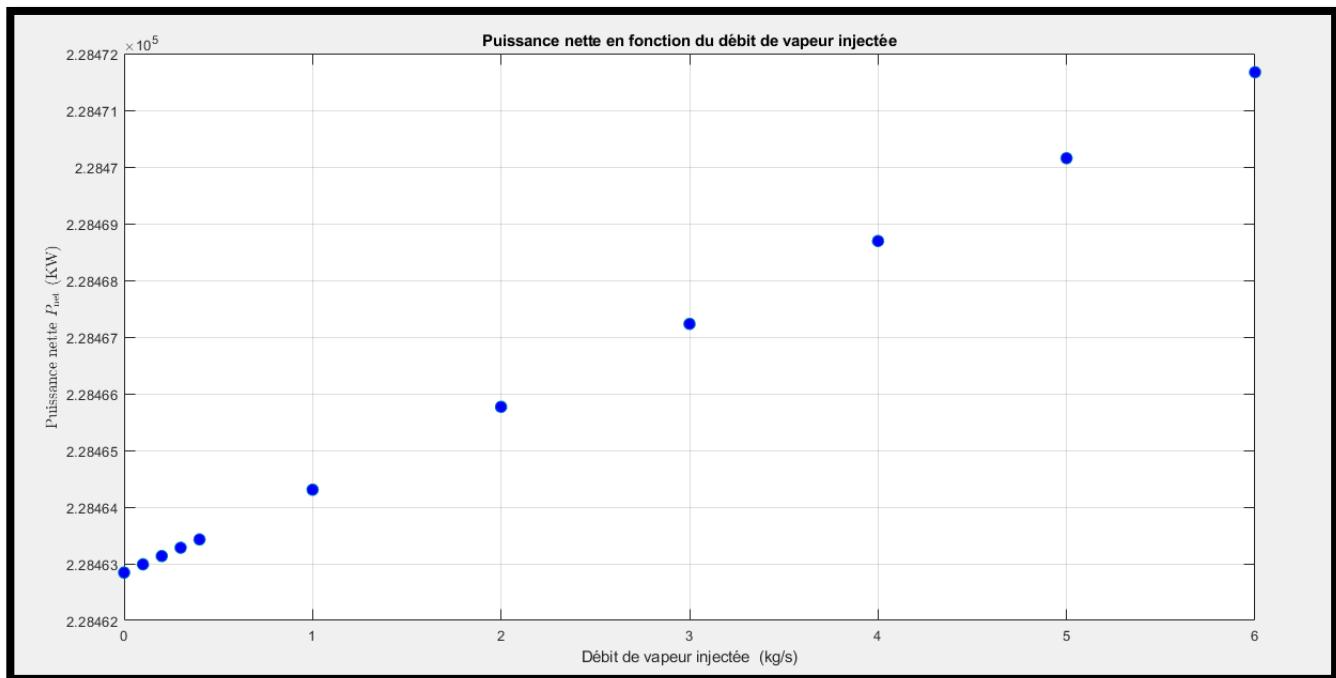


Figure IV.7 : Variation de la puissance utile de turbine en fonction de débit de vapeur injectée.

Le rendement thermique de la turbine à gaz avec injection de la vapeur :

On utilise l'équation (IV.11) :

$$\eta_{th} = \frac{P_{ut}}{\dot{m}_f \cdot \eta_{cc} \cdot PCI}$$

$$\eta_{th} = \frac{228464,306}{13,29 \cdot 0,97 \cdot 45778}$$

$$\eta_{th} = 0,395 = 39\%$$

Conclusion

Dans ce chapitre, à partir des données collectées sur le site, nous avons mené une étude paramétrique visant à évaluer les performances de la turbine à gaz, en situation de fonctionnement normal puis avec injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. L'analyse effectuée à l'aide de l'outil MATLAB nous a permis de quantifier l'impact de cette technique sur la puissance nette fournie et sur le rendement global du système. Les résultats obtenus montrent que l'injection de vapeur contribue à une amélioration notable de la performance énergétique de la turbine, tout en ouvrant des perspectives intéressantes pour une exploitation plus efficace et durable.

Chapitre V : Modélisation et la simulation

par Aspen Hysys

Introduction

La conception d'une unité de production d'électricité constitue une opération complexe qui nécessite une compréhension approfondie des phénomènes thermodynamiques et mécaniques impliqués.

La simulation constitue un outil essentiel en ingénierie et en recherche, permettant d'analyser le comportement d'un système avant sa mise en œuvre réelle. Elle offre également la possibilité d'optimiser le fonctionnement du procédé en testant plusieurs configurations et conditions opératoires, sans coût matériel ni risque.

V.1. Définition de modèle et de la simulation

Lorsqu'un système réel devient trop complexe à analyser en raison du grand nombre de variables qui l'influencent, il devient nécessaire de recourir à des méthodes d'abstraction. L'étude de tels systèmes repose généralement sur trois étapes fondamentales : l'analyse, la modélisation et la simulation.

Ces étapes permettent de comprendre le comportement dynamique du système sans avoir à l'expérimenter physiquement.

➤ **L'analyse du système :**

La modélisation consiste à définir les frontières du système à étudier, à identifier les éléments significatifs qui le composent, ainsi que la nature des interactions et des liaisons entre ces éléments.

Cette étape permet de simplifier la réalité tout en conservant les caractéristiques essentielles du système pour une étude pertinente.

➤ **La modélisation :**

Vise à représenter au mieux des objets réels par un modèle d'une ou plusieurs formes mathématiques. En général, lors de l'élaboration d'un modèle : trois types de données sont nécessaires : les paramètres chimiques (réactions : produits formés ; cinétiques et mécanismes) ; Paramètres de transport (matière ; énergie : quantité de mouvement) et dynamique des fluides caractérisant les dispositifs.

➤ **La simulation :**

La simulation est un outil généralement utilisé dans différents domaines de l'ingénierie et de la recherche qui permet d'analyser le comportement d'un système avant sa mise en œuvre et d'optimiser son fonctionnement en testant différentes solutions et différentes conditions de fonctionnement. Il est basé sur le développement d'un modèle de système qui peut exécuter des

scénarios et déduire le comportement du système physique analysé. Un modèle n'est pas une représentation exacte de la réalité physique, mais il ne peut que restituer les caractéristiques les plus importantes du système analysé.

Il existe plusieurs types de modèle d'un système physique : allant du modèle de représentation qui ne s'appuie que sur des relations mathématiques traduisant les grandes caractéristiques de son fonctionnement, jusqu'au modèle de connaissance complexe issu de l'écriture des lois physiques régissant les phénomènes mis en jeu. Le choix du type de modèle dépend principalement des objectifs poursuivis.

Les simulateurs de procédés chimiques utilisés classiquement dans l'industrie chimique et en énergétique aussi, peuvent être considérés comme des modèles de connaissance. Ils sont basés sur la résolution de bilans de masse et d'énergie, des équations d'équilibres thermodynamiques, ... et sont à même de fournir l'information de base pour la conception. Ils sont principalement utilisés pour la conception de nouveaux procédés (dimensionnement d'appareil, analyse du fonctionnement pour différentes conditions opératoires, optimisation), pour l'optimisation de procédés existants et l'évaluation de changements effectués sur les conditions opératoires.

V.2. Utilisation de la simulation

Les différentes tâches qu'un simulateur de procédé devrait effectuer sont :

➤ Dans la conception (engineering) :

1. La résolution des bilans de matières et d'énergie.
2. Le dimensionnement des équipements.
3. L'évaluation économique du procédé.
4. L'optimisation du procédé.

➤ Dans le suivi des procédés :

1. Réajustement des paramètres de fonctionnement dans le cas des changements de composition de l'alimentation.
2. Détermination de la performance des équipements.

Aspen HYSYS est un logiciel de simulation de procédés largement utilisé dans l'industrie chimique et pétrochimique. Il permet de modéliser, simuler et optimiser les opérations des procédés de production, tels que les raffineries, les usines chimiques, les centrales électriques et d'autres installations similaires.

Notre objectif de cette étude est de connaître les effets externes sur la turbine à gaz. Avec Aspen HYSYS nous pouvons calculer les performances de la TAG.

V.3. Concepts et caractéristiques du simulateur HYSYS

Aspen HYSYS est un simulateur de conception orientée-objets. Tout changement spécifié sur un élément est automatiquement répercuté sur l'ensemble du modèle.

C'est un logiciel de simulation interactif intégrant la gestion d'événements (event-driven) ; c'est-à-dire qu'à tout moment, un accès instantané à l'information est possible. Toute nouvelle donnée est traitée sur demande, et les calculs qui en résultent sont exécutés de manière automatique.

Deuxièmement, HYSYS combine le concept d'opérations modulaires avec celui de la résolution non séquentielle. Ainsi, toute nouvelle information est non seulement prise en compte dès son introduction, mais elle est également propagée à travers l'ensemble du flowsheet.

« **Flowsheet** » : il s'agit d'un ensemble d'objets appelés Flowsheet Elements (courants de matière, d'énergie, opérations unitaires, variables opératoires) qui représentent tout ou une partie du procédé simulé, en utilisant une même base de données thermodynamique appelée Fluid Package.

Ce simulateur dispose d'une architecture multi-Flowsheet, ce qui signifie qu'il n'existe aucune limite quant au nombre de Flowsheets pouvant être créés.

Il est ainsi possible de concevoir des Flowsheets séparés à l'avance pour les réutiliser dans d'autres simulations, ou encore d'organiser la modélisation de procédés complexes en les divisant en sous-Flowsheets, qui sont des modèles plus concis et hiérarchisés. Cette méthode permet une meilleure gestion des systèmes complexes.

HYSYS propose également certaines entités spécifiques telles que le Process Flow Diagram (PFD) et le Workbook.

« **Fluid Package** » : il permet de définir les composants chimiques présents dans le procédé simulé, et leur associe les propriétés physiques et chimiques issues de la base de données des corps purs.

Il sert également à spécifier les modèles thermodynamiques qui seront utilisés pour le calcul des propriétés des mélanges, ainsi que les cinétiques des réactions chimiques intervenant dans le procédé.

« **Process Flow Diagram** » (**PFD**) : ce diagramme permet de visualiser les courants ainsi que les opérations unitaires, représentés par des symboles dans le Flowsheet.

Il met également en évidence la connectivité entre les courants, les opérations unitaires, et les tableaux de propriétés associés aux différents flux.

« **Workbook** » : il permet d'accéder aux informations relatives aux courants et aux opérations unitaires sous forme de tableaux de données, facilitant ainsi l'analyse et la modification des paramètres du procédé.

« **Desktop** » : il s'agit de l'espace principal dans Aspen HYSYS permettant de visualiser et gérer les différentes fenêtres lors de la conception du procédé.

« **Property View** » : cette fenêtre contient l'ensemble des informations détaillées relatives à un objet donné (qu'il s'agisse d'une opération unitaire ou d'un courant).

« **Simulation Case** » (fichier de simulation) : il regroupe l'ensemble des Fluid Packages, Flowsheets, et Flowsheet Elements constituant le modèle

V.4. Environnement de simulation

Aspen HYSYS propose 5 environnements de développement permettant de manipuler et d'organiser l'information au sein du simulateur :

Environnement « Basis Manager » : Cet environnement permet de créer et modifier le Fluid Package, en définissant les composants chimiques, les modèles thermodynamiques, et les propriétés associées.

Environnement « Oil Characterization » : Utilisé pour caractériser les fluides pétroliers, notamment dans les procédés de raffinage ou de traitement d'hydrocarbures complexes.

Environnement « Main Flowsheet » : Il permet de définir la structure principale du procédé simulé, en plaçant les courants, les opérations unitaires, ainsi que les éventuels Sub-Flowsheets.

Environnement « Sub-Flowsheet » : Permet de modéliser un sous-ensemble spécifique du Main Flowsheet, tel qu'un courant ou une opération particulière, afin d'en faciliter la gestion et la lisibilité.

Environnement « Column » : Dédié à la modélisation des colonnes de distillation, cet environnement dispose de ses propres éléments tels que Flowsheet, Fluid Package, PFD et Workbook, pour une configuration autonome et détaillée.

V.5. Caractéristiques principales de Aspen HYSYS

Voici les principales caractéristiques relatives à la manière dont les calculs sont effectués dans HYSYS :

Gestion des événements (Event Driven) : Le logiciel combine un calcul interactif automatique (chaque fois qu'une nouvelle donnée est introduite) avec un accès instantané à l'information, quel que soit l'environnement de travail.

Intelligence intégrée (Built-in Intelligence) : Le calcul des propriétés thermodynamiques est effectué de manière instantanée et automatique dès que de nouvelles données sont disponibles.

Opérations modulaires : Chaque courant ou unité d'opération réalise ses propres calculs à partir des données internes ou transmises via les Flowsheets. L'information circule dans les deux directions, garantissant une mise à jour cohérente du modèle global.

Algorithme de résolution non séquentielle : La structure du Flowsheet peut être construite dans n'importe quel ordre, grâce à une architecture hiérarchique. Lorsqu'une modification est effectuée dans un Sub-Flowsheet (par exemple : D), seuls les sous-modèles situés en aval dans la hiérarchie (comme E) sont affectés. Les autres restent inchangés. Une fois les calculs terminés dans D, il est possible de revenir au Main Flowsheet pour recalculer l'ensemble du système.

V.6. Les modèles thermodynamiques de Aspen HYSYS

V.6.1. Les équations d'état

Les modèles basés sur les équations d'état (SRK, PR....etc.) ; sont souvent utilisés pour le calcul des systèmes d'hydrocarbures et des systèmes presque idéaux. Leurs avantages par rapport aux autres modèles résident dans le fait de l'utilisation des coefficients d'interaction-binaire. En générale les équations d'état permettent de calculer l'ensemble des propriétés des produits par rapport à la température et aux fractions molaires.

V.6.2. Equation de PMG-ROBINSON

L'équation de PENG-ROBINSON diffère de l'équation de SOAVE par l'expression du terme d'attraction. Elle a été introduite en vue d'améliorer les résultats obtenus par l'équation de SAOVE, notamment en ce qui concerne le calcul des densités en phase liquide, sans modifier le nombre de paramètres :

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{V(V+b)+b(v-B)} \quad (\text{V.1})$$

$$\alpha = 0,45724 \frac{R^2 T^2}{P_C} a(T_R) \quad (\text{V.2})$$

$$m = 0,37464 + 1,5422\omega - 0,26992\omega^2 \quad (\text{V.3})$$

P : la pression

T : la température absolue

Tc : température critique d'un corps pur

Tr : la température réduite $\text{Tr}=T / \text{Tc}$

a : le terme de cohésion (fonction de la température)

b : le covolume molaire (constant)

V : le volume

R : la constante universelle des gaz parfaits

ω : le facteur acentrique

V.7. Les étapes principales pour étudier une TAG avec Aspen HYSYS

Pour étudier les turbines à gaz à l'aide du logiciel Aspen HYSYS, nous pouvons suivre les étapes générales suivantes :

- Modélisation du système : Commencez par modéliser le système de la turbine à gaz dans Aspen HYSYS. Cela implique de définir les composants principaux du système, tels que le compresseur, la chambre de combustion, la turbine et les échangeurs de chaleur associés.

- Spécification des propriétés : Définissez les propriétés des fluides utilisés dans le système, tels que le gaz de combustion, l'air, le carburant, etc. Vous devrez entrer des données telles que les compositions, les propriétés thermodynamiques et les propriétés de transport.
- Modélisation des équipements : Configurez les équipements de la turbine à gaz, tels que le compresseur et la turbine. Définissez les spécifications de fonctionnement, les caractéristiques de performance et les contraintes opérationnelles.
- Modélisation de la combustion : Ajoutez une chambre de combustion à votre modèle et spécifiez les réactions chimiques qui s'y produisent. Vous devrez entrer les équations chimiques, les coefficients de réaction, les enthalpies de formation, etc.
- Configuration des conditions opérationnelles : Définissez les conditions d'entrée et de sortie pour votre système de turbine à gaz. Cela peut inclure la température, la pression, les débits de carburant, les débits d'air, etc. Assurez-vous de prendre en compte les conditions ambiantes et les conditions de charge spécifiques.
- Simulation et analyse des résultats : Exécutez la simulation dans Aspen HYSYS pour obtenir les résultats du fonctionnement de la turbine à gaz. Analysez les performances de la turbine, telles que la puissance de sortie, le rendement, la consommation de carburant, les températures et les pressions à différents points du système. Vous pouvez également effectuer des analyses de sensibilité en modifiant certains paramètres pour évaluer leur impact sur les performances.
- Optimisation et amélioration : Utilisez les fonctionnalités d'optimisation d'Aspen HYSYS pour rechercher les conditions de fonctionnement optimales de la turbine à gaz. Vous pouvez chercher à maximiser le rendement, minimiser la consommation de carburant ou atteindre d'autres objectifs spécifiques.

Il est important de noter que l'étude des turbines à gaz dans Aspen HYSYS nécessite une bonne compréhension des principes fondamentaux des turbines à gaz et de leurs

composants. Vous devrez également disposer des données appropriées sur les propriétés des fluides et les caractéristiques des équipements pour réaliser une modélisation précise.

V.8. Les étapes de la simulation avec Aspen HYSYS

Premièrement

En cliquant sur le bouton nouveau page nous obtenons le texte suivant.

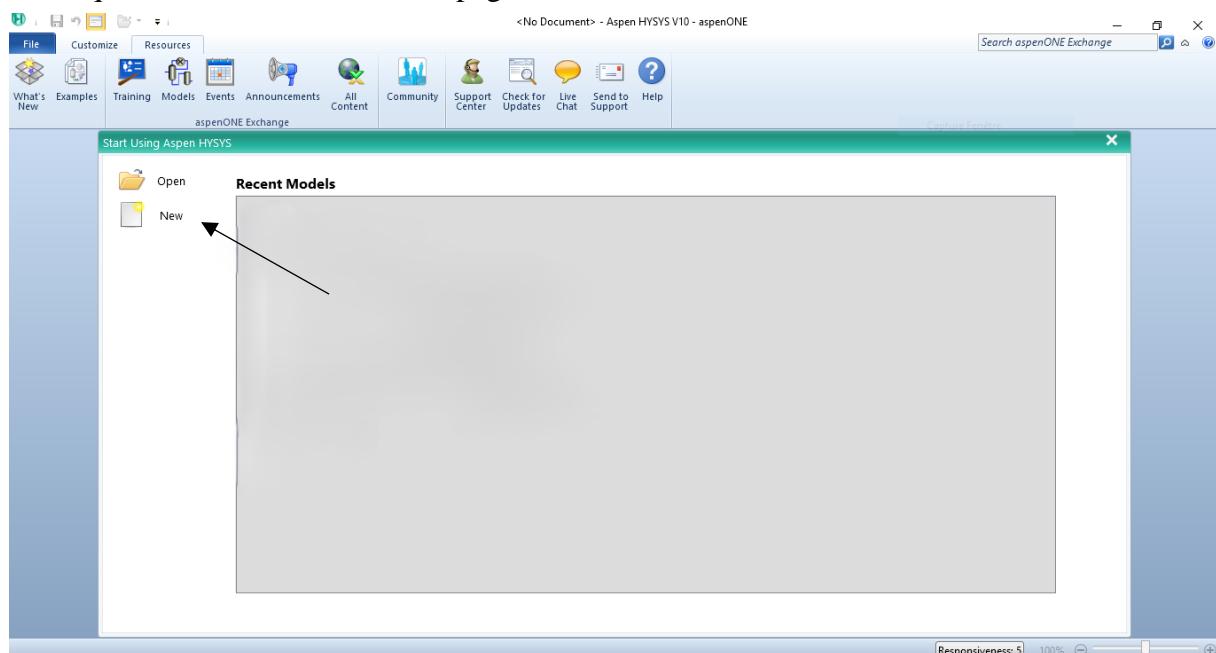


Figure V.1 : Interface principale Hysys

Deuxièmement

Pour dessiner l'installation TAG, on prend les compositions disponibles dans le menu des outils situés sur la gauche de l'écran :

➤ **Component lists>Add**

- Composition Air d'admission : O₂= 21% ; N₂=79% .
- Composition fuel combustible (gaz naturel):

Methane=85,22% ; CO2=0,36% ; CO=0% ; H2O=0% ; n-Huxane=0,08% ;

n-Pentane=0,08% ; i-Pentane=0,07% ; n-Butane=0,33% ; Helium=0,12% ;

Nitrogen=5,82% ; i-Butane=0,22% ; Ethane=6,21% ; Propane=1,49%

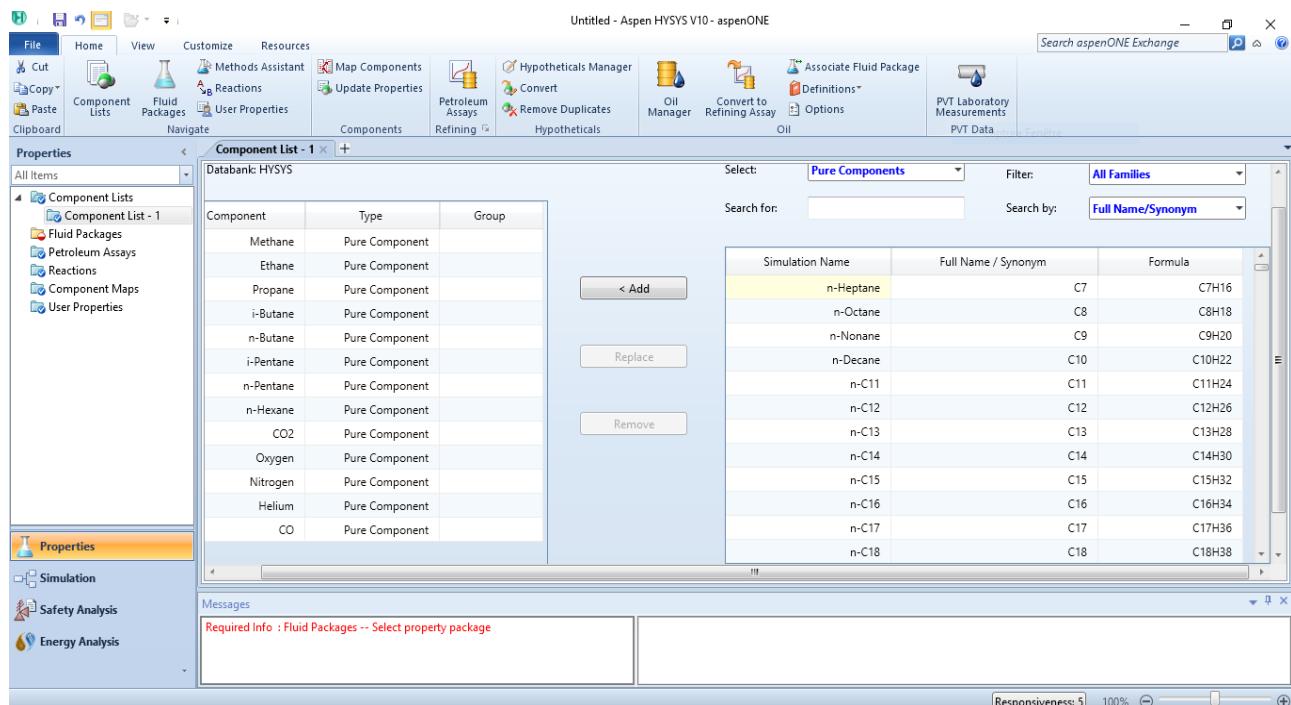


Figure V.2 : Compositions d'air et combustible.

Troisièmement

La création un flux de processus dans Aspen HYSYS. Ceci implique l'ajout des unités et des blocs nécessaires pour représenter le système de turbine à gaz (peng-robinson).

➤ Fluid Packages>Add>Peng- Robinson

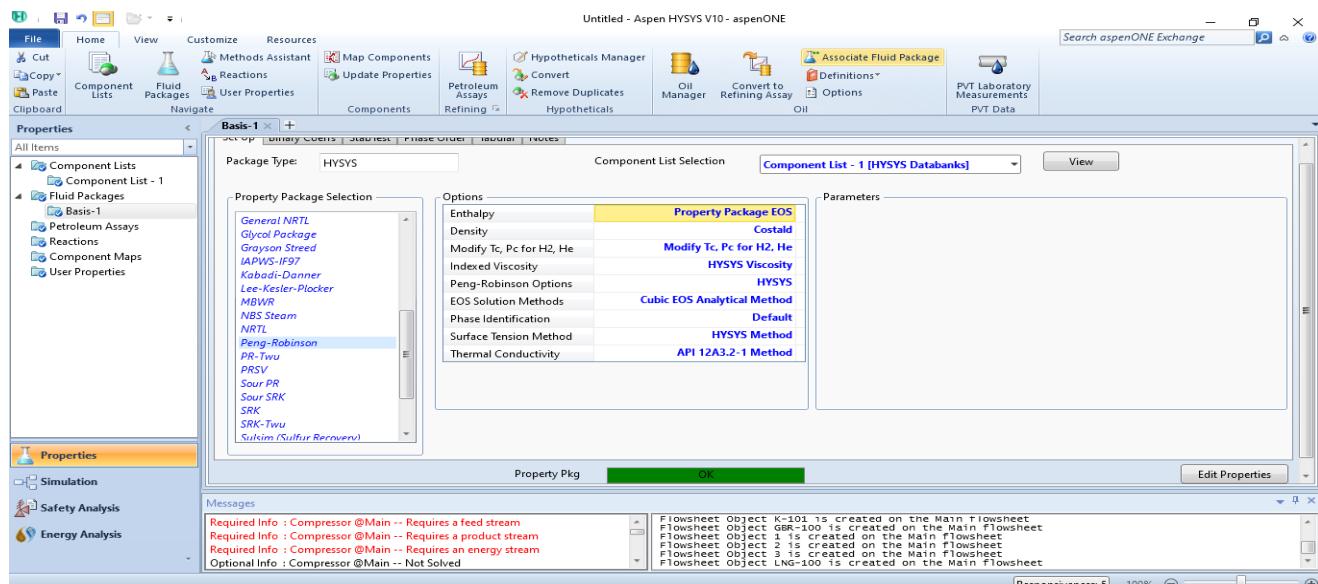


Figure V.3 : Fluide package

Quatrièmement

Choisir les éléments disponibles dans le menu des outils situés sur la gauche de l'écran et on le met dans l'espace du dessin, comme il est illustré dans la figure V.3.

On va faire l'insertion des données principales et nous relions entre les éléments de l'installation de TAG.

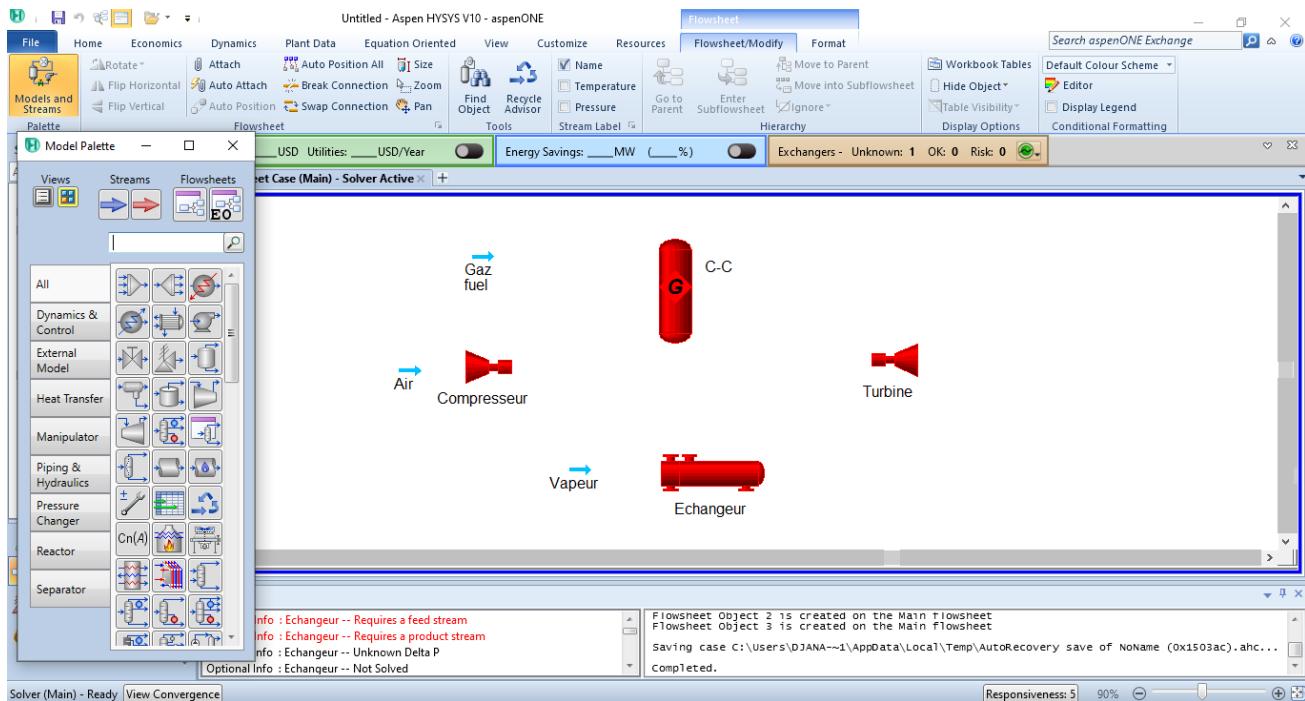


Figure V.4 : Éléments de l'installation TAG.

V.9. Calcul des performances de l'installation TAG avec injection vapeur d'eau par Hysys

V.9.1. Comment insérer les données

Nous prenons comme exemple l'insertion des données sur l'air et le compresseur.

Par double-clic sur chaque élément, nous introduisons les données suivantes sur les étiquettes.

❖ AIR

Température d'entrée : $T = 22^\circ\text{C}$

Pression d'entrée : $P = 0,928 \text{ bar}$

Débit massique d'air : $\dot{m}_a = 620,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

❖ Compresseur

Rapport de pression de compresseur : $\tau = 18$

Adiabatic Efficiency : $\eta_{sc} = 0,88$

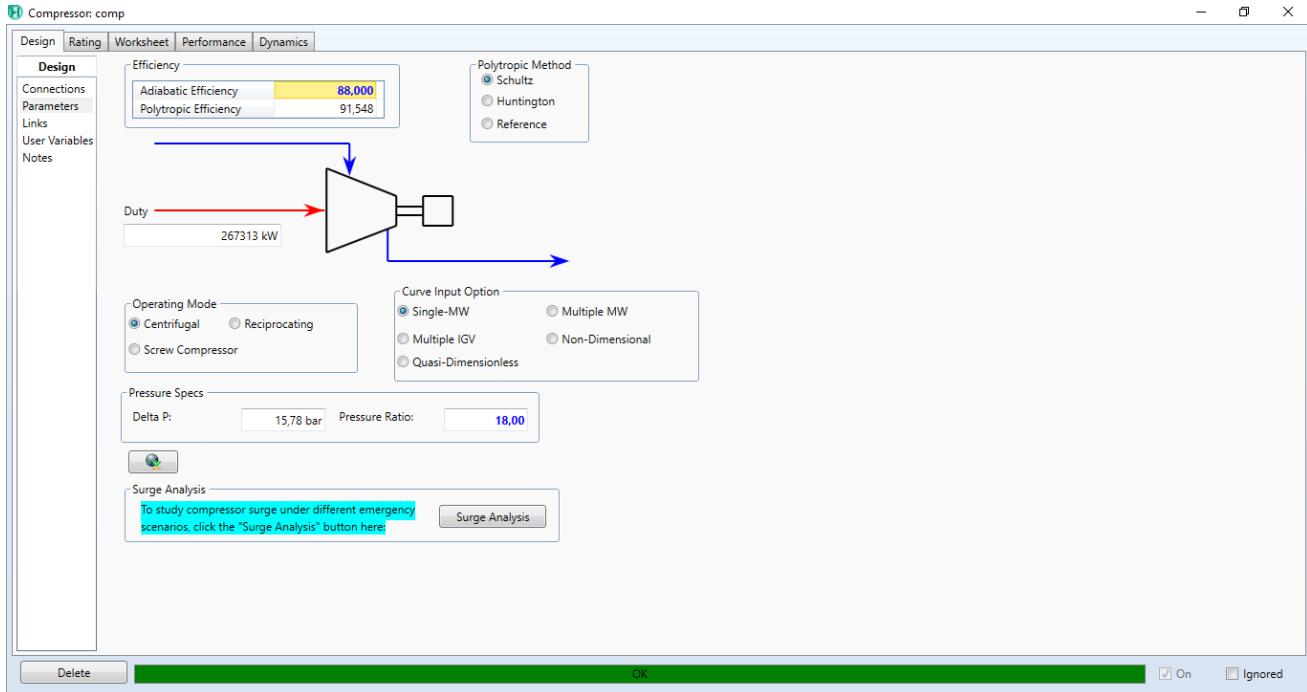


Figure V.5: Fenêtre des données de compresseur

❖ Fuel gaz : gaz naturel

Température d'entrée : $T = 452,4^\circ\text{C}$

Pression d'entrée : $P = 16,70 \text{ bar}$

Débit massique de fuel gaz : $\dot{m}_g = 13,29 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

❖ L'injection de la vapeur d'eau

Température d'entrée : $T = 30^\circ\text{C}$

Pression d'entrée : $P = 19 \text{ bar}$

Débit massique de vapeur : $\dot{m}_v = 1 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

❖ L'échangeur

Entrée 1 : Vapeur d'eau

Sortie 1 : Vapeur chaude (Hot)

Entrée 2 : gaz échappement 1

Sortie 2 : gaz échappement 2. (Cold)

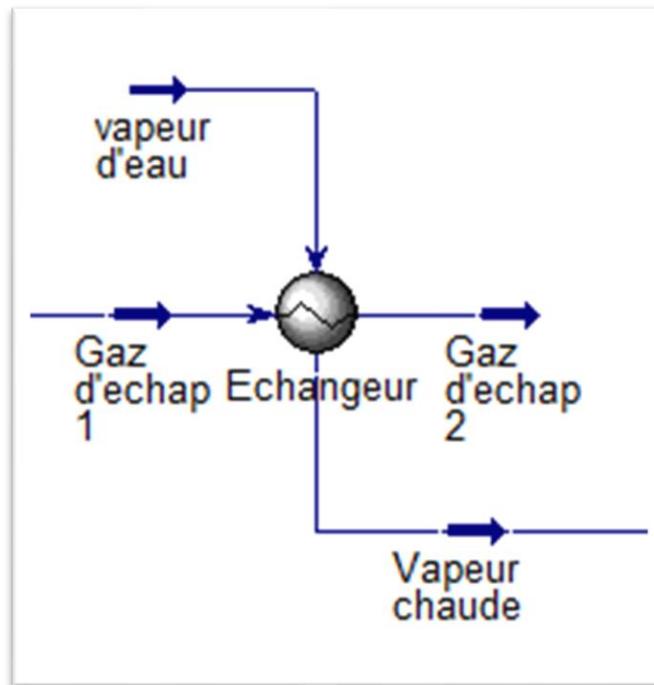


Figure V.6 : Fenêtre des données d'échangeur

❖ Chambre de combustion (C-C)

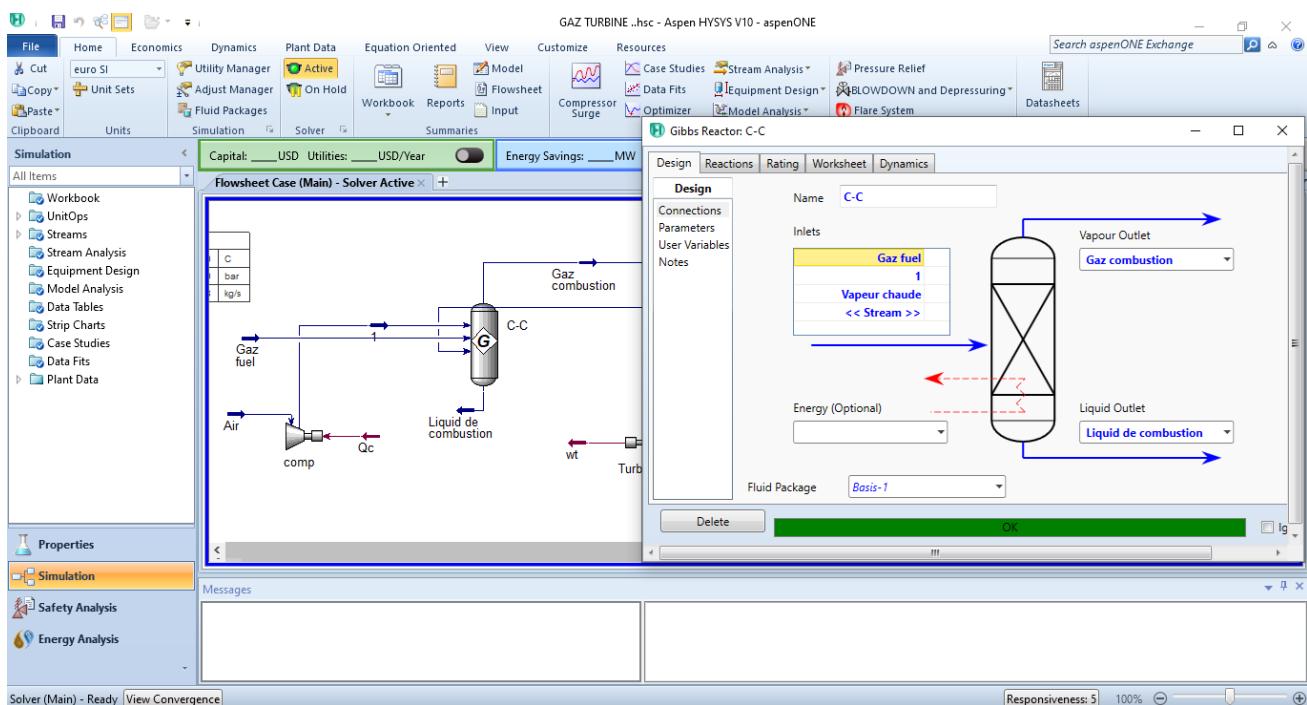


Figure V.7: Fenêtre des données de chambre de combustion

❖ Turbine

Branchements de gaz combustion avec l'entrée de la turbine

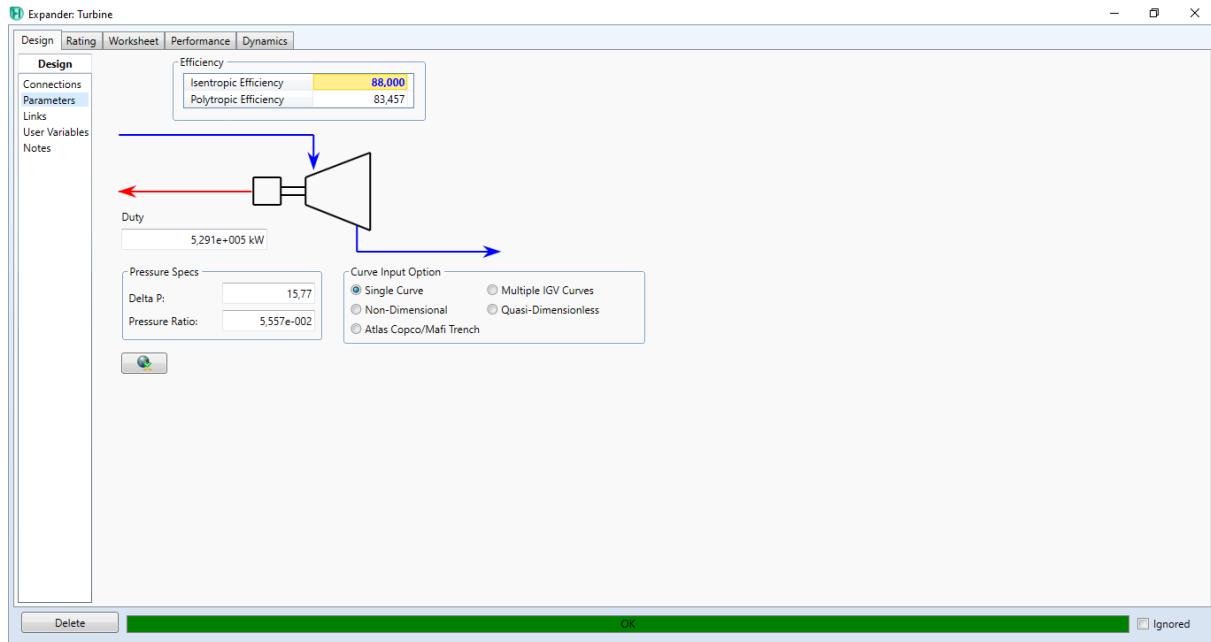


Figure V.8 : Fenêtre des données de turbine

❖ Adjust

Pour que la température à la sortie de la chambre de combustion reste égale à 1189°C

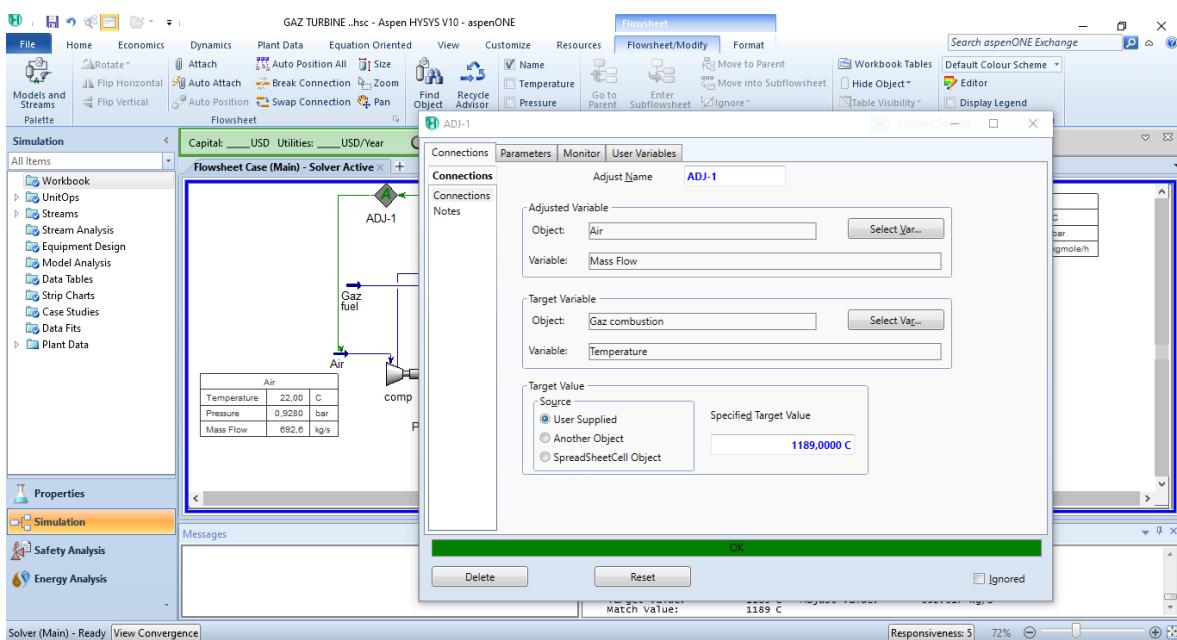


Figure V.9 : Fenêtre des données d'Adjust

❖ Balance

La balance prend le rôle d'équilibre thermique entre le compresseur (P_c) et la turbine (P_t), pour calculer la puissance utile (P_{ut}) .

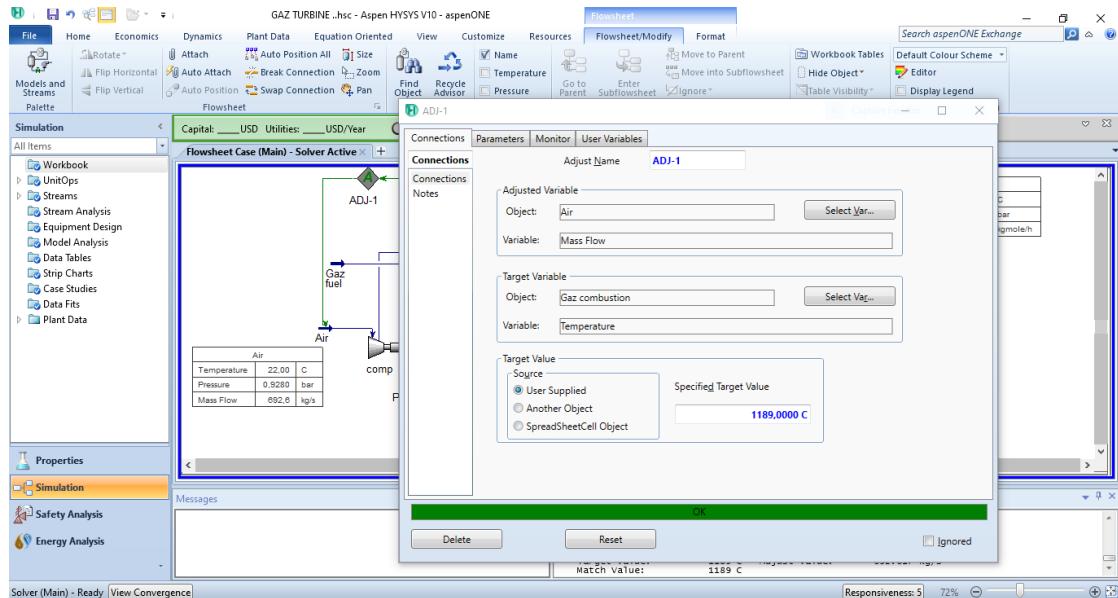


Figure V.10 : Fenêtre des données de la Balance.

❖ L'installation final

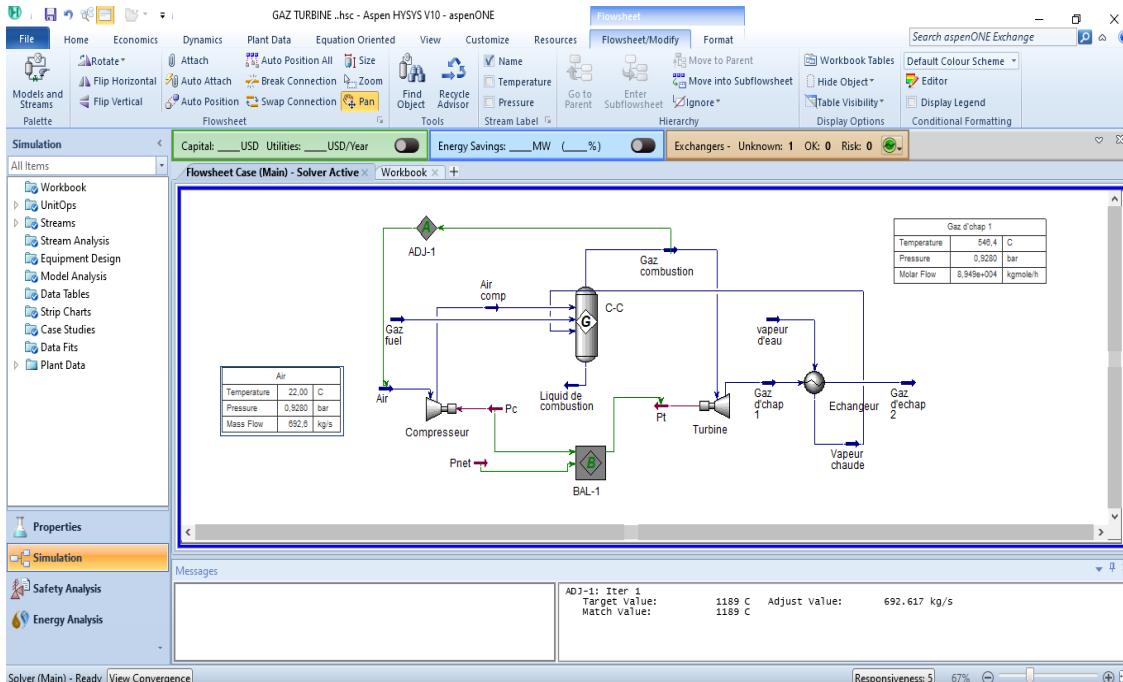


Figure V.11 : Installation finale

V.10. Calcul

Pour effectuer le calcul et obtenir les résultats finaux, on clique sur le bouton droit pour afficher et cliquer sur le message ‘Add WorkbookTable’ :

❖ Material streams :

Name	Gaz fuel	Air	Gaz combustion	Air comp	Liquid de combustion
Vapour Fraction	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000
Temperature (C)	452.4 *	22.00 *	1189	430.5	1189
Pressure (bar)	16.70 *	0.9280 *	16.70	16.70	16.70
Molar Flow (kgmole/h)	2738	8.643e+004	8.949e+004	8.643e+004	0.0000
Mass Flow (kg/s)	13.29 *	692.6 *	706.9	692.6	0.0000
Liquid Volume Flow (m3/h)	153.5	2882	2985	2882	0.0000
Heat Flow (kcal/h)	-3.651e+007	-1.963e+006	2.073e+008	2.546e+008	0.0000
Name	Gaz d'chap 1	vapeur d'eau	Gaz d'echap 2	Vapeur chaude	
Vapour Fraction	1.0000	0.0000	1.0000	1.0000	
Temperature (C)	546.4	30.00 *	542.4	469.6 *	
Pressure (bar)	0.9280 *	19.00 *	0.9280	19.00	
Molar Flow (kgmole/h)	8.949e+004	199.8	8.949e+004	199.8	
Mass Flow (kg/s)	706.9	1.000 *	706.9	1.000	
Liquid Volume Flow (m3/h)	2985	3.607	2985	3.607	
Heat Flow (kcal/h)	-2.721e+008	-1.365e+007	-2.749e+008	-1.081e+007	

Tableau V.1 : Résultats finaux de Calcul de l'installation

❖ Compositions :

Name	Gaz fuel	Air	Gaz combustion	Air comp	Liquid de combustion
Comp Mole Frac (Oxygen)	0.0000 *	0.2100 *	0.1376	0.2100	0.1376
Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.0000 *	0.7900 *	0.7629	0.7900	0.7629
Comp Mole Frac (Methane)	0.9194 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mole Frac (CO2)	0.0039 *	0.0000 *	0.0335	0.0000	0.0335
Comp Mole Frac (CO)	0.0000 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mole Frac (H2O)	0.0000 *	0.0000 *	0.0660	0.0000	0.0660
Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0009 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0009 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mole Frac (i-Pentane)	0.0008 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0036 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mole Frac (Helium)	0.0013 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mole Frac (i-Butane)	0.0024 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Comp Mole Frac (Ethane)	0.0670 *	0.0000 *	0.0000	0.0000	0.0000
Name	Gaz d'chap 1	vapeur d'eau	Gaz d'echap 2	Vapeur chaude	
Comp Mole Frac (Oxygen)	0.1376	0.0000 *	0.1376	0.0000	
Comp Mole Frac (Nitrogen)	0.7629	0.0000 *	0.7629	0.0000	
Comp Mole Frac (Methane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	
Comp Mole Frac (CO2)	0.0335	0.0000 *	0.0335	0.0000	
Comp Mole Frac (CO)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	
Comp Mole Frac (H2O)	0.0660	1.0000 *	0.0660	1.0000	
Comp Mole Frac (n-Hexane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	
Comp Mole Frac (n-Pentane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	
Comp Mole Frac (i-Pentane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	
Comp Mole Frac (n-Butane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	
Comp Mole Frac (Helium)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	
Comp Mole Frac (i-Butane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	
Comp Mole Frac (Ethane)	0.0000	0.0000 *	0.0000	0.0000	

Tableau V.2 : Résultats finaux de la composition

V.11. Résultats et Discussion

V.11.1. Effet d'injection de la vapeur d'eau sur la performance du TAG

V.11.1.1. Analyse des performances de la turbine à gaz à l'état sec

❖ Influence du taux de compression

Le taux de compression du compresseur de la turbine à gaz est considéré qui influent sur les performances des turbines à gaz. Pour cela, nous avons étudié les puissances du compresseur, de la turbine, utile et la température d'échappement en est considéré parmi les paramètres Pour cela, nous avons étudié les puissances du compresseur, de la turbine, utile et la température d'échappement en Le taux de compression du compresseur les plus importants qui influent sur les performances des turbines à gaz étudié les puissances du compresseur, de la turbine, utile et la température d'échappement en fonction de ce paramètre.

Les figures V.12, V.13 montrent que, pour une valeur de pression atmosphérique fixe $P_{atm}=0,928\text{bar}$, les profils des paramètres P_c , P_t ont pratiquement la même allure. Toutefois, les figures V.14 V.15 montrent que La puissance utile augmente jusqu'à qu'elle atteint son maximum à $\tau = 18$, puis elle diminue. Cette valeur optimale du taux de compression qui correspond aussi au rendement maximal.

Quant à la température des gaz d'échappement, la figure V.15 montre que la température des gaz d'échappement diminue jusqu'à atteindre sa valeur minimale à ce même taux de compression $\tau = 18$. Puis elle demeure constante.

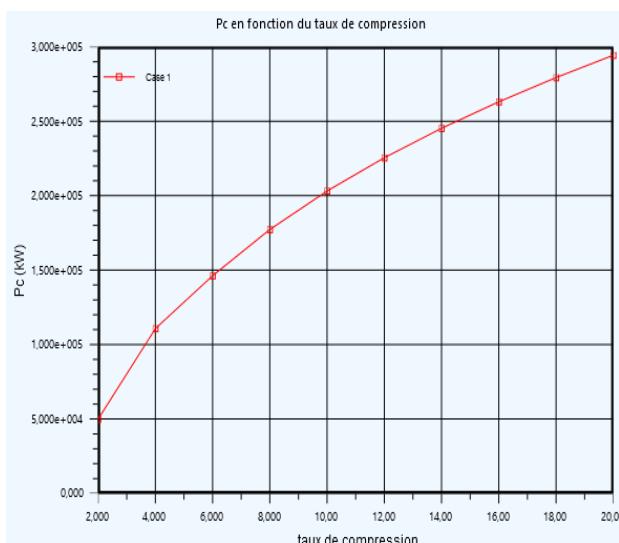


Figure V.12 : P_c en fonction τ .

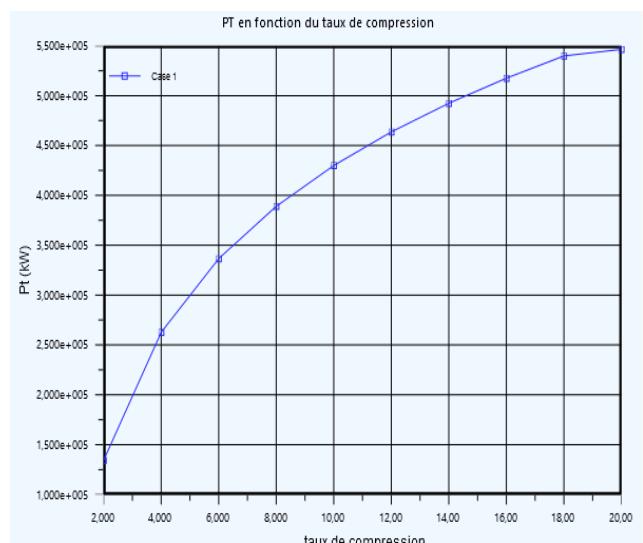
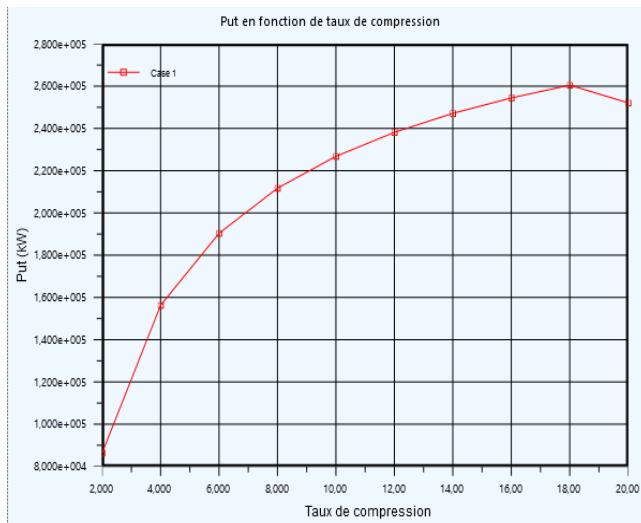
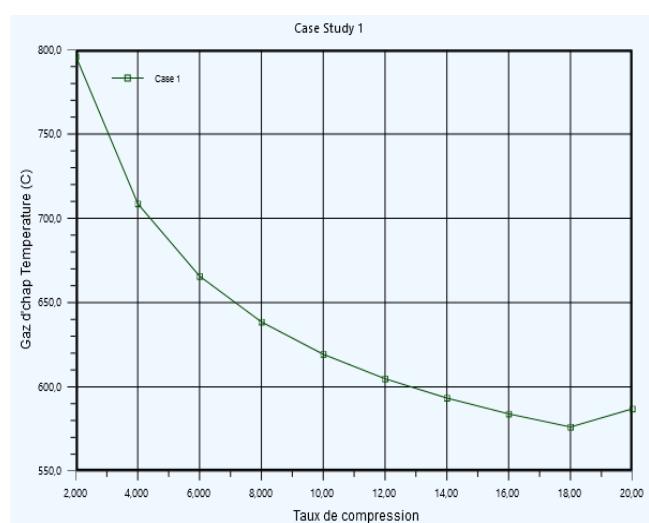


Figure V.13 : P_t en fonction de τ .

Figure V.14 : Puissance utile en fonction de τ .Figure V.15 : Temp du gaz d'échap en fonction de τ .

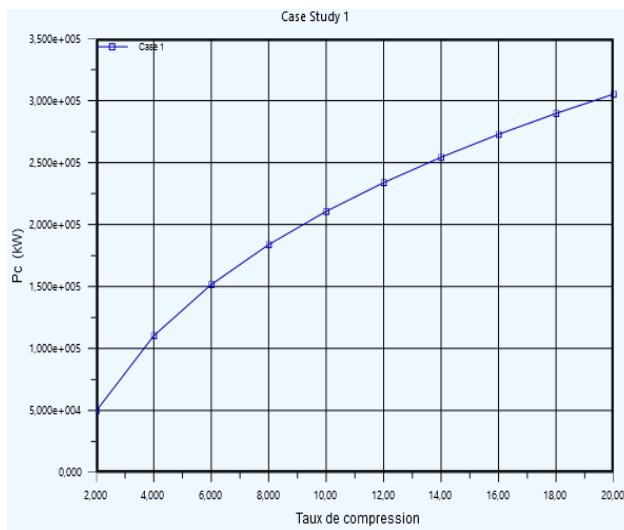
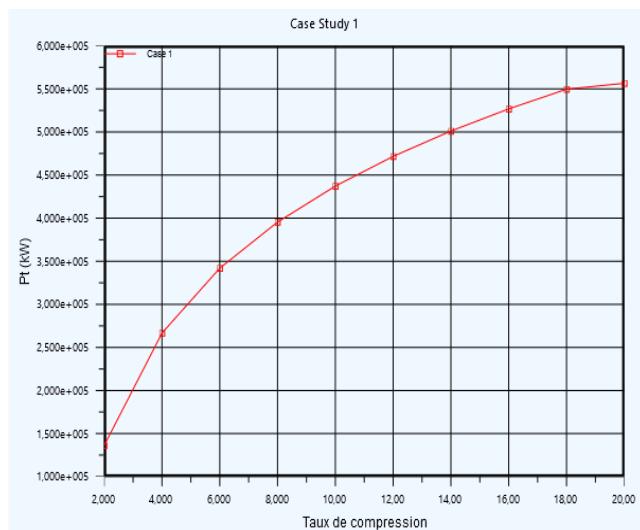
V.11.1.2. Analyse des performances de la turbine à gaz avec injection de la vapeur d'eau

❖ Influence du taux de compression

Les figures (V.16 et V.17) représentent les puissances absorbées par le compresseur et la puissance de la turbine en fonction du taux de compression dans le cas d'injection. On constate que l'injection de la vapeur d'eau n'influe pas sur la puissance du compresseur car l'injection se fait après la compression. Par contre, l'injection de la vapeur d'eau fait augmenter la puissance de la turbine. Pour le cas optimal qui se produit à $\tau = 18$ on a :

- Sans injection $P_{ut} = 258200 \text{ KW}$
- Avec injection ($\dot{m}_v = 1 \text{ kg/s}$) $P_{ut} = 258900 \text{ KW}$

L'écart observé entre la puissance utile avant et après injection reste faible en raison du débit de vapeur injecté relativement bas. Une augmentation de ce débit entraînerait une amélioration plus marquée des performances.

**Figure V.16 :** P_c en fonction du τ . (avec injection)**Figure V.17 :** P_t en fonction du τ .(avec injection)**Figure V.18 :** Puissance utile en fonction du τ .

❖ Influence l'injection de la vapeur d'eau

La figure (V.19) représente la variation de la puissance utile en fonction du débit de la vapeur d'eau injectée. De cette figure, on remarque que la puissance utile augmente avec l'augmentation du débit massique de la vapeur d'eau injectée , car la vapeur est produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz échappement peut être injectée.

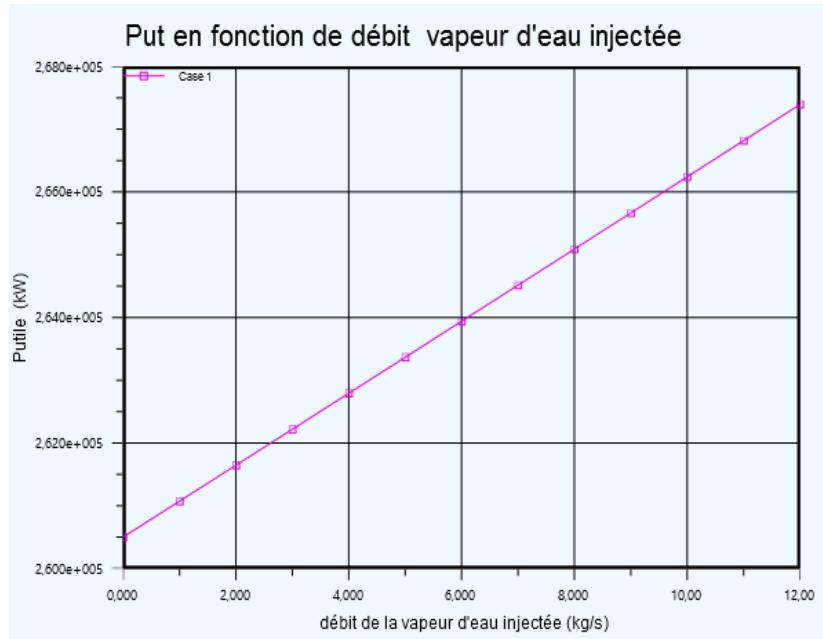


Figure V.19 : Puissance utile en fonction du débit de la vapeur injectée.

Conclusion

Cette étude a permis de simuler le fonctionnement d'une turbine à gaz avec et sans injection de vapeur d'eau à l'aide du logiciel Aspen HYSYS. Les résultats montrent que l'injection de vapeur améliore les performances thermiques du cycle, en particulier la puissance utile, bien que cet effet reste limité à faibles débits. La simulation a également mis en évidence l'importance du taux de compression optimal pour maximiser le rendement. Ainsi, HYSYS s'avère être un outil puissant pour l'analyse, l'optimisation et l'aide à la décision dans la conception de systèmes énergétiques.

CONCLUSION GÉNÉRALE

À travers ce travail, nous avons mené une étude approfondie sur le fonctionnement et la performance énergétique d'une centrale thermique à cycle combiné utilisant une turbine à gaz. En partant des bases théoriques relatives aux turbines à gaz et à leur intégration dans des cycles thermodynamiques, nous avons progressivement élargi notre analyse vers des aspects plus appliqués, en lien direct avec l'installation réelle de la centrale de Koudiet Draouch.

L'analyse du cycle de Brayton, dans des conditions idéales et réelles, nous a permis de mieux comprendre les pertes d'efficacité énergétique associées aux transformations non idéales. Cela a mis en évidence les limites de fonctionnement de la turbine à gaz en exploitation standard.

L'étude de l'injection de vapeur d'eau a montré que cette technique représente une solution pertinente pour améliorer les performances de la machine, en augmentant la puissance nette produite et en optimisant l'utilisation de l'énergie thermique disponible dans les gaz d'échappement.

La simulation effectuée via le logiciel Aspen HYSYS a constitué un outil précieux pour valider nos hypothèses, modéliser des scénarios de fonctionnement réalistes et évaluer de manière quantitative les bénéfices apportés par l'injection de vapeur.

En conclusion, ce mémoire met en lumière l'importance d'une approche intégrée combinant théorie, expérimentation et simulation numérique pour améliorer l'efficacité énergétique des systèmes thermiques. Il ouvre également des perspectives de recherche futures sur l'optimisation des cycles hybrides et l'intégration de sources renouvelables dans les systèmes de production conventionnels.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] Etude thermodynamique, maintenance de fiabilité d'une turbine à gaz ms5002c
2011 Djelfa
- [2] TOTAL, Manuel de formation, “ Exploration et production, les équipements et les Turbines”.
- [3] Numeliphy.unisciel_fr/inde
- [4] Turbine à gaz, in : Techno-Science [on line] (2013) <http://www.techno-science.net>.
- [5] BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM, S., "Contribution à l'étude et au calcul des cycles Thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008
- [6] André LALLEMAND, 1195, "Production d'énergie électrique par centrales thermiques", Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.
- [7] HESSEM, D. Etude thermodynamique et amélioration de turbine à gaz de type PGT25.
- [8] A.Beggat, A.Necera, « Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à Gaz MS 5002 C », PFE de master, Universite Kasdi Merbah – Ouargla,
- [9] Cohen, H., Rogers, G.F.C., & Saravanamuttoo, H.I.H. (2009). Gas Turbine Theory (6th ed.). Pearson Education.
- [10] A. Bouam, S. Aissani & R. Kadri, 2007, « Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles », Colloque international sur les Énergies Renouvelables (CER) organisé du 5 Mai 2007 par l'école polytechnique de Ouajda- Maroc
- [11] Gaz Turbine engineering handbook sacand edition by Meherwan P. Bouce
- [12] Esias, Mérit T. Degan, « Amélioration des performances des turbines à gaz de la SBEE-étude comparée des méthodes d'injection de brouillard, d'injection de vapeur et de cycle combiné », mémoire de fin d'étude de master en génie mécanique, université de d'Abomey-Benin, 2015.
- [13] Bouam, « Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, » thèse de doctorat, Université Mohammed bouguerra Boumerdes, 2009.
- [14] M. Zodi, A. Laouali, « Simulation numérique d'un cycle combiné », mémoire de fin d'étude de master en génie mécanique, université de Tlemcen, 2016.
- [15] M. Majed et M. Galal, « Performance enhancement of Gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates, » international journal of Energy research Int, n° %130:777–797,2006.
- [16] A. Bouam, S. Aissani & R. Kadri, 2007, « Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles », Colloque international sur les Énergies Renouvelables (CER) organisé du 5 Mai 2007 par l'école polytechnique de Ouajda- Maroc