

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de Technologie

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en :

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Thème

**Amélioration des performances de la turbine à gaz
PGT25 par injection de vapeur d'eau**

Présenté par :

Promotrice :

**ABIDALLAH AIMENE
DJEMA NABIL**

Mme. MOUGARI Nour Elislam

Promotion 2023-2024

REMERCIEMENT

Nous remercions Allah le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

*Nos vifs remerciements vont aussi à notre promotrice **Mme. MOUGARI Nour Elislam** qui nous a généreusement guidé et orienté avec une grande disponibilité et notamment la pertinence de ses remarques et ses conseils pendant la réalisation de ce mémoire.*

Nous tenons d'autre part à remercier les respectables membres du jury pour bien vouloir nous accorder de leur temps précieux pour commenter, discuter et juger notre travail.

A l'ensemble des enseignants du département mécanique.

En fin, nous ne pouvons achever ce mémoire sans exprimer notre gratitude à tous les enseignants de faculté des sciences de l'ingénieur pour leur dévouement et leur assistance tout au long de mon parcours universitaire.

Dédicace

A ma très chère maman

En témoignage de mon affection et reconnaissance

Pour tout ce qu'elle m'a donné

Sans toi je ne serais jamais arrivé jusqu'à là

Je te remercie pour ton soutien et votre amour inconditionnel

Tu n'as jamais hésité à te sacrifier pour ma réussite et mon bonheur

A mon père qui a tout donné

A ma famille pour tous les bons moments pendant le travail

A mes amis

Dédicace

*Ceux qui se sont donné les peines et les
sacrifices, pour me voir réussir dans la vie :*

*Les deux personnes les plus chères à mon cœur, mon père
et ma mère, qui m'ont apporté soutien et confort tout au
long de*

Mes études.

*A mon frère, ma sœur et ma grand-mère qui ont été
toujours à mes côtés ces longues journées moroses.*

Résumé

A cause de la hausse des prix des carburants et à l'exigence croissante d'une exploitation plus respectueuse de l'environnement, il est nécessaire d'améliorer les performances des turbines à gaz de manière à réguler les coûts d'investissements et diminuer la pollution atmosphérique. L'injection de vapeur d'eau dans la chambre de combustion des turbines à gaz, connue sous le nom de cycle STIG, s'est avéré une technique prometteuse pour atteindre ces objectifs. Dans cette optique, l'objectif de ce travail est d'étudier le cycle simple et le cycle à injection de vapeur (STIG) appliqué à la turbine à gaz PGT25 de la station de compression de gaz du site de Tin Fouye Tabenkort (TFT), dans le but d'améliorer les performances de la turbine et d'augmenter la production énergétique du site. Une comparaison entre ces deux cycles est réalisée, et les résultats ont montré que le procédé d'injection de vapeur a permis d'augmenter la masse qui traverse la turbine et la capacité calorifique des gaz d'échappement, ce qui influe positivement sur le rendement et le travail récupéré du cycle STIG.

Mots clés : Turbine à gaz ; Cycle STIG ; Injection de vapeur d'eau.

Abstract

Due to rising fuel prices and the increasing demand for more environmentally friendly operations, it is necessary to improve the performance of gas turbines in order to regulate investment costs and reduce atmospheric pollution. The injection of water vapor into the combustion chamber of gas turbines, known as the STIG cycle, has proven to be a promising technique to achieve these goals. In this context, the aim of this work is to study the simple cycle and the steam injection cycle (STIG) applied to the PGT25 gas turbine at the Tin Fouye Tabenkort (TFT) gas compression station, with the goal of enhancing the turbine's performance and increasing the site's energy production. A comparison between these two cycles is conducted, and the results show that the steam injection process has increased the mass flow through the turbine and the heat capacity of the exhaust gases, positively affecting the efficiency and work recovered from the STIG cycle.

Keywords: Gas turbine; STIG cycle; Water vapor injection.

ملخص

ونظرا لارتفاع أسعار الوقود والطلب المتزايد على عمليات أكثر صداقة للبيئة، فمن الضروري تحسين أداء توربينات الغاز من أجل تنظيم تكاليف الاستثمار والحد من تلوث الهواء. وقد أثبت حقن بخار الماء في غرفة الاحتراق في توربينات الغاز، أنها تقنية واعدة لتحقيق هذه الأهداف. ومن هذا المنطلق، فإن الهدف من هذا العمل هو STIG والمعروفة باسم دورة لمحطة ضغط الغاز في موقع PGT25 المطبقة على توربين الغاز (STIG) دراسة الدورة البسيطة ودورة حقن البخار تحسين أداء التوربين وزيادة إنتاج الطاقة في الموقع. وتم إجراء مقارنة بين هاتين (TFT) Tin Fouye Tabenkort. أظهرت النتائج أن عملية حقن البخار مكنت من زيادة الكتلة المارة خلال التوربين والقدرة الحرارية للغازات STIG العادمة، مما كان له تأثير إيجابي على الكفاءة العمل المسترد من دورة

.الكلمات المفتاحية: توربينات غازية؛ دورة ستيج؛ حقن بخار الماء

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre 1 Présentation de la central TFT	
1.1 Introduction	3
1.2 Présentation du site TIN FOUYE TABENKORTE (TFT)	3
1.3 Description de la station TFT	5
1.3.1 Description des gazoducs GR1 et GR2.....	5
1.3.1.1 Pressurisation du collecteur GR1	6
1.3.1.2 Pressurisation du collecteur GR2	6
1.3.2 Filtres séparateurs	6
1.3.3 Turbocompresseurs.....	7
1.3.4 Aéroréfrigérants du gaz de refoulement des compresseurs.....	7
1.3.5 Silencieux d'évent.....	8
1.4 Conclusion	9
Chapitre 2 Généralités sur les turbines à gaz	
2.1 Introduction	10
2.2 définition	10
2.3 Historique de la turbine à gaz	11
2.4 Classification des turbines à gaz.....	12
2.4.1 Mode de construction	12
2.4.1.1 Turbine mono-arbre	12
2.4.1.2 Turbine bi-arbre	12
2.4.2 Par mode de travail	14
2.4.2.1 Turbine a action.....	12
2.4.2.2 Turbin a reaction	12
2.4.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique	15
2.4.3.1 Turbine a gaz a cycle fermé.....	12
2.4.3.2 Turbine a gaz a cycle ouvert.....	12
2.5 Eléments principaux de la turbine à gaz	16
2.5.1 Section du compresseur	16
2.5.2 Section de combustion	17
2.5.3 Section de la turbine.....	17
2.5.4 Section auxiliaire	17
2.6 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	19

2.7 Amélioration des performances des turbines à gaz.....	21
2.7.1 Cycle à régénération.....	21
2.7.2 Cycle à refroidissement intermédiaire	22
2.7.3 Cycle à réchauffage	22
2.7.4 Cycle combiné	23
2.7.5 Cycle à injection d'eau/vapeur d'eau.....	24
2.8 Caractéristiques de la turbine à gaz PGT 25.....	25
2.9 Conclusion	27
Chapitre 3 étude thermodynamique	
3.1 Introduction.....	28
3.2 Cycle de Joule Brayton théorique.....	28
3.3 Cycle de joule brayton réel.....	31
3.3.1 Rendement isentropique et les pertes de pression.....	32
3.3.2 Rendement polytropique	33
3.3.2.1 Rendement polytropique de compression.....	33
3.3.2.2 Rendement polytropique de détente	33
3.4 Evaluation des performances du cycle simp	33
3.4.1 Bilan sur le compresseur	33
3.4.2 Bilan sur la turbine	33
3.4.3 Bilan sur la chambre de combustion.....	33
3.5 Paramètres de performances	37
3.5.1 Travail utile	37
3.5.2 Puissance totale utile	37
3.5.3 Rendement global	38
3.5.4 Rendement aux bornes de l'alternateur	38
3.5.5 Consommation spécifique.....	38
3.6 Evaluation des performances du cycle à injection de vapeur STIG.....	38
3.6.1 Bilan sur la chambre de combustion.....	39
3.6.2 Bilan de la turbine	39
3.7 Conclusion	40
Chapitre 4 Modélisation et résultats	
4.1 Introduction	44
4.2 Modélisation.....	44
4.3 Analyse du cycle simple.....	44
4.3.1 Effet de rapport de compression et de la température ambiante.....	44
4.3.2 Effet de la température maximale du cycle	47

4.4 Analyse du cycle avancé à injection de vapeur	50
4.4.1 Effet de rapport compression et de la fraction d'injection de vapeur d'eau.....	50
4.4.2 Effet de la température ambiante sur les performances de la turbine PGT25.....	53
4.5 Comparaison des performances du cycle simple et du cycle avancé	54
4.6 Conclusion	56
Conclusion générale	57

Liste des figures

Figure 1.1 : Situation géographique de la station TFT [1].	4
Figure 1.2 : Station de compression TFT [1].	5
Figure 1.3 : Aéroréfrigérant de site TFT.	8
Figure 1.4 : Silencieux d'évent du site TFT.	8
Figure 2.1 : Turbine à gaz.	11
Figure 2.2 : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.	13
Figure 2.3 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.	13
Figure 2.4 : Schéma d'une turbine à action et à réaction.	14
Figure 2.5 : Turbine à gaz à cycle fermé.	15
Figure 2.6 : Turbine à gaz à cycle ouvert.	16
Figure 2.7 : Eléments constitutifs d'une turbine à gaz.	16
Figure 2.8 : Diagramme T-S d'une turbine à gaz.	20
Figure 2.9 : Représentation schématisée d'un cycle de turbine à gaz à régénération.	21
Figure 2.10 : Représentation schématisée d'un cycle de turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire.	22
Figure 2.11 : Représentation schématisée d'un cycle de turbine à réchauffage.	23
Figure 2.12 : Représentation schématisée d'un cycle de turbine combinée.	24
Figure 2.13 : Représentation schématisée d'un cycle à injection de vapeur d'eau.	25
Figure 3.1 : Représentation schématisée d'une turbine à gaz à cycle simple.	28
Figure 3.2 : Représentation du cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme T-S.	29
Figure 3.3 : Représentation du cycle réel d'une turbine à gaz dans le diagramme T-S.	32
Figure 3.4 : Fonctionnement de la turbine à gaz PGT25 en cycle STIG.	39
Figure 4.1 : Organigramme du cycle simple.	42
Figure 4.2 : Organigramme du cycle avancé à injection de vapeur d'eau.	43
Figure 4.3 : Variation du travail spécifique en fonction du rapport de compression pour le cycle simple.	46
Figure 4.4 : Variation du rendement thermique en fonction du rapport de compression pour le cycle simple.	47
Figure 4.5 : travail spécifique en fonction de rapport de compression du cycle simple pour différentes températures maximales du cycle.	49
Figure 4.6 : Rendement thermique en fonction de rapport de compression du cycle simple pour différentes températures maximales du cycle.	50
Figure 4.7 : Variation du travail spécifique en fonction du rapport de compression pour le cycle avancé à injection de vapeur d'eau.	52
Figure 4.8 : Variation du rendement thermique en fonction du rapport de compression pour le cycle STIG.	53

Figure 4.9 : variation de la puissance utile du cycle STIG en fonction de la température ambiante. ...	54
Figure 4.10 : Comparaison du rendement du cycle simple et du cycle avancé.	55
Figure 4.11: Comparaison du travail spécifique du cycle simple et du cycle avancé.	55

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Indicateurs des filtres séparateurs.....	7
Tableau 1.2 : Description des 07 vannes BDV.....	9
Tableau 4.1 : Résultats de calcul du travail spécifique et du rendement thermique du cycle simple...	44
Tableau 4.2 : Résultats de calcul du travail spécifique et du rendement pour différents valeurs de T3.....	48
Tableau 4.3 : Résultats de calcul du travail spécifique et du rendement du cycle avancé	51

Nomenclature

Les paramètres : • AFR : Rapport air combustible • C_p : Chaleur spécifique à pression constante [kJ/kg. K] • C_v : Chaleur spécifique à volume constant [kJ/kg. K] • CS : Consommation spécifique [KJ/KW] • e : Fraction d'air de refroidissement • f : Fraction de la masse du carburent par rapport à celle de l'air • h : Enthalpie [kJ/kg] • M : Masse molaire [g/mol] • m : Masse [kg] • $\dot{m}_i$: Débit massique [kg/s] • N : Nombre de moles • Δp : Perte de charge [Pa] • p : Pression [Pa] • P : Puissance [KW] • PCI : Pouvoir calorifique inférieur [kJ/kg] • Q : Chaleur [kJ/kg] • R : Constant des gaz parfaits • RP : Rapport de pression (compression) • S : Fraction du débit massique de la vapeur injectée par rapport à celui de l'air • T : Température [K] • W : Travail spécifique [kJ/kg] • y : Fraction molaire des produits de combustions • z : Fraction massique	Variable grecque : • γ : Indice isentropique • δ : Fraction d'excès d'air humide • ε : Efficacité de l'échangeur • η : Rendement • ϕ : Humidité relative • ω : Humidité absolue
Abréviation : • BP : Basse pression • HP : Haute pression • HRSG : Générateur de vapeur de rétablissement de la chaleur (heat recovery steam generator). • I-STIG : Intercooled team injection gas turbine cycle • NO_x : Mono et dioxyde d'azote • STIG : Steam injection gas turbine cycle	Les indices : • 1 : Entrée compresseur • 2 : Sortie compresseur • 3 : Sortie de chambre de combustion • 4 : Sortie de la turbine a gaz • a : Air • amb : Ambiant • ba : bornes de l'alternateur • c : Compresseur • CC : Chambre de combustion • e.c : Entrée compresseur • e.t : Entrée turbine • éch : Echanger • échp : Echappement • fil : Filtre • g : Gaz • is : Isentropique • p : Polytropique • s : Steam • sec : Sèche • s.c : Sortie compresseur • s.t : Sortie turbine • t : Turbine • th : Thermique • u : Utile • v : Vapeur

Introduction générale

Au cours du siècle dernier, les turbines à gaz ont connu un développement considérable grâce à leur large utilisation dans des secteurs tels que l'aviation et la production d'électricité. Aujourd'hui, elles sont reconnues comme l'une des technologies les plus performantes pour générer de l'énergie. Cependant, leurs performances dépendent de divers facteurs, tels que la température ambiante, le rapport de compression, ainsi que la température dans la chambre de combustion.

Les turbines à gaz présentent un rendement relativement faible, ce qui a conduit à l'introduction de plusieurs modifications du cycle simple pour améliorer leurs performances. Parmi ces améliorations, on trouve le cycle à refroidissement intermédiaire, le cycle à récupération de chaleur, ainsi que le cycle à réchauffage. Ces ajustements visent à optimiser l'efficacité des turbines et à réduire les pertes énergétiques.

Récemment, en réponse à la hausse des prix des carburants et à l'exigence croissante d'une exploitation plus respectueuse de l'environnement, l'injection de vapeur d'eau dans la chambre de combustion des turbines à gaz, connue sous le nom de cycle STIG, a été proposée. Son principe repose sur la récupération de la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz à l'aide d'un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG). Cette vapeur est ensuite injectée, partiellement ou totalement, dans la chambre de combustion de la turbine. Il s'agit d'une combinaison du cycle de Brayton et du cycle de Rankine. Contrairement au cycle combiné, où la vapeur et les gaz de combustion sont séparés, dans le cycle STIG, la vapeur se détend avec les gaz de combustion dans la même turbine. Cette technique permet d'améliorer l'efficacité tout en réduisant les émissions polluantes. L'injection de vapeur permet de maîtriser et de diminuer la formation des oxydes d'azote (NOX), générés par les températures élevées dans la zone primaire de la chambre de combustion. De plus, elle contribue à améliorer le rendement thermique, car la capacité calorifique de la vapeur d'eau est presque deux fois supérieure à celle de l'air. Cette technique permet également d'augmenter la puissance produite en augmentant le débit massique traversant la turbine, ce qui améliore globalement les performances de l'installation.

Dans cette optique, nous avons entrepris l'étude du cycle à injection de vapeur (STIG) appliqué à la turbine à gaz PGT25 de la station de compression de gaz du site de Tin Fouyé Tabenkort (TFT). L'objectif est de développer deux programmes de calcul sous le langage de

programmation Matlab, basés sur les lois de la thermodynamique, qui permettent d'étudier le cycle simple et le cycle amélioré dans le but d'améliorer les performances de la turbine et d'augmenter la production énergétique du site.

Le présent travail est structuré en quatre chapitres principaux :

- **Chapitre 1** : Ce chapitre est consacré à la présentation de la station de compression de gaz du site de Tin Fouyé Tabenkort (TFT) et à une description détaillée de la turbine à gaz PGT25.
- **Chapitre 2** : Ce chapitre examine le principe de fonctionnement, les types, et les composants des turbines à gaz, ainsi que les différents cycles avancés utilisés pour optimiser leur efficacité.
- **Chapitre 3** : Une analyse thermodynamique du cycle idéal et réel de la turbine à gaz y est effectuée, avec une exploration des cycles avancés.
- **Chapitre 4** : La modélisation des cycles est réalisée à l'aide de deux programmes développés en langage Matlab. Les résultats de l'étude numérique sur les performances des cycles sont discutés et interprétés.

Chapitre 1

Présentation de la centrale TFT

1.1 Introduction

Le site de Tin Fouyé Tabenkort (TFT) est l'un des principaux complexes industriels d'Algérie, jouant un rôle crucial dans l'exploitation et la compression de gaz naturel dans la région d'Ain Aménas. Situé dans le vaste désert du Sahara, TFT est une station de compression stratégique qui contribue de manière significative à l'approvisionnement énergétique du pays et à ses exportations de gaz naturel.

Depuis sa mise en service, le site de TFT a été au cœur des opérations de traitement du gaz, bénéficiant d'une infrastructure de pointe et d'une expertise technique avancée. La station de compression a été conçue pour répondre aux exigences de production croissante, tout en assurant une exploitation efficace et respectueuse des normes environnementales internationales.

1.2 Présentation du site TIN FOUYE TABENKORTE (TFT)

La Direction Régionale de TIN FOUYE TABANKORT connu sous le nom de TFT est une unité opérationnelle de la société nationale SONATRACH (Activité Amont, Division Production), elle est située dans la partie Nord-Ouest du bassin d'ILLIZI (Voir figure 1.1), plus précisément à 1300 km au Sud Est de la capitale, à 500 km au Sud Est de HASSI MESSAOUD et à 260 km au Nord-Ouest d'In Amenas sur la route nationale N°3 [1].

Géographiquement, la station de TFT se trouve sur un terrain désertique à une altitude de 469m, latitude 28°26' NORD, longitude 07° 31' EST. La superficie de la station est de 75220 m².

La station est distante de :

- 181 km de la station de Rhourd Nouss
- 230 km D'In Amenas ville la plus proche

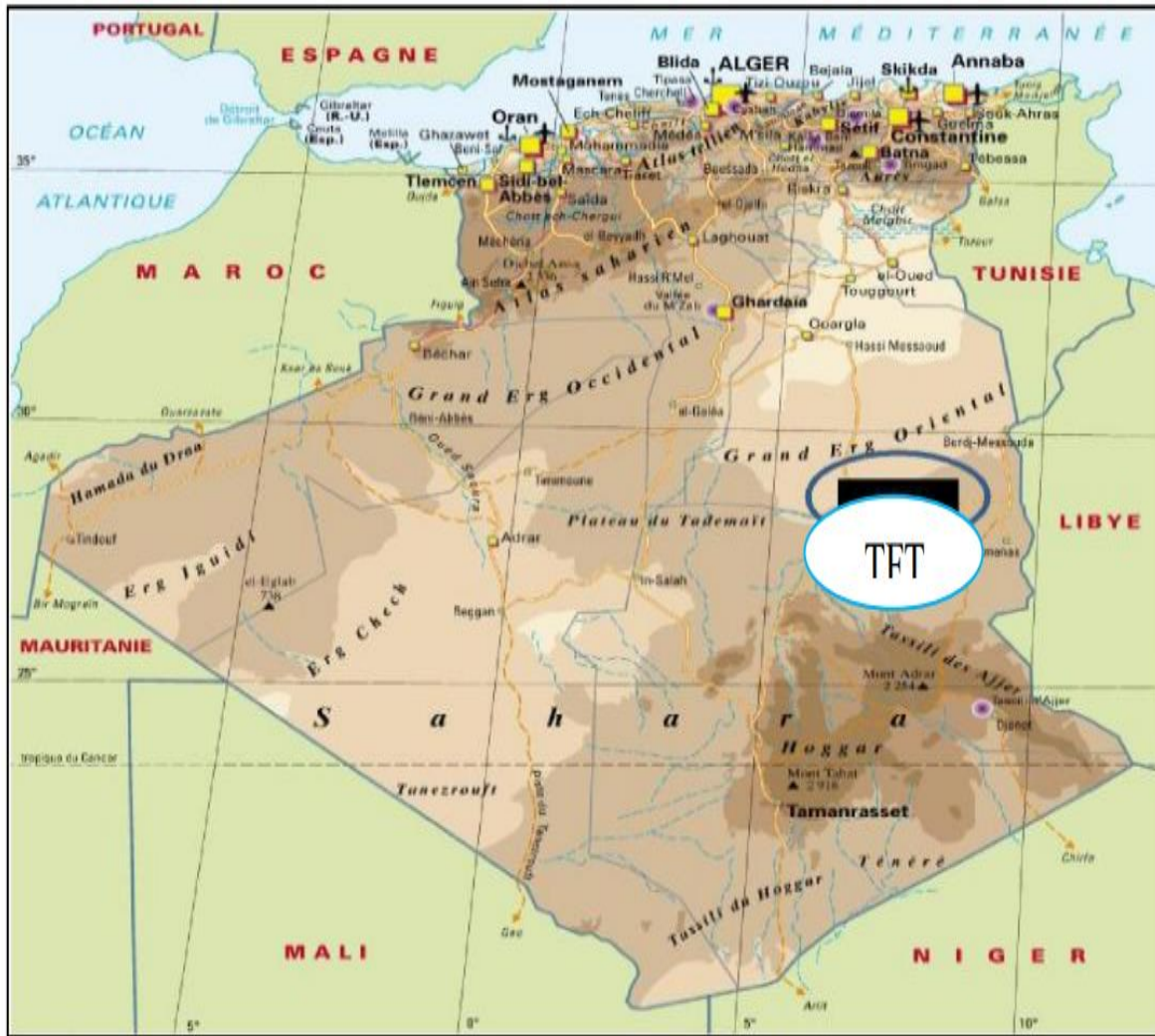


Figure 1.1 : Situation géographique de la station TFT [1].

Le site de la station de TFT comprend aussi le camp DSP avec les conditions du site suivantes :

- Altitude : 469m
- Humidité : 60%
- Température du site : -5/+55 °C
- Condition de décharge : 52-71 bars

L'activité principale de la station Tin Fouye tabenkort (TFT) est la compression du gaz naturel, celui-ci est acheminé à travers les gazoducs GR1 et GR2 de 961km de long, d'ALRAR vers Hassi R'mel. Le rôle de la station est d'assurer une alimentation constante, régulière et fiable de la station de Rhourd Nouss [1].

1.3 Description de la station TFT

La station de compression TFT présentée sur la figure 1.2 est responsable d'augmenter la pression de gaz de 51 à 70 bars approximativement et de le renvoyer depuis les gazoducs GR1 et GR2 vers la station de Rhoud nos. On se trouve-la entre l'amont et l'aval de poste coupure, le débit journalier de la station est environ de 26 millions mètre cube.

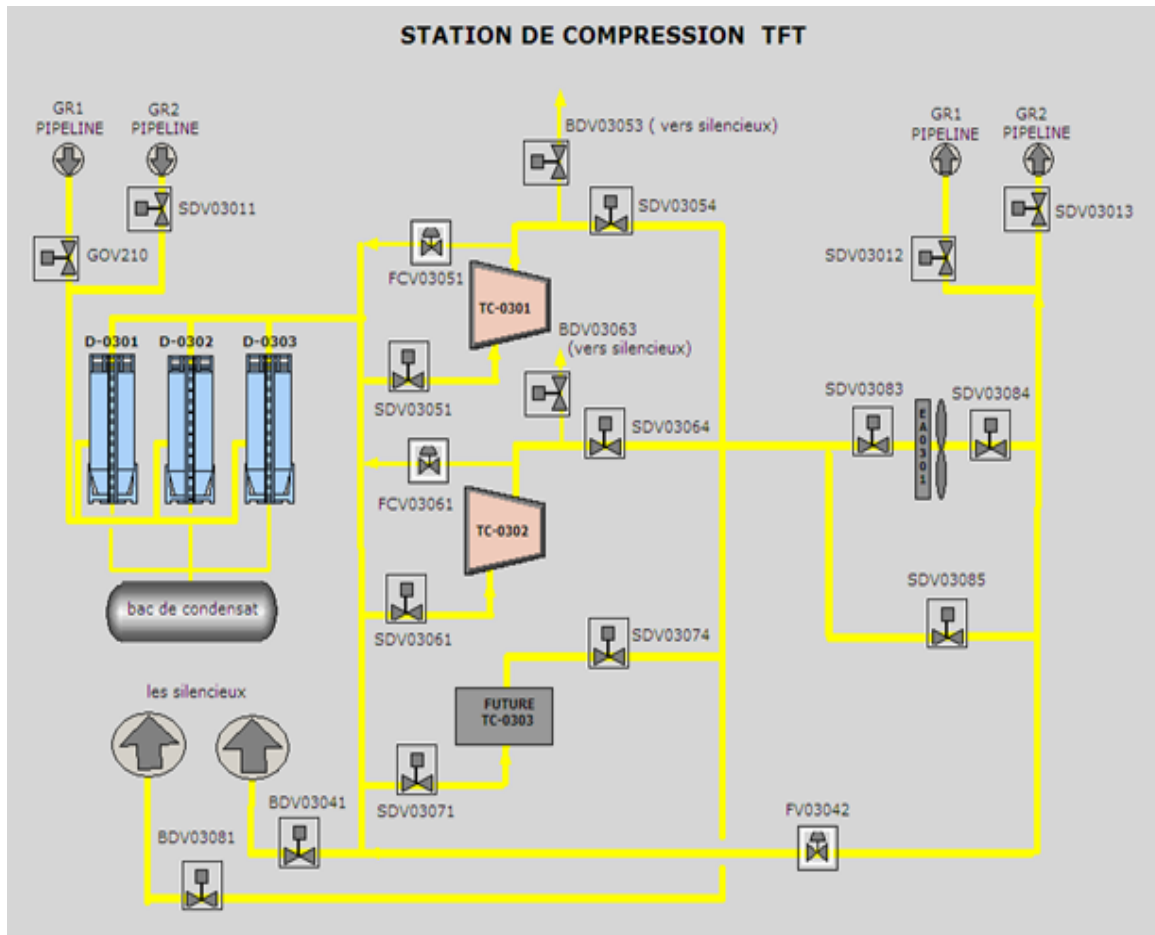


Figure 1.2 : Station de compression TFT [1].

1.3.1 Description des gazoducs GR1 et GR2

La station peut prendre le gaz depuis le gazoduc GR1 à travers la vanne GOV210 et pourra renvoyer le gaz comprimé à travers la SDVO3012.

La station peut prendre le gaz depuis le gazoduc GR2 à travers la vanne SDVO3011 et pourra renvoyer le gaz comprimé à travers la SDVO3013.

L'ouverture de toutes les vannes principales de la station sera possible seulement après la pressurisation des collecteurs : pour cette raison, en parallèle de chaque vanne principale, est

installée une vanne de pressurisation et une mesure de (ΔP). Pour la pressurisation de la station il faut prédisposer l'ouverture des vannes nécessaires à l'intérieur de la station même.

1.3.1.1 Pressurisation du collecteur GR1

Ouverture GOV210 - pressurisation du collecteur à travers la GOV211 : quand le PDT03014 relèvera une pression inférieure à 3 bars l'ouverture de la vanne principale sera possible et la vanne de pressurisation sera fermée. La vanne GOV210 ne peut pas être ouverte si la vanne GOV211 n'atteint la fermeture complète.

Ouverture SDV 03012 - pressurisation du collecteur : quand le PDT 03013 relèvera une pression inférieure à 3 bars l'ouverture de la vanne principale sera possible.

1.3.1.2 Pressurisation du collecteur GR2

Ouverture SDV03011 - pressurisation du collecteur à travers la XV 03012 : quand le PDT03011 relèvera une pression inférieure à 3 bars l'ouverture de la vanne principale sera possible et la vanne de pressurisation sera fermée. La vanne SDV03011 ne peut pas être ouverte si la vanne XV 03012 n'atteint la fermeture complète.

Ouverture SDVO3013 - pressurisation du collecteur : quand le PDT03012 relèvera une pression inférieure à 3 bars l'ouverture de la vanne principale sera possible.

1.3.2 Filtres séparateurs

Les filtres séparateurs ont un rôle très important d'éliminer toute infiltration des matières solides ou liquides (condensa, poussières.... etc.). Ils sont placés en parallèle pour bien garder le débit et la température de gaz, cela qui protège la machine (turbocompresseur) et lui permet de fonctionner en toute sécurité.

Chaque filtre séparateur comporte les éléments suivants :

- Un indicateur de pression différentiel.
- Un indicateur du niveau de condensat relié avec une vanne régulatrice.
- Un Régulateur du niveau de condensat relié avec une vanne tout ou rien.

La station comprend 03 filtres séparateurs. Chaque filtre est indiqué par un code, comme présenté sur le tableau 1.1.

Tableau 1.1 : Indicateurs des filtres séparateurs.

Filtre	PDI	LI	LIC	V. Régulatrice	v. Tout ou rien
D-0301	03031A	03032A	03031A	LV03031A	LV03032A
D-0302	03031B	03032B	03031B	LV03031B	LV03031B
D-0303	03031C	03032C	03031C	LV03031C	LV03031C

1.3.3 Turbocompresseurs

Un turbocompresseur est un dispositif mécanique qui augmente la pression de l'air entrant dans un moteur à combustion interne, ce qui permet à davantage d'air (et de carburant) d'entrer dans les cylindres du moteur. Cela améliore la combustion et augmente la puissance du moteur sans augmenter sa taille. Le turbocompresseur fonctionne en utilisant les gaz d'échappement du moteur pour entraîner une turbine, qui à son tour entraîne un compresseur qui comprime l'air d'admission.

1.3.4 Aéroréfrigérants du gaz de refoulement des compresseurs

L'Aéroréfrigérant est un échangeur de chaleur qui se compose de six ventilateurs à tirage forcé (Voir figure 1.3). Ces ventilateurs sont entraînés par un moteur électrique triphasé de 37 KW et de 380 V et 50 Hz et de vitesse nominale de 1450 Tours/min, cette vitesse est réduite à 180 Tours/min au moyen d'une poulie et de courroie.

Le but des Aéroréfrigérants est de refroidir le gaz de refoulement des compresseurs avant d'envoyer le dans les gazoducs GR1 et GR2 à partir d'un régulateur de la température TIC03083.

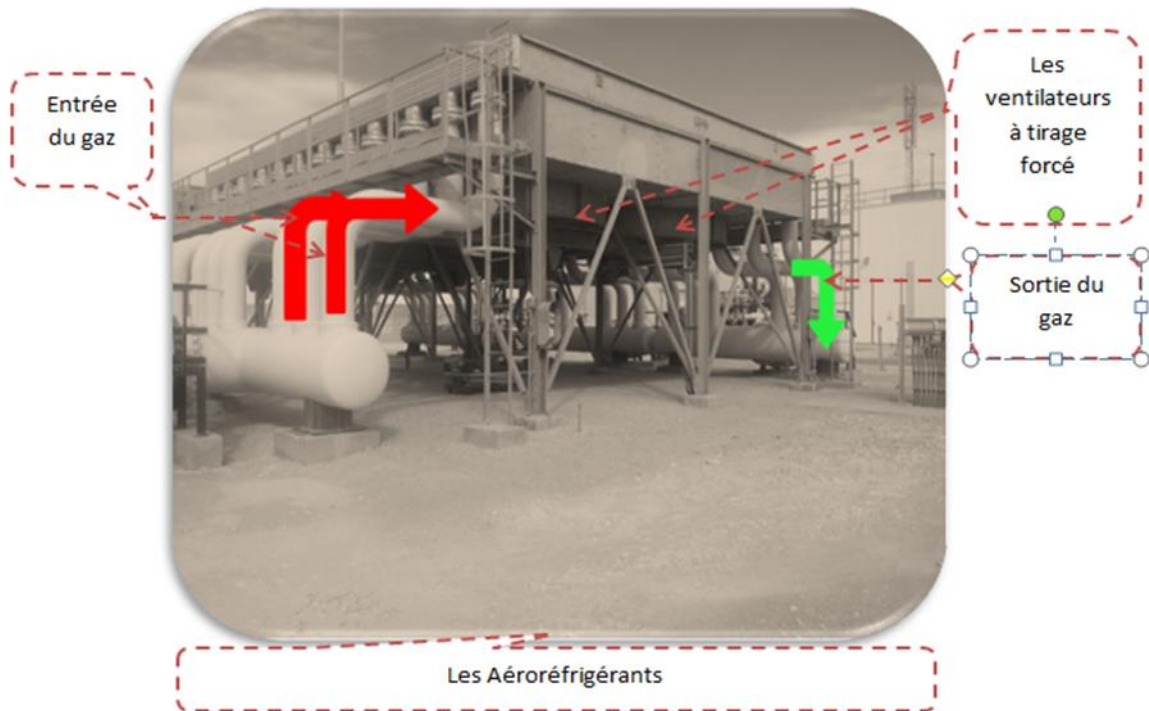


Figure 1.3 : Aéroréfrigérant de site TFT.

1.3.5 Silencieux d'évent

Les silencieux d'évent trouvent sur le côté de la station de compression (Voir figure 1.4). Ils sont conçus pour recevoir le flux total de gaz refoulé en cas d'un arrêt d'urgence de la station (ESD).



Figure 1.4 : Silencieux d'évent du site TFT.

La capacité de la dépressurisation de chaque silencieux est de 66 m³/min, ils reçoivent le flux de gaz de sept vannes (BDV) qui sont présentées sur le tableau 1.2.

Tableau 1.2 : Description des 07 vannes BDV.

Vanne	Explication
BDV (03041)	Vanne de dépressurisation entrée station
BDV (03092)	Vanne de dépressurisation skid gaz
BDV (03053)	Vanne de dépressurisation TC0301
BDV (03063)	Vanne de dépressurisation TC0302
BDV (03073)	Vanne de dépressurisation TC0303
BDV (03081)	Vanne de dépressurisation refoulement station
BDV (03082)	Vanne de dépressurisation des Aéroréfrigérants

1.4. Conclusion

En conclusion, le site de Tin Fouyé Tabenkort (TFT) s'impose comme un acteur clé dans l'industrie gazière algérienne, grâce à ses installations modernes et son rôle stratégique dans l'exploitation et la compression de gaz naturel. Son infrastructure, conçue pour répondre aux besoins croissants en matière de production énergétique, s'inscrit dans une démarche d'efficacité opérationnelle tout en respectant les normes environnementales. L'avenir de TFT repose sur la continuité de ses efforts d'optimisation des performances techniques et environnementales, contribuant ainsi au renforcement de l'économie nationale et à l'approvisionnement énergétique durable du pays.

Chapitre 2

Généralités sur les turbines à gaz

2.1. Introduction

Pour atteindre des performances élevées tout en réduisant les coûts d'investissement et les émissions polluantes, l'utilisation de cycles avancés pour les turbines à gaz est de plus en plus prisée. Les gaz d'échappement des turbines à gaz, souvent relâchés directement dans l'atmosphère, contiennent une quantité significative d'énergie résiduelle. Plusieurs méthodes et cycles avancés ont été développés pour récupérer cette énergie perdue.

Dans ce chapitre, nous examinerons de manière générale le principe de fonctionnement, les types, et les composants des turbines à gaz, ainsi que les différents cycles avancés utilisés pour optimiser leur efficacité.

2.2. Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant (Voir figure 2.1). En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel [3].

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

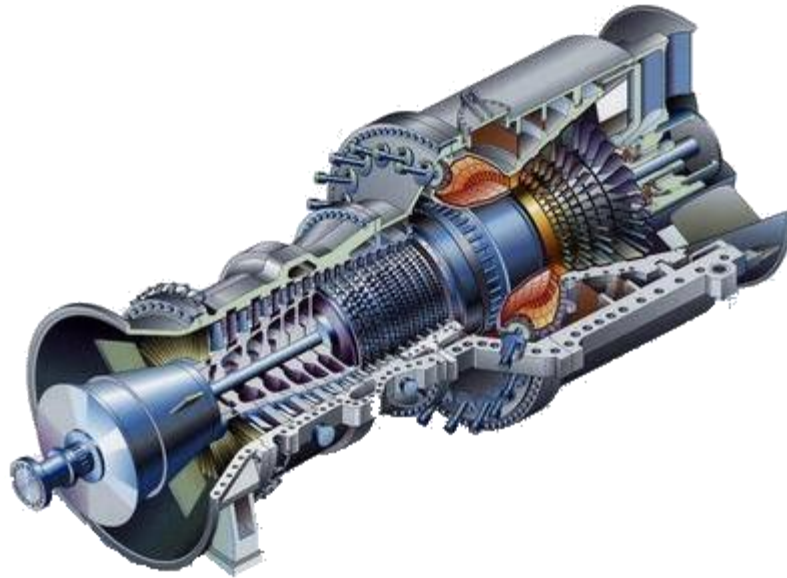


Figure 2.1 : Turbine à gaz.

2.3. Historique de la turbine à gaz

L'histoire des turbines à gaz est marquée par une évolution constante, depuis leurs concepts initiaux jusqu'aux machines sophistiquées que nous utilisons aujourd'hui. La turbine à gaz a ses racines dans le développement des moteurs à réaction et des applications industrielles, et elle est le fruit de plusieurs siècles d'innovation et d'amélioration technologique.

Les premiers concepts de turbines à gaz remontent au début du XIXe siècle. L'inventeur britannique John Barber déposa en 1791 un brevet pour une "machine à turbine" qui utilisait une combustion interne pour produire de l'énergie [4]. Bien que cette conception n'ait jamais été construite, elle posa les bases théoriques pour les développements futurs.

Au milieu du XIXe siècle, plusieurs ingénieurs tentèrent de réaliser des turbines à gaz fonctionnelles. En 1872, l'ingénieur allemand Franz Stolze construisit ce qui est souvent considéré comme la première véritable turbine à gaz [4]. Cependant, son appareil ne réussit pas à produire une quantité significative d'énergie en raison des limitations technologiques de l'époque, notamment en termes de matériaux capables de supporter les hautes températures et pressions nécessaires.

Le véritable essor des turbines à gaz commença au XXe siècle avec l'amélioration des technologies de combustion et de métallurgie. En 1939, la société suisse Brown, Boveri & Cie mit au point la première turbine à gaz industrielle fonctionnelle pour la production d'électricité

à Neuchâtel, en Suisse. Cette turbine offrait une puissance de 4 MW, marquant ainsi une avancée significative dans l'utilisation des turbines à gaz pour la génération d'énergie [4].

Depuis la seconde moitié du XXe siècle, les turbines à gaz ont bénéficié d'améliorations continues grâce à l'intégration de nouvelles technologies, telles que les systèmes de refroidissement avancés, les matériaux composites résistants à haute température, et les techniques de modélisation informatique sophistiquées [4].

Dans le secteur énergétique, les turbines à gaz sont de plus en plus utilisées dans les cycles combinés, où elles fonctionnent en tandem avec des turbines à vapeur pour améliorer l'efficacité globale des centrales électriques. Les innovations en matière de récupération de chaleur résiduelle et d'intégration de combustibles alternatifs ont également permis de réduire l'empreinte carbone des turbines à gaz, répondant ainsi aux préoccupations environnementales croissantes.

2.4. Classification des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont classées en plusieurs catégories selon des différents critères, on peut citer :

- Par le mode de construction.
- Par le mode de travail.
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique.

2.4.1 Mode de construction

Par leur mode de construction, on distingue deux catégories principales :

2.4.1.1 Turbine mono-arbre

Dans ce type de turbine à gaz ; le compresseur d'air, la turbine de détente et la machine entraînée sont sur le même arbre (Voir figure 2.2). Cette solution a l'avantage d'une grande simplicité mais conduit à une plage d'utilisation de vitesse limitée, à un moins bon rendement à charge partielle qu'une turbine à deux arbres. De plus, le moteur de lancement doit entraîner l'ensemble de la ligne d'arbre. Ce type est le plus souvent utilisé pour l'entraînement d'alternateur dont la vitesse de rotation est constante et qui, de plus, ne se charge pas lors de la montée en vitesse [5].

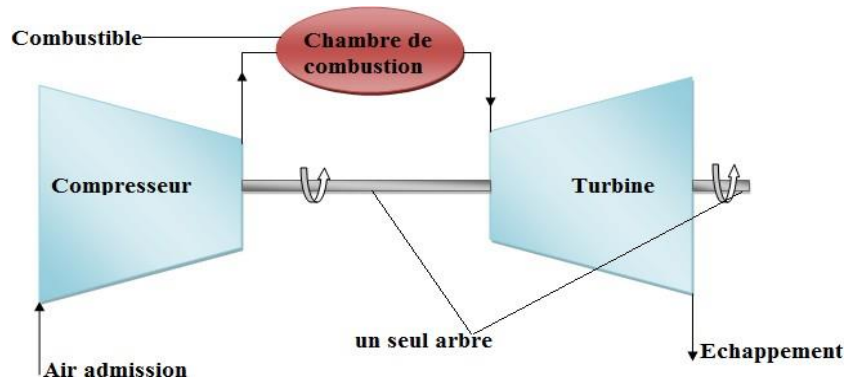


Figure 2.2 : Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

2.4.1.2 Turbine bi-arbres

Dans ce type des turbines ; la turbine de détente est décomposée en deux parties :

- Turbine à haute pression HP entraîne le compresseur d'air par l'intermédiaire d'un arbre.
- Turbine à basse pression BP assure la fourniture d'énergie à la machine entraînée (l'alternateur ou bien le générateur).

La première ligne d'arbre constitue la génération de gaz chaud utilisé dans la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique (Voir figure 2.3).

La turbine à deux arbres est sur le plan mécanique plus complexe que la turbine à un seul arbre. Par contre, elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse, et permet de travailler sur une large plage de vitesse [5].

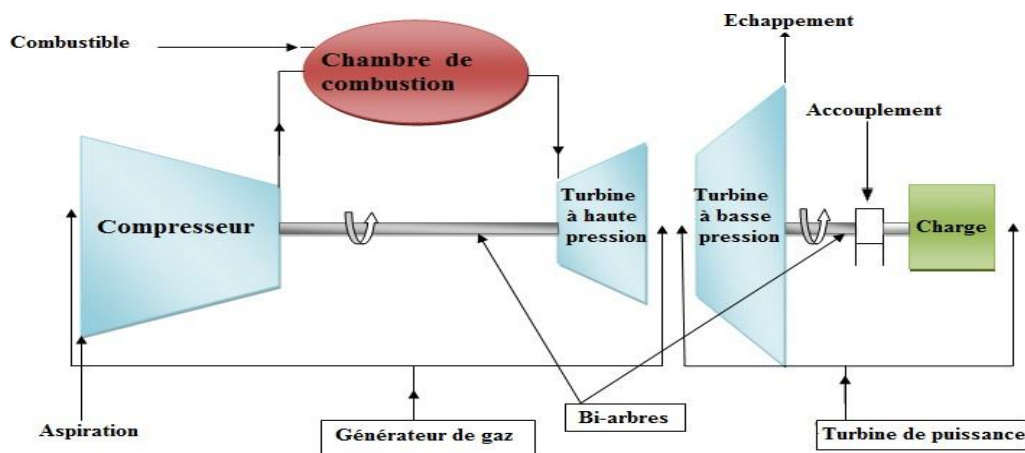


Figure 2.3 : Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

2.4.2 Par mode de travail

Par leur mode de travail, on distingue deux types de turbine :

2.4.2.1 Turbine à action

Dans ce type de turbine, l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice.

2.4.2.2 Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

La différence entre une turbine à action et réaction est dans le fait que la détente s'effectue en partie au niveau de distributeur et la roue dans la turbine à réaction, sachant que dans la turbine à action la détente s'effectue dans le distributeur (variation de pression au niveau de la roue égale 0), (Voir figure 2.4).

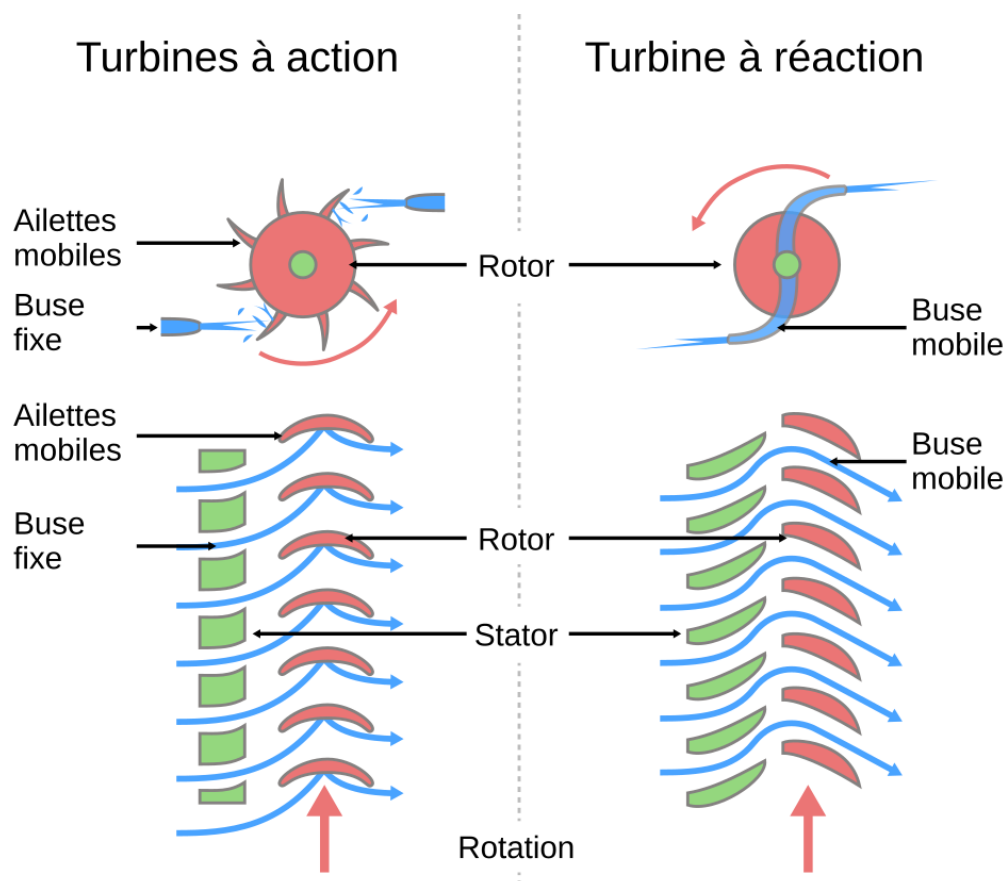


Figure 2.4: Schéma d'une turbine à action et à réaction.

2.4.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Par leur mode de construction, on distingue deux catégories principales :

2.4.3.1 Turbine à gaz à cycle fermé

Dans la turbine à gaz à cycle fermé (Voir figure 2.5), l'air comprimé est chauffé à l'aide de l'échangeur de chaleur (aérotherme). A pression constante de la source externe, la chaleur est en outre transmise à l'échangeur thermique. Le fluide de travail à haute pression augmente au-dessus de la turbine, puis la puissance est développée.

Le fluide de travail d'échappement doit être refroidi dans un pré-refroidisseur. Le même fluide est envoyé dans le compresseur avant la fin du processus. Dans la turbine, le même fluide de travail est toujours distribué [5].

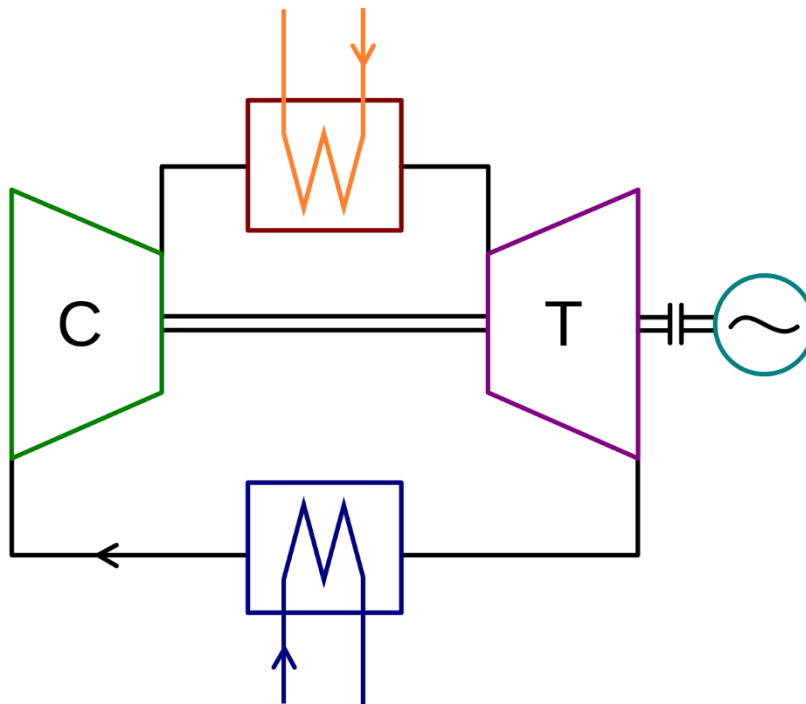


Figure 2.5: Turbine a gaz à cycle fermé.

2.4.3.2 Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère (Voir figure 2.5). Donc le flux total provient de l'atmosphère et retourne à l'environnement. Ce type de turbine qui est le plus répandu, utilise un seul fluide pour la production d'énergie mécanique [5].

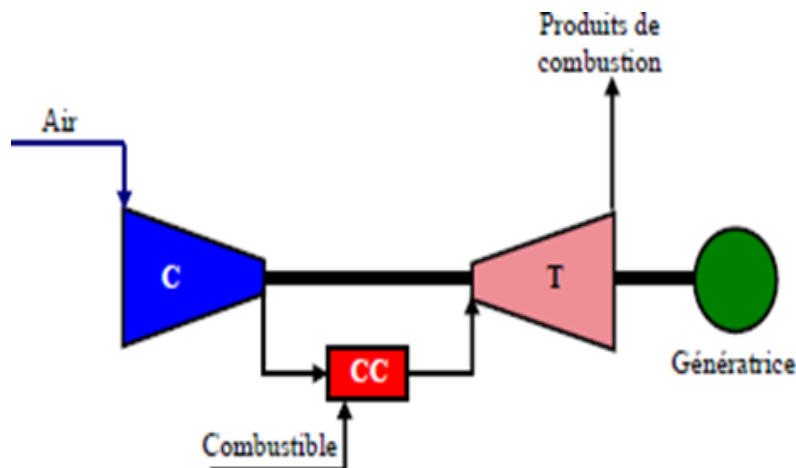


Figure 2.6 : Turbine à gaz à cycle ouvert.

2.5 Eléments principaux de la turbine à gaz

Une turbine à gaz généralement se compose de trois éléments principaux sont : un compresseur, une section de combustion, et une turbine de détente, comme montré sur la figure 2.7.

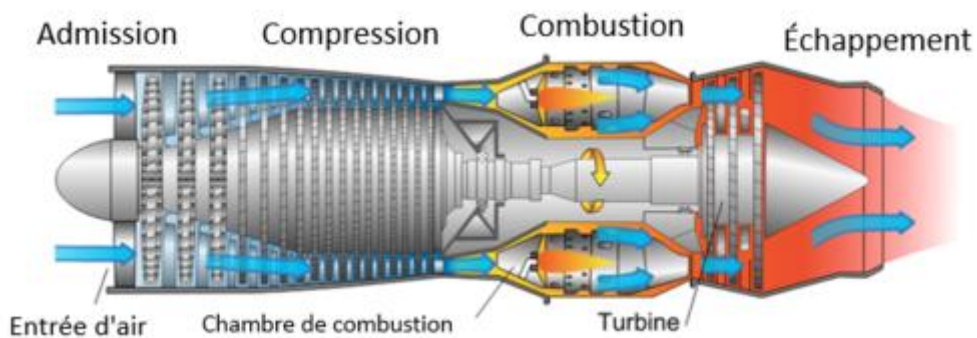


Figure 2.7 : Eléments constitutifs d'une turbine à gaz.

2.5.1 Section du compresseur

Dans les turbines à gaz, des compresseurs à flux axial qui aspirent un débit d'air élevé sont utilisés. Chaque étage d'un compresseur se compose d'une roue fixe (stator) et d'une roue mobile (rotor). Le compresseur est constitué de plusieurs étages, c'est-à-dire de plusieurs successions d'ensemble roue fixe et roue mobile.

L'écoulement traversant le premier étage va être dévié avant d'entrer dans le deuxième étage.

2.5.2 Section de combustion

La section de combustion se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires disposées symétriquement le long d'une circonférence ; ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible au moyen d'un nombre égal des brûleurs (un pour chaque chambre de combustion).

L'air entre dans chaque chambre dans une direction opposée à la veine intérieure des gaz chauds (pour cette raison, cette méthode de distribution de l'air s'appelle à "débit inverse"). Ce courant extérieur d'air, qui s'écoule le long des chemises, sert à les refroidir. En outre, l'air qui n'est pas employé dans le processus de combustion est employé pour refroidir les gaz chauds après la combustion ; en effet, il est introduit dans les chambres par les trous de mélange et refroidit le gaz à la température optimale d'admission de la turbine.

La veine des gaz chauds du système de combustion à l'admission de la turbine traverse les pièces de transition qui transforment les écoulements du gaz de chacune des chambres de combustion en un courant annulaire continu adapté à l'admission de l'anneau de la directrice du premier étage de la turbine de détente [5].

2.5.3 Section de la turbine

La section de la turbine généralement comprend un certain nombre d'étages ; chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor (aubes), dans l'étage stator (directrice), les gaz à des températures et des pressions élevées fournies par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

2.5.4 Section auxiliaire

2.5.4.1 Système d'huile de lubrification

La turbine à gaz est lubrifiée par un système d'alimentation d'huile à circulation forcée, type boucle fermée, qui inclut un réservoir d'huile, des pompes, des régénérateurs (réfrigérateurs d'huile), filtres, valves et divers dispositifs qui assurent la commande et la protection du système. L'huile de lubrification du système est envoyée aux quatre paliers principaux de la turbine, les accessoires de la turbine et l'équipement de charge entraîné. En plus, l'huile pour le système hydraulique d'alimentation, le système de contrôle de l'huile et le système des équipements de démarrage sont enlevés de cette source. Le système de lubrification

est réalisé pour fournir une grande quantité de lubrifiant, filtrée à la température et à la pression adéquate pour le fonctionnement de la turbine et son équipement auxiliaire [5].

2.5.4.2 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'un des avantages des turbines à gaz est de ne pas avoir besoin d'eau de refroidissement pour maintenir les pièces principales à des niveaux de température tolérables pour les matériaux les constituant. En effet, le refroidissement de ces pièces est assuré par une circulation énergique d'air provenant du dixième étage et du refoulement du compresseur axial, très indiqué pour les zones les plus chaudes telles que les roues du rotor de la turbine, les jonctions des aubes de premier et deuxième étage, le corps de la turbine et le cadre d'échappement de la turbine. En plus de refroidissement, l'air provenant de compresseur axial forme également un barrage en amont et en aval de chaque palier de la machine évitant ainsi les fuites de vapeur d'huile de graissage de ces mêmes paliers ou encore pire, les fuites vers les espaces internes de la machine (encrassement de l'ambages du compresseur axial ou carbonisation des surfaces des parties chaudes de la turbine) [5].

2.5.4.3 Système du gaz combustible

Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux. Le système d'alimentation et de dosage est assez simple. Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après un filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt/détente (SRV) et la vanne de contrôle du combustible (GCV). Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers un distributeur annulaire. La vanne arrêt/détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine). A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal VCE qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle SPEEDTRONIC.

Le débit de combustible aux brûleurs sera proportionnel à la vitesse de la turbine. Ce système de régulation permet un dosage rapide et fiable du combustible sous toutes conditions. Un autre avantage non négligeable est qu'avec la régulation programmée des pressions en amont de la vanne GCV en fonction de la vitesse. Le rapport entre la surface de passage minimum et maximum imposée par les conditions de charge plus élevées et par la quantité de combustible nécessaire à la préchauffe est contenue dans des limites très restreintes.

- **SRV** (Speed ratio / stop valve) : Elle est disposée en amont de GCV, assure la fermeture rapide de combustible. Elle permet de maintenir une pression constante (P_2) en rapport avec la vitesse HP, en amont de la GCV. Elle est commandée par une serve-valve électrohydraulique.
- **GCV** : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion. Elle permet de réguler la vitesse BP.

2.5.4.4 Système de lancement

Avant d'allumer et de démarrer la turbine à gaz, elle doit être tournée ou rôtie par un équipement auxiliaire. Cela est réalisé par un moteur asynchrone fonctionnant par un convertisseur de couple pour assurer un couple de démarrage et la vitesse nécessaire pour le démarrage. Les composants du système de démarrage assurent aussi la vitesse basse de rotation de la turbine pour le refroidissement après l'arrêt. Elle doit être tournée ou démarrée à la main par équipement accessoire (démarreur) qui peut être :

- Un moteur diesel.
- Un moteur électrique (à vitesse variable).
- Une turbine de détente (à l'aide du gaz sous pression).

Les composants du système de démarrage du moteur électrique incluent : le moteur d'induction, un convertisseur de couple ayant un mécanisme d'encliquetage, embrayage de démarrage et un système hydraulique d'encliquetage. En plus, il y a plusieurs composants supplémentaires nécessaires pour les séquences et le fonctionnement de système de démarrage de la turbine. Les buts des moyens de démarrage (accouplés à la turbine) sont :

- Vaincre le couple très important au démarrage.
- Amener la turbine à une vitesse où le débit de l'air est suffisant pour l'allumage.
- Aider la turbine à l'accélération jusqu'à la vitesse de sustentation (self sustaining) auto maintient où la turbine n'a plus besoin de ce dispositif ; donc autonome.

2.6 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne en suivant les suivantes étapes :

- Admission : elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Compression : elle le comprime à une pression plus élevée.
- Combustion : elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.

- Détente : elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine.
- Échappement : elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température.

Le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz est connu en tant que le cycle de Baryton, la figure au-dessous (Figure 2.8) montre le diagramme T-S d'une turbine à gaz à cycle simple .

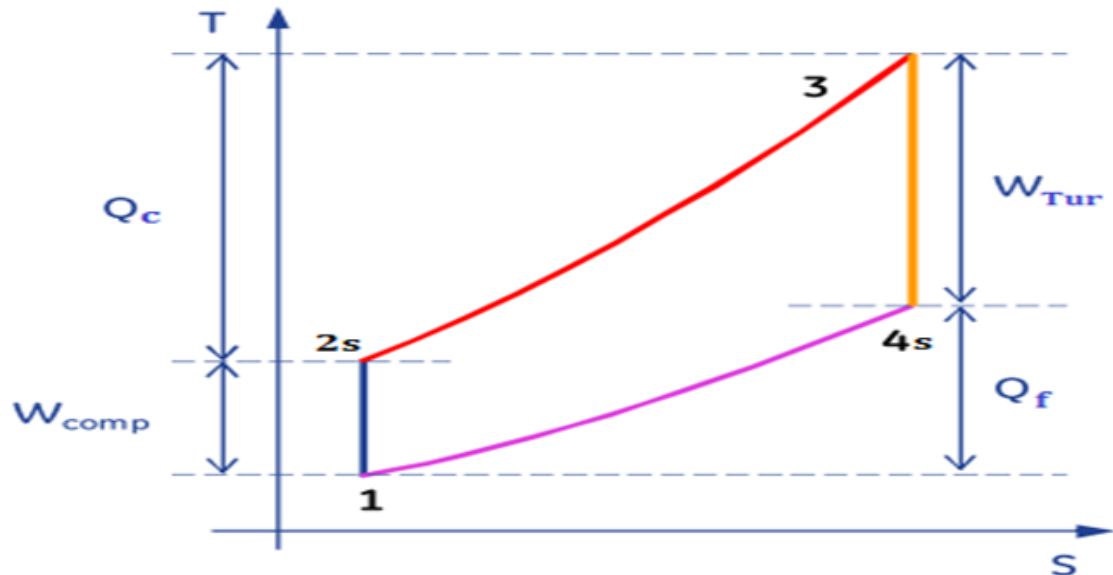


Figure 2.8 : Diagramme T-S d'une turbine à gaz.

L'air entre dans le compresseur au point (1) à des conditions atmosphériques (à une température ambiante et une pression atmosphérique), les conditions de conception standard sont par convention classifiées comme des conditions ISO, avec les valeurs de référence suivantes :

- ✓ Température ambiante : 15 (°C).
- ✓ Pression ambiante : 1013 (mbar).
- ✓ Humidité relative : 60 (%).

L'air est comprimé à l'intérieur du compresseur et sort au point (2s) pendant une transformation adiabatique de (1) à (2s) ; à une température et pression élevées en raison de la compression, l'air entre dans la section de combustion pratiquement dans les mêmes conditions de pression et de température qu'au point (2s). Le combustible est injecté dans la chambre de combustion par un bruleur et la combustion se produit pratiquement à une pression constante ; la transformation de (2s) à (3) est isobare avec une haute augmentation de température à l'effet de la combustion. La température finale à la sortie de la chambre de combustion de la transformation du point (3) est inférieure, car c'est le résultat du mélange des gaz de combustion primaire avec l'air de refroidissement.

Les gaz sortant de la chambre de combustion traversent la section de la turbine qui

convertit l'énergie thermique et la pression, en énergie cinétique et, au moyen de la rotation de l'arbre, en travail utilisé pour la compression (interne, non utilisable) et travail utile externe, grâce à l'accouplement avec une machine conduite ; en aval de la section (4s), des gaz sont évacués dans l'atmosphère.

2.7 Amélioration des performances des turbines à gaz

Les performances de la turbine à gaz sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes de l'air (température, pression et poussière). Le rendement thermique de la turbine est directement lié à la densité de l'air, qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. La turbine à gaz perd une partie significative de sa puissance pendant les mois chauds de l'année (diminution de 25 à 35 % en été). Il peut également varier du jour à la nuit.

Afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, beaucoup de méthodes sont utilisées pour ce faire. Dans cette section, nous avons répertoriés les différentes méthodes d'amélioration du cycle simple de base.

2.7.1 Cycle à régénération

La régénération consiste en un échange interne de chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Brayton, la température en T_4 est souvent plus élevée qu'en T_2 , et l'ajout de chaleur se fait entre les points 2 et 3 (figure 2.9). La régénération est donc utilisée pour préchauffer le gaz comprimé en T_2 à l'aide des gaz d'échappement en T_4 , grâce à un échangeur de chaleur externe appelé régénérateur ou, parfois, récupérateur. Ce procédé permet de récupérer une partie de l'énergie thermique et d'améliorer l'efficacité globale du cycle [6].

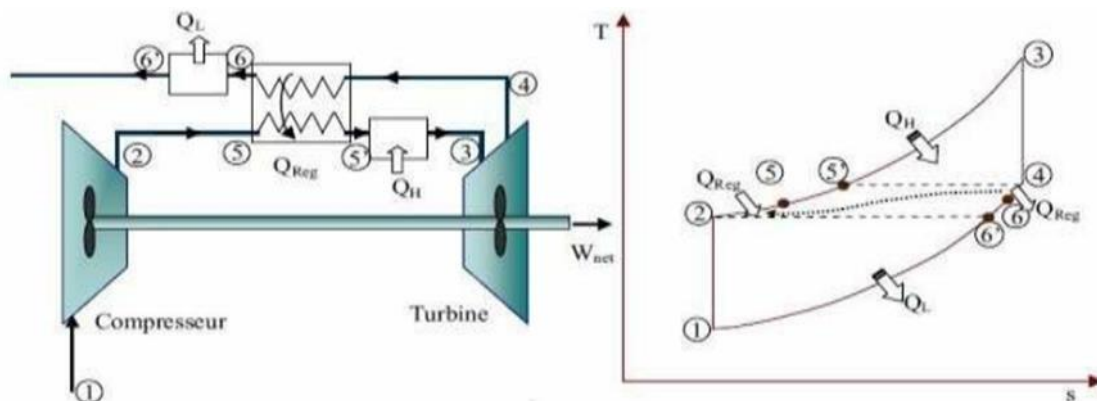


Figure 2.9 : Représentation schématique d'un cycle de turbine à gaz à régénération.

2.7.2 Cycle à refroidissement intermédiaire

Ce cycle consiste à diviser la compression en plusieurs étapes avec un refroidissement intermédiaire entre chaque étape. L'air comprimé est refroidi avant d'entrer dans la prochaine phase de compression, ce qui permet de réduire le travail nécessaire au compresseur. En abaissant la température de l'air à chaque étape, on diminue l'effort énergétique requis pour atteindre la même pression de sortie, ce qui améliore l'efficacité du cycle [6].

Le principe de base est que la compression de l'air à des températures plus basses nécessite moins d'énergie que si l'air restait chaud tout au long du processus. Le refroidissement intermédiaire se fait généralement via un échangeur de chaleur ou un refroidisseur comme présenté sur la figure 2.10, qui abaisse la température de l'air comprimé avant qu'il ne soit réintroduit dans le compresseur. Cette méthode permet non seulement de réduire la consommation d'énergie, mais également de maintenir les températures des composants de la turbine dans des limites sûres, prolongeant ainsi leur durée de vie.

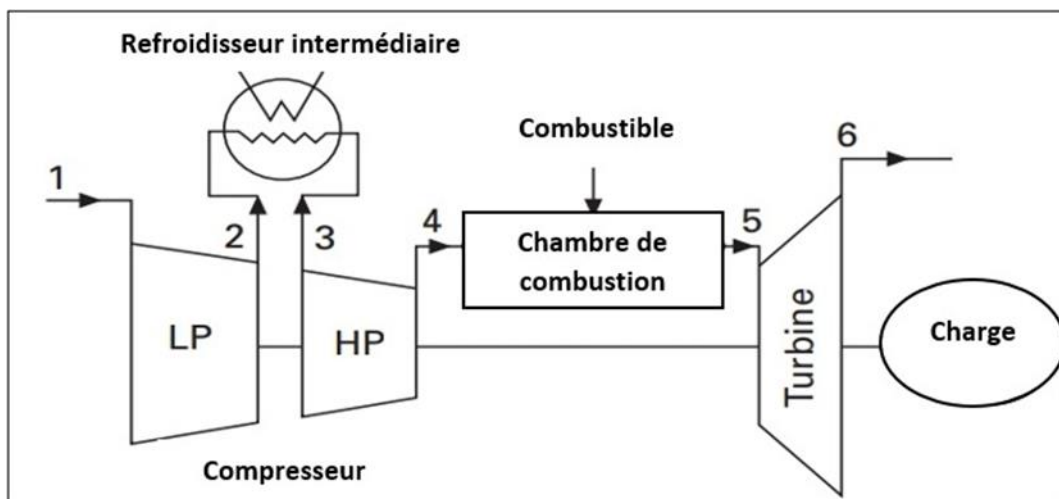


Figure 2.10 : Représentation schématique d'un cycle de turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire.

2.7.3 Cycle à réchauffage

Ce cycle consiste à réchauffer l'air comprimé avant qu'il ne pénètre dans la chambre de combustion. L'idée principale est d'augmenter la température de l'air avant qu'il ne soit mélangé avec le carburant, ce qui permet d'améliorer la combustion et, par conséquent, d'augmenter la puissance produite par la turbine. Ceci peut être réalisé en plaçant une deuxième chambre de combustion entre les deux étages afin de chauffer les gaz sortant de la turbine haute pression. L'utilisation du réchauffage augmente le rendement de la turbine sans modifier le travail du compresseur ou la température maximale limite à l'entrée de la turbine. La figure 2.11 montre

un schéma du cycle avec réchauffage [6].

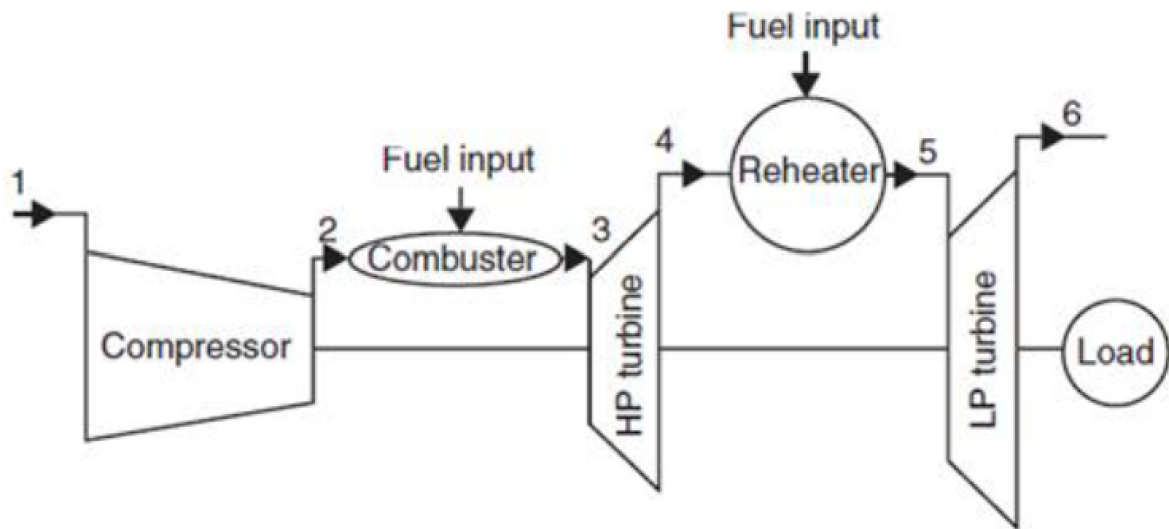


Figure 2.11 : Représentation schématique d'un cycle de turbine à réchauffage.

2.7.4 Cycle combiné

Le cycle combiné est une technologie qui intègre deux cycles thermodynamiques, généralement un cycle de Brayton (turbine à gaz) et un cycle de Rankine (turbine à vapeur), pour améliorer l'efficacité globale de la production d'énergie. Cette méthode est largement utilisée dans les centrales électriques modernes, car elle permet de maximiser l'utilisation de l'énergie produite à partir des combustibles fossiles. Il y a un moyen de récupérer une plus grande partie de l'enthalpie des gaz d'échappement de la turbine par une chaudière de récupération HRSG. Le cycle ouvert de turbine à gaz est combiné avec le cycle fermé à vapeur de Rankine. Où l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement est récupérée par le HRSG pour devenir la source chaude d'une turbine à vapeur. Cette turbine à vapeur suit le cycle de Rankine et fournit un travail utile sur un autre alternateur, augmentant ainsi l'énergie électrique récupérée. La figure 2.12 montre un schéma du cycle combiné [6].

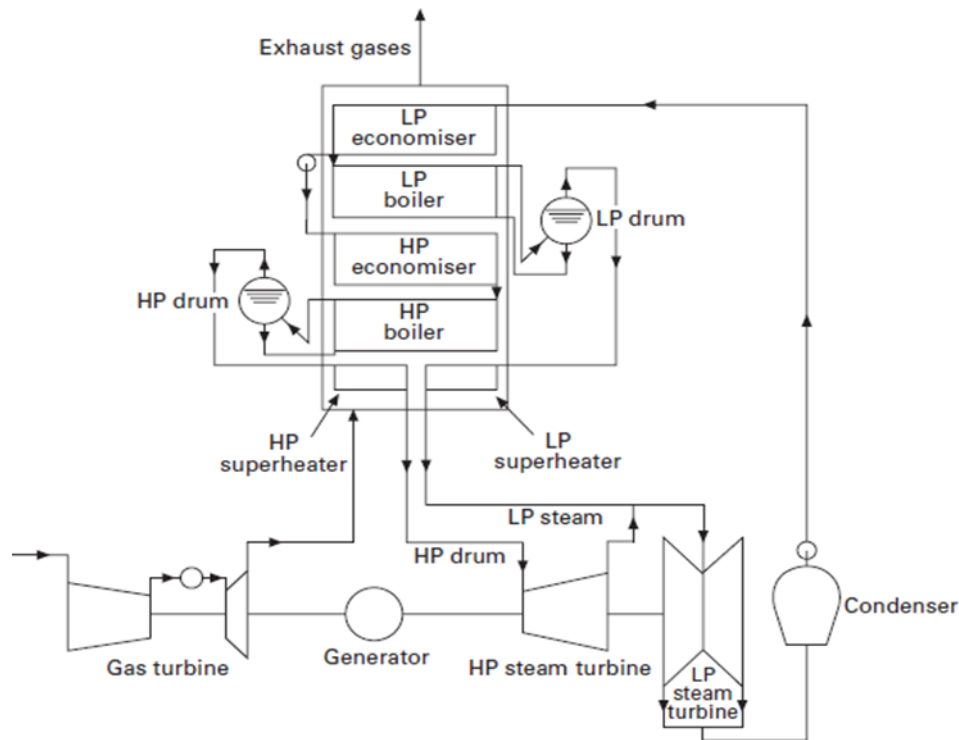


Figure 2.12 : Représentation schématique d'un cycle de turbine combinée.

2.7.5 Cycle à injection d'eau/vapeur d'eau

Le cycle à injection de vapeur d'eau, également connu sous le nom de cycle STIG (Steam Injected Gas Turbine) ou cycle de Cheng qui a breveté le concept en 1978 [7], intègre l'injection de vapeur d'eau dans le processus de combustion en récupérant et utilisant de l'énergie de la chaleur perdue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz, permettant d'optimiser l'efficacité thermique et de réduire les émissions polluantes.

La vapeur produite par la récupération de la chaleur perdue de l'énergie dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz est injectée directement dans la chambre de combustion de la turbine à gaz. Donc le cycle STIG est constitué d'un cycle combiné Brayton-Rankine, sans la nécessité d'une turbine à vapeur, alternateur associé, le condenseur et la tour de refroidissement, et par conséquent un coût d'investissement moindre par rapport à un cycle combiné (Voir figure 2.13). Son principe de fonctionnement est comme suit [8] :

- Compression de l'Air :** L'air ambiant est aspiré et comprimé par un compresseur, augmentant sa pression et sa température.
- Injection de Vapeur :** Avant d'entrer dans la chambre de combustion, une certaine quantité de vapeur d'eau est injectée dans l'air comprimé. Cette vapeur peut être produite par un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) ou par d'autres moyens.
- Chambre de Combustion :** L'air comprimé, enrichi en vapeur, est mélangé avec

du carburant dans la chambre de combustion. L'injection de vapeur contribue à abaisser la température de la flamme, ce qui réduit la formation d'oxydes d'azote (NO_x), un polluant nocif.

- d. **Turbine à Gaz** : Les gaz chauds issus de la combustion passent ensuite à travers la turbine à gaz, produisant un travail mécanique qui entraîne un générateur électrique.
- e. **Évacuation des Gaz** : Les gaz d'échappement de la turbine, encore chargés de chaleur, peuvent être utilisés pour produire plus de vapeur dans un HRSG, ou être directement évacués.

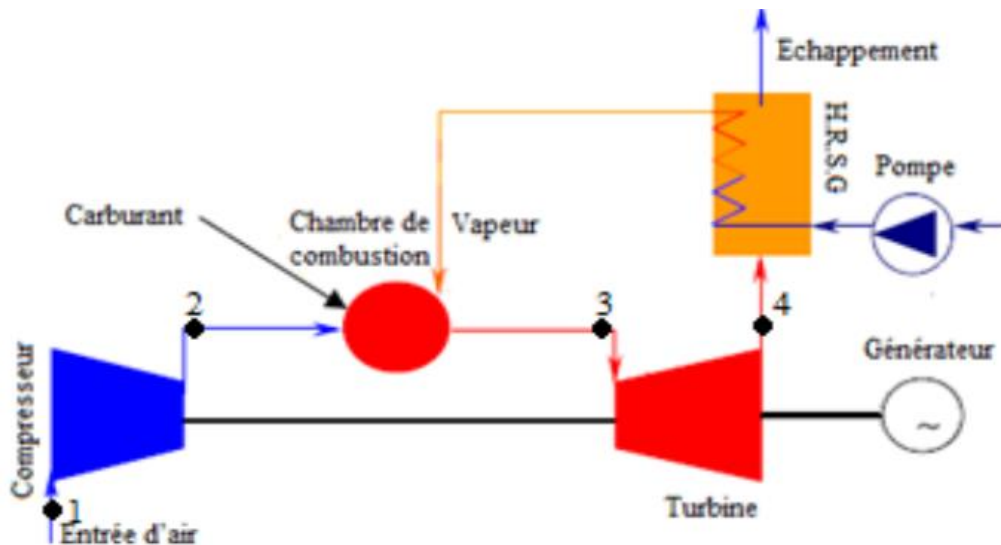


Figure 2.13 : Représentation schématique d'un cycle à injection de vapeur d'eau.

Le cycle à injection de vapeur d'eau est une avancée technologique significative qui permet de maximiser l'efficacité des turbines à gaz tout en minimisant leur impact environnemental. Grâce à l'intégration de la vapeur dans le processus de combustion, ce cycle représente une solution prometteuse pour l'avenir de la production d'énergie durable.

2.8 Caractéristiques de la turbine à gaz PGT 25

Les caractéristiques techniques définissant une turbine à gaz type PGT 25 sont résumées comme suit [2] :

- Marque	GENERALE ELECTRIQUE
- Fabricant	NUOVO PIGNONE
- Série du model	PGT25
- Type	JET DERIVATIVES
- Cycle	Simple
- Rotation de l'arbre	Sens Antihoraire

- Type de fonctionnement	Continu
- Générateur de gaz	LM2500
- Vitesse de l'arbre HP	de 4,950 à 10,050 tr/min
- Vitesse de l'arbre BP	6500 tr/min
- Commande	SPEEDTRONIC MARK V
- Température à l'échappement	525°C
-Température décharge GG	820°C
- Système de démarrage	Turbine à détente
- Rendement thermique	≈ 37.7%
-Puissance	23.2 MW
- Atténuation du bruit Silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences.	

• **Section du compresseur :**

- Nombre des étages du compresseur axial	16
- Type du compresseur	écoulement axial, série lourde
- Plan de joint	bride horizontale
- Type d'aubes	directrices d'entrée variable
- Pression à l'admission	1 bar
- Taux de compression	18:1

• **Section de la turbine :**

- Nombre d'étages de la turbine	02 (deux arbres)
- Plan de joint bride	horizontale
- Directrice du premier étage	fixe
- Directrice du deuxième étage	variable

• **Section de combustion :**

- Type	annulaire avec 30 injecteurs
- Configuration des chambres	concentrique autour du compresseur
- Combustible	Gaz naturel
- Bougies d'allumage	deux, types à électrode d'injection
- Détecteur de flamme	deux, type ultraviolet

• **Ensemble paliers :**

- Quantité 04
- Lubrification sous pression

2.9 Conclusion

Ce chapitre a permis d'explorer les principes fondamentaux qui régissent le fonctionnement des turbines à gaz, leurs différents types et composants, ainsi que les différents cycles avancés utilisés pour optimiser leur efficacité. En poursuivant ces recherches et développements, nous pouvons envisager des solutions encore plus durables et efficaces pour répondre aux besoins croissants en énergie tout en respectant notre environnement.

Chapitre 3

Étude thermodynamique

3.1 Introduction

Pour comprendre le fonctionnement d'une turbine à gaz, il est essentiel de maîtriser les principes fondamentaux de la thermodynamique. L'approche thermodynamique consiste à analyser étape par étape l'évolution des processus qui décrivent chaque transformation au sein du cycle de la turbine à gaz. Dans cette analyse, une attention particulière sera portée aux paramètres de fonctionnement qui influencent les performances de la turbine.

L'objectif principal de cette étude thermodynamique est d'évaluer les performances de la turbine à gaz PGT25. En outre, cette analyse vise à identifier et proposer des solutions pour récupérer l'énergie dissipée dans les gaz d'échappement. Cela sera accompli en s'appuyant sur les données fournies par le constructeur et celles relevées sur le site, permettant ainsi d'améliorer l'efficacité énergétique globale de la turbine.

3.2 Cycle de Joule Brayton théorique

Le cycle de Joule-Brayton est un cycle thermodynamique qui décrit le fonctionnement idéal des turbines à gaz. Son principe, en termes conceptuels, est direct et peut être mis en œuvre techniquement avec un ensemble minimal de composants (voir Figure 3.1). Ce cycle implique quatre transformations réversibles avec un fluide de travail, tel qu'un gaz ou un mélange de gaz. Initialement, il y a une compression isentropique dans le compresseur, suivie d'un apport de chaleur à pression constante, puis une détente isentropique, et enfin un rejet de chaleur à pression constante [6].

Le cycle comprend deux processus adiabatiques et deux isobares, réalisés à l'aide d'un compresseur, d'un détendeur et de deux échangeurs de chaleur fonctionnant à différentes pressions. Il peut être de type ouvert ou fermé, avec les turbines à gaz généralement utilisées dans un cycle ouvert, où les gaz d'échappement brûlés sont directement évacués dans l'atmosphère.

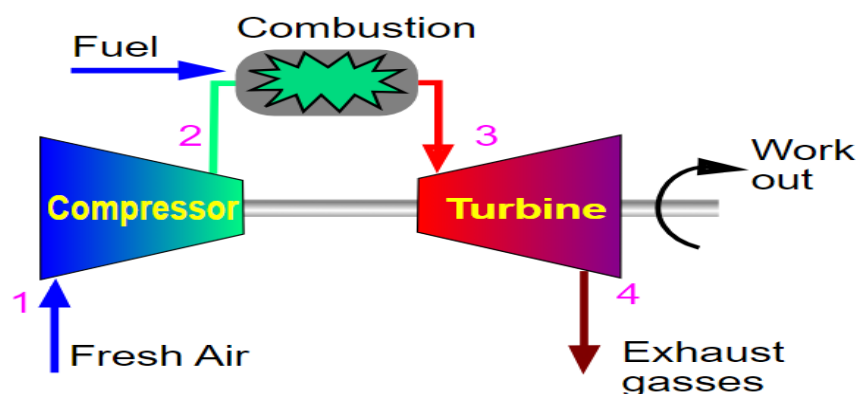


Figure 3.1 : Représentation schématique d'une turbine à gaz à cycle simple.

Le cycle de turbine à gaz est plus utile de le représenter dans un diagramme de température- entropie (T-S) tel que représenté sur la figure 3.2, ce qui montre les processus thermodynamiques concernés. Le compresseur aspire de l'air atmosphérique à l'état 1, avec la pression et la température les plus basses de l'ensemble du cycle, et le comprime pour atteindre la pression maximale à l'état 2 puis il est introduit dans la chambre de combustion dans laquelle on injecte simultanément un combustible liquide ou gazeux. La combustion s'effectue sous une pression approximativement constante et produit des gaz à hautes température à l'état 3, qui sont ensuite détendus avec production de travail moteur dans la turbine, jusqu'à la pression la plus basse du cycle à l'état 4 [6].

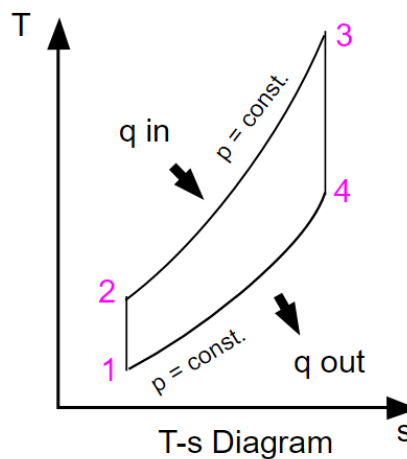


Figure 3.2 : Représentation du cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme T-S.

La variation de l'énergie d'un système qui subit une transformation peut s'exprimer selon la relation suivante :

$$Q - W = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) + g (Z_2 - Z_1) \quad (3.1)$$

L'assomption des conditions idéales sera considérée comme impliquant ce qui suit :

- Les procédés de compression et de détente sont réversibles et adiabatiques, donc isentropique
- Le cycle de Brayton se déroule dans des machines avec écoulement en régime permanent dont la variation des énergies cinétiques et potentielles est négligeable.
- Il n'y a pas de pertes de pression dans les conduites d'admission, les chambres de combustion, les échangeurs de chaleur, les intercoolers, les canalisations d'échappement et les conduits reliant les composants.
- Le fluide de travail a la même composition tout au long du cycle et est considéré comme un gaz parfait avec des chaleurs spécifiques constantes.

e. Le débit massique du gaz est constant tout au long du cycle.

Le bilan d'énergie du cycle devient alors :

$$(Q_1 - Q_2) - (W_1 - W_2) = h_2 - h_1 \quad (3.2)$$

Après l'application de la première loi de la thermodynamique, on retrouve :

Le travail massique absorbé par le compresseur :

$$W_C = C_p(T_2 - T_1) \quad (3.3)$$

La puissance du compresseur :

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

La chaleur massique fournie par la chambre de combustion :

$$Q_1 = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \quad (3.5)$$

Le travail massique récupéré sur la turbine :

$$W_t = C_p(T_3 - T_4) \quad (3.6)$$

La puissance de la turbine :

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \quad (3.7)$$

Le travail du cycle total :

$$W_u = W_t - W_c \quad (3.8)$$

Le rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{Q_{fournie}} = \frac{W_t - W_c}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.9)$$

Les évolutions (1-2) et (3-4) sont isentropiques et $P_2 = P_3$ et $P_4 = P_1$ Alors :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (3.10)$$

La température T_2 de refoulement du compresseur pour une compression adiabatique est donnée alors comme suit :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.11)$$

De la même manière, la température T_4 de sortie de la turbine de la détente adiabatique est donnée :

$$T_4 = T_1 \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.12)$$

Où γ est défini comme le rapport des capacités calorifiques du gaz à pression constante et à

volume constant, soit :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.13)$$

Le rendement peut s'écrire sous la forme :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (3.14)$$

Tenant compte de la relation, on retrouve :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - \frac{1}{(r_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.15)$$

Avec : r_p le rapport de pression $\frac{P_2}{P_1}$.

La relation démontre que le rendement thermique idéal de Brayton ne dépend que du rapport de pression et du rapport des chaleurs massiques du fluide moteur. Le rendement croît en fonction de ces deux paramètres et ceci est applicable à toutes les turbines à gaz.

En comparant le rendement idéal du cycle simple de la turbine à gaz avec le rendement correspondant de Carnot à savoir $\eta_{th.carnot} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$, on constate que le rendement idéal de la turbine à gaz est inférieur au rendement de Carnot puisque T_2 est inférieur à T_3 . Le rendement thermique maximum de la turbine à gaz est atteint lorsque T_2 tend vers T_3 ce qui correspond au rendement de Carnot. Lorsque T_3 tends vers T_4 , le rendement thermique idéal sera nul, car le rapport de pression tend à 1.

3.3 Cycle de joule brayton réel

Le cycle idéal est basé sur l'hypothèse selon laquelle le fluide de travail est un gaz parfait, avec C_p constant dans tous les processus du cycle, et que toutes les transformations se produisent dans des machines idéales sans processus irréversible, la chambre de combustion ne possède aucune perte de chaleur ou une perte de pression, ainsi que les procédés de compression et de détente adiabatiques sont isentropiques.

Pour avoir des résultats assez proches de la réalité certaines hypothèses peuvent être faites :

- Les fluides de travail sont des gaz idéaux avec des chaleurs spécifiques variables en fonction de la température.
- Pas de variation d'énergie cinétique et potentielle.

- c. La chambre de combustion présente des pertes de chaleur.
- d. Le passage du fluide dans les organes de la turbine à gaz produit des pertes par frottement, ce qui réduit la pression à l'entrée et à la sortie de chaque composant.
- e. La présence d'irrégularités dans le compresseur et dans la turbine de détente, par conséquent les procédés de compression et de détente ne sont pas isentropiques.
- f. Le comportement non idéal de la compression et de la détente peut être décrit par une transformation polytropique.

Les transformations pour le cas réel ne s'effectuant pas dans des conditions adiabatiques réversibles, donc en réalité il serait plus envisageable de tenir compte des différentes pertes du cycle thermodynamique, de ce fait nous décrirons à la Figure 3.3 le cycle polytropique réel correspondant [6].

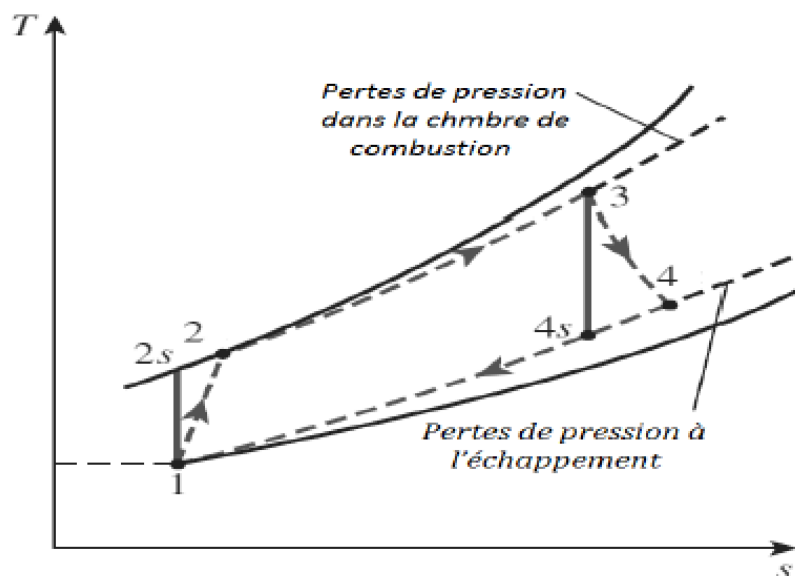


Figure 3.3 : Représentation du cycle réel d'une turbine à gaz dans le diagramme T-S.

3.3.1 Rendement isentropique et les pertes de pression

Dans une installation réelle de turbine à gaz, le cycle réel diffère du cycle idéal sur plusieurs points. Une certaine chute de pression dans la chambre de combustion et pendant l'échappement, le travail réel du compresseur est plus grand que celui du cycle idéal, et le travail réel de la turbine est inférieur par rapport à celui du cycle idéal aussi à cause des irrégularités. L'écart entre le comportement réel du compresseur et de la turbine par rapport au comportement isentropique idéal peut être expliqué par l'utilisation du rendement isentropique de la turbine et du compresseur tel que :

Le rendement isentropique du compresseur est :

$$\eta_{is,c} = \frac{W_{is}}{W_{réel}} \quad (3.16)$$

Donc :

$$\eta_{is,c} \simeq \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.17)$$

Et pour la turbine :

$$\eta_{is,T} = \frac{W_{réel}}{W_{is}} \quad (3.18)$$

D'où :

$$\eta_{is,T} \simeq \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.19)$$

Où h_1, h_2, h_3 et h_4 sont les enthalpies des états 1, 2, 3 et 4 respectivement qui sont les états réels d'entrée et de sortie du compresseur et de la turbine, et 2s et 4s sont les états correspondants au cycle isentropique idéal, comme il est illustré sur la figure 3.3.

D'autre part les processus de combustion et d'échappement représentés par les segments 2-3 et 4-1 respectivement ne se font pas à pression constante mais avec une perte de pression ΔP_{cc} pour le processus de combustion et $\Delta P_{éch}$ pour le processus d'échappement, et par conséquent :

$$P_3 = P_2(1 - \Delta p_{cc}) \quad (3.20)$$

Et :

$$P_4 = \frac{P_1}{(1 - \Delta p_{éch})} \quad (3.21)$$

De plus, la présence d'un filtre d'aspiration à l'entrée du compresseur crée une perte additionnelle ΔP_{fil} , et par conséquent :

$$P_1 = P_{atm}(1 - \Delta P_{fil}) \quad (3.22)$$

P_{atm} : la pression atmosphérique.

3.3.2 Rendement polytropique

Durant les processus de compression et de détente, des irréversibilités se manifestent, d'où le recours au rendement isentropique. L'efficacité de ce rendement ne tient compte que du début et de la fin des états des processus tandis que les chemins suivis sont complètement ignorés. Cependant le travail et la quantité de chaleur dépendent des trajectoires réelles, l'analyse polytropique s'efforce de tenir compte du chemin parcouru pendant les processus de

compression et d'expansion pour déterminer ces quantités.

3.3.3 Rendement polytropique de compression

Le rendement polytropique ou rendement infinitésimal d'étage de compression pour un processus polytropique est défini comme le rendement isentropique d'une compression élémentaire de p à $p + dp$ tel qu'il soit constant à travers tout le processus de compression. Par conséquent le rendement polytropique de compression se définit comme suit :

$$\eta_{pc} = \frac{dT'}{dT} = C^{st} \quad (3.23)$$

Avec dT' et dT sont les variations de la température idéale et réelle respectivement. Sous forme différentielle, une transformation isentropique s'écrit :

$$\frac{dT'}{dT} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\right) \frac{dp}{p} \quad (3.24)$$

Qui peut se mettre sous la forme :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\gamma \eta_{pc}}{\gamma - 1}\right) \frac{dT}{T} &= \frac{dp}{p} \\ \int_{e.c}^{s.c} \frac{dp}{p} &= \int_{e.c}^{s.c} \left(\frac{\gamma \eta_{pc}}{\gamma - 1}\right) \frac{dT}{T} \\ \ln\left(\frac{p_{s.c}}{p_{e.c}}\right) &= \left(\frac{\gamma \eta_{pc}}{\gamma - 1}\right) \ln\left(\frac{T_{s.c}}{T_{e.c}}\right) \end{aligned} \quad (3.25)$$

D'où :

$$T_{s.c} = T_{e.c} \left(\frac{p_{s.c}}{p_{e.c}}\right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma \eta_{pc}}\right)} \quad (3.26)$$

Avec $T_{e.c}$ et $T_{s.c}$ sont les températures réelles à l'entrée et à la sortie du compresseur, et $p_{e.c}$ et $p_{s.c}$ sont la pression à l'entrée et à la sortie du compresseur respectivement.

3.3.4 Rendement polytropique de la détente

Le rendement polytropique de détente pour un processus polytropique est défini comme le rendement isentropique d'une détente élémentaire de P à $P - dP$ tel qu'il soit constant à travers tout le processus de détente. Par conséquent le rendement polytropique de détente se définit comme suit :

$$\eta_{pC} = \frac{dT'}{dT} = C^{st} \quad (3.27)$$

Avec dT' et dT sont les variations de la température idéale et réelle respectivement. De même que pour le compresseur, nous retrouvons pour la turbine :

$$T_{s,t} = T_{e,t} \left(\frac{P_{s,t}}{P_{e,t}} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \eta_{pt}}$$

$$T_{s,t} = \frac{T_{e,t}}{\left(\frac{P_{s,t}}{P_{e,t}} \right)^{\left(\frac{1-\gamma}{\gamma} \right) \eta_{pt}}} \quad (3.28)$$

Avec $T_{e,t}$ et $T_{s,t}$ sont les températures réelles à l'entrée et à la sortie de la turbine, et $P_{e,t}$ et $P_{s,t}$ sont la pression à l'entrée et à la sortie de la turbine respectivement.

3.4 Evaluation des performances du cycle simple

3.4.1 Bilan sur le compresseur

D'après l'hypothèse b (Pas de variation d'énergie cinétique et potentielle), la première loi de la thermodynamique se simplifie et le bilan du compresseur nous donne :

$$|W_c| = h_2 - h_1 \quad (3.29)$$

Ou encore :

$$W_c = C_{pa}(T_2 - T_1) \quad (3.30)$$

D'où finalement :

$$W_c = C_{pa} T_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a \eta_{pc}}} - 1 \right) \quad (3.31)$$

Pour C_{pa} et γ_a l'indice (a) désigne l'air qu'est le fluide de travail dans le compresseur.

La puissance délivrée par la compression pour un débit d'air $\dot{m}_a$ donné est :

$$P_c = \dot{m}_a W_c$$

$$P_c = \dot{m}_a C_{pa} T_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a \eta_{pc}}} - 1 \right) \quad (3.32)$$

Les propriétés C_p et γ du fluide de travail dans une turbine à gaz jouent un rôle important dans l'estimation des performances du cycle, et il est nécessaire de tenir compte des variations de valeur en raison de l'évolution des conditions de cycle. En général, la majorité des études sur les turbines à gaz considèrent que les gaz sont des gaz idéaux avec C_p variable qui est en fonction de la température seule. La même chose est vraie pour γ , car il est lié à C_p .

Le coefficient γ , calculé comme suit :

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{R}{M_{air} \times C_{p,air}} \quad (3.33)$$

Où R est la constante universelle des gaz et M la masse molaire du gaz qui peut être calculée par l'équation suivante :

$$M = \sum y_i M_i = \sum \frac{1}{z_i M_i} \quad (3.34)$$

M_i : masse molaire de chaque constituant ;

y_i : fraction molaire de chaque constituant ;

z_i : fraction massique de chaque constituant ;

C_p de l'air et les produits de combustion peuvent être exprimés par un polynôme en fonction de la température comme suit :

$$C_p = (a + b T + c T + d T)/M \quad (3.35)$$

Avec (T en K, C_p en kJ/kg.K, M en g/mol), ou les coefficients a, b, c et d sont donnés dans l'Annexe 1.

3.4.2 Bilan sur la turbine

En appliquant le principe de conservation d'énergie entre l'entrée 3 et la sortie 4 de la turbine nous aurons :

$$|W_t| = (1 + f)(h_3 - h_4) \quad (3.36)$$

Où :

$$W_t = (1 + f)C_{pg}(T_3 - T_4) \quad (3.37)$$

D'où finalement :

$$W_t = (1 + f)C_{pg}T_{e.t}\left(1 - \left(\frac{p_{s.t}}{p_{e.t}}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g} \eta_{pt}}\right) \quad (3.38)$$

Avec f est le facteur combustible-air ($\dot{m}_c/\dot{m}_a$) et pour C_{pg} et γ_g l'indice (g) désigne gaz de combustion qu'est fluide de travail dans la turbine.

La puissance délivrée par la compression pour un débit d'air $\dot{m}_a$ donné est :

$$P_t = \dot{m}_a W_t$$

$$P_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)(1 + f)C_{pg}T_{e.t}\left(1 - \left(\frac{p_{s.t}}{p_{e.t}}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g} \eta_{pt}}\right) \quad (3.39)$$

3.4.3 Bilan sur la chambre de combustion

Pour une combustion adiabatique, il n'y a pas de travail, donc le bilan énergétique est comme suit :

$$h_{a2} + fh_{f0} = H_3 = (1 + f)h_{g3} \quad (3.40)$$

Où h_{a2} est l'enthalpie de l'air à la sortie du compresseur, h_{f0} est l'enthalpie de

combustible à ($T_0=T_1$), et h_{g3} est l'enthalpie des gaz de combustion.

La détermination de la chaleur ajoutée au système à la température ambiante, qui est la température d'entrée du compresseur ($T_0=T_1$), peut être obtenue par l'équation d'équilibre de l'énergie :

$$h_{a0} + fh_{f0} = Q_{2-3} + (1 + f)h_{g0} \quad (3.41)$$

Où h_{a0} est l'enthalpie de l'air à T_0 , h_{g0} est l'enthalpie des gaz de combustion à T_0 , et est la chaleur ajoutée au système.

En faisant la soustraction entre les équations on obtient :

$$(h_{a2} + h_{a0}) + Q_{2-3} = (1 + f)(h_{g3} - h_{g0}) \quad (3.42)$$

Donc :

$$Q_{2-3} = (1 + f)(h_{g3} - h_{g0}) - (h_{a2} + h_{a0}) \quad (3.43)$$

Avec :

$$\begin{aligned} Q_{2-3} &= f_{theo} \cdot PCI \\ \eta_{cc} &= \frac{f_{theo}}{f_{reel}} \\ Q_{2-3} &= f_{reel} \cdot \eta_{cc} PCI \\ f_{reel} \cdot \eta_{cc} PCI &= (1 + f_{reel})(h_{g3} - h_{g0}) - (h_{a2} + h_{a0}) \end{aligned} \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned} f_{reel} &= \frac{(h_{g3} - h_{g0}) - (h_{a2} + h_{a0})}{\eta_{cc} PCI - (h_{g3} - h_{g0})} \\ f_{reel} &= \frac{C_{pg}(T_3 - T_1) - C_{pa}(T_2 + T_1)}{\eta_{cc} PCI - C_{pg}(T_3 - T_1)} \end{aligned} \quad (3.45)$$

PCI : Pouvoir calorifique inférieur.

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion.

f_{theo} : Le facteur combustible-air théorique.

f_{reel} : Le facteur combustible-air réel.

3.5 Paramètres de performances

3.5.1 Travail utile

$$W_u = W_T - W_c \quad (3.46)$$

3.5.2 Puissance totale utile

$$\begin{aligned} P_u &= P_T - P_c \\ P_u &= \dot{m}_a(W_t - W_c) = \dot{m}_a W_u \end{aligned} \quad (3.47)$$

3.5.3 Rendement global

$$\eta_{th} = \frac{P_u}{Q_{2-3}} \quad (3.48)$$

Qu'on peut écrire comme :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{f \cdot PCI} \quad (3.49)$$

Où :

$$\eta_{th} = \frac{(1 + f) \cdot C_{pg} \cdot T_3 \left(1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\left(\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g} \right) \cdot \eta_{pt}} \right) - C_{pa} \cdot T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a \cdot \eta_{pc}} \right)} - 1 \right)}{f \cdot PCI} \quad (3.50)$$

3.5.4 Rendement aux bornes de l'alternateur

$$\eta_{ba} = \eta_{th} \times \eta_{alt} \quad (3.51)$$

3.5.5 Consommation spécifique

$$C_s = \frac{3600 \times f \times PCI}{W_u} \quad (3.52)$$

3.6 Evaluation des performances du cycle à injection de vapeur STIG

Le schéma présenté sur la figure 3.3 explique le fonctionnement du cycle STIG proposé pour la turbine à gaz PGT25.

Tout d'abord, il faut choisir le fluide du travail. Les fluides peuvent toujours être considérés comme des gaz parfaits à condition que la fraction de masse de vapeur d'eau ne pas 5% dépasse [9]. Pour cette raison, au cours de ce travail, la fraction d'injection (s) varie entre 0 et 5%. Les autres paramètres nécessaires pour le calcul du cycle STIG sont présentés sur les annexes 1, 2, 3 et 4.

Le travail de compression reste le même que celui du cycle simple, car la modification est importée au niveau de la chambre de combustion.

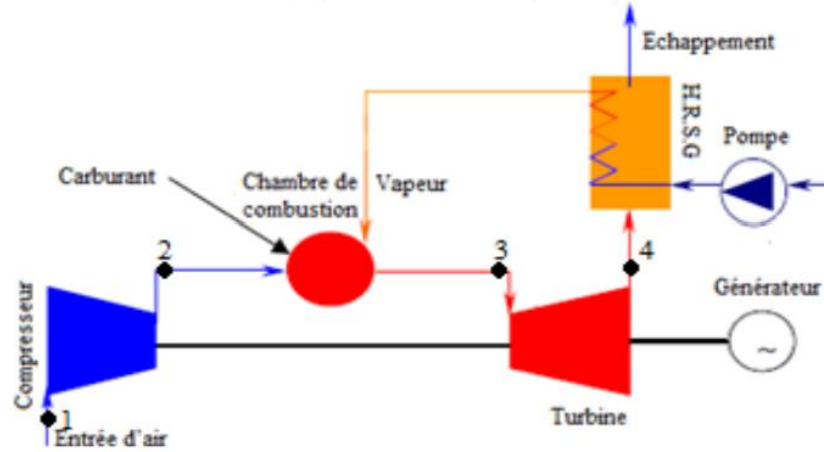


Figure 3.4 : Fonctionnement de la turbine à gaz PGT25 en cycle STIG.

3.6.1 Bilan sur la chambre de combustion

Le bilan dans la chambre de combustion pour une combustion adiabatique se présente comme suit :

$$h_{a,2} + f h_{f,0} + s h_{v,Tv} = (1 + f) h_{g,3} + s h_{v,3} \quad (3.53)$$

Où a, g, v et Tv sont respectivement référés à l'air, le gaz, la vapeur et la température d'injection de la vapeur.

$$f = \left(\frac{1 - (Cp_{g,moy}(T_3 - T_1) - (Cp_{a,moy}(T_3 - T_1)) + s \times Cp_{v,a,moy}(T_3 - T_v))}{\eta_{cc \times PCI} - Cp_{g,moy}(T_3 - T_1)} \right) \quad (3.54)$$

3.6.2 Bilan de la turbine

On considère que la vapeur d'eau et les gaz sont totalement mélangés. Le bilan de l'entrée de la turbine se présente comme suit :

La température à la sortie de la turbine est déterminée comme suit :

$$T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \eta_{PT}}} \quad (3.55)$$

Le travail de la détente est déterminé comme suit :

$$W_T = (1 + s + f) \times C_{Pg,moy}(T_3 - T_4) \quad (3.56)$$

Remarque :

- Le travail de la pompe dans le cycle STIG est négligé, vu que la fraction d'eau est très petite [10-11].

- Les caractéristiques de la turbine ainsi que d'autres données nécessaires dans la Modélisation sont récapitulées en annexe 2.

3.7 Conclusion

En conclusion, l'étude thermodynamique de la turbine à gaz PGT25 permet de mieux comprendre les processus qui influencent ses performances et d'identifier des solutions pour améliorer l'efficacité énergétique. Ce bilan thermodynamique détaillé va permettre de modéliser les deux cycles de la turbine et d'étudier ces performances dans le chapitre qui suit.

Chapitre 4

Modélisation et résultats

4.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à l'analyse et à la modélisation des performances de la turbine à gaz PGT25 en utilisant deux configurations de cycles thermodynamiques : le cycle simple et le cycle avancé à injection de vapeur d'eau.

4.2. Modélisation

Dans cette étude, les caractéristiques de la turbine à gaz PGT25 ont été exploitées pour analyser à la fois un cycle simple et un cycle avancé à injection de vapeur d'eau. Ces cycles ont été modélisés en se basant sur l'analyse thermodynamique présentée dans le chapitre précédent.

La modélisation a été réalisée à l'aide d'un programme de calcul développé en langage Matlab. Les algorithmes de calcul pour évaluer les performances des différents cycles étudiés sont illustrés dans les organigrammes des figures 4.1 et 4.2. Ces organigrammes permettent de visualiser la méthodologie suivie pour simuler et comparer les performances des cycles proposés.

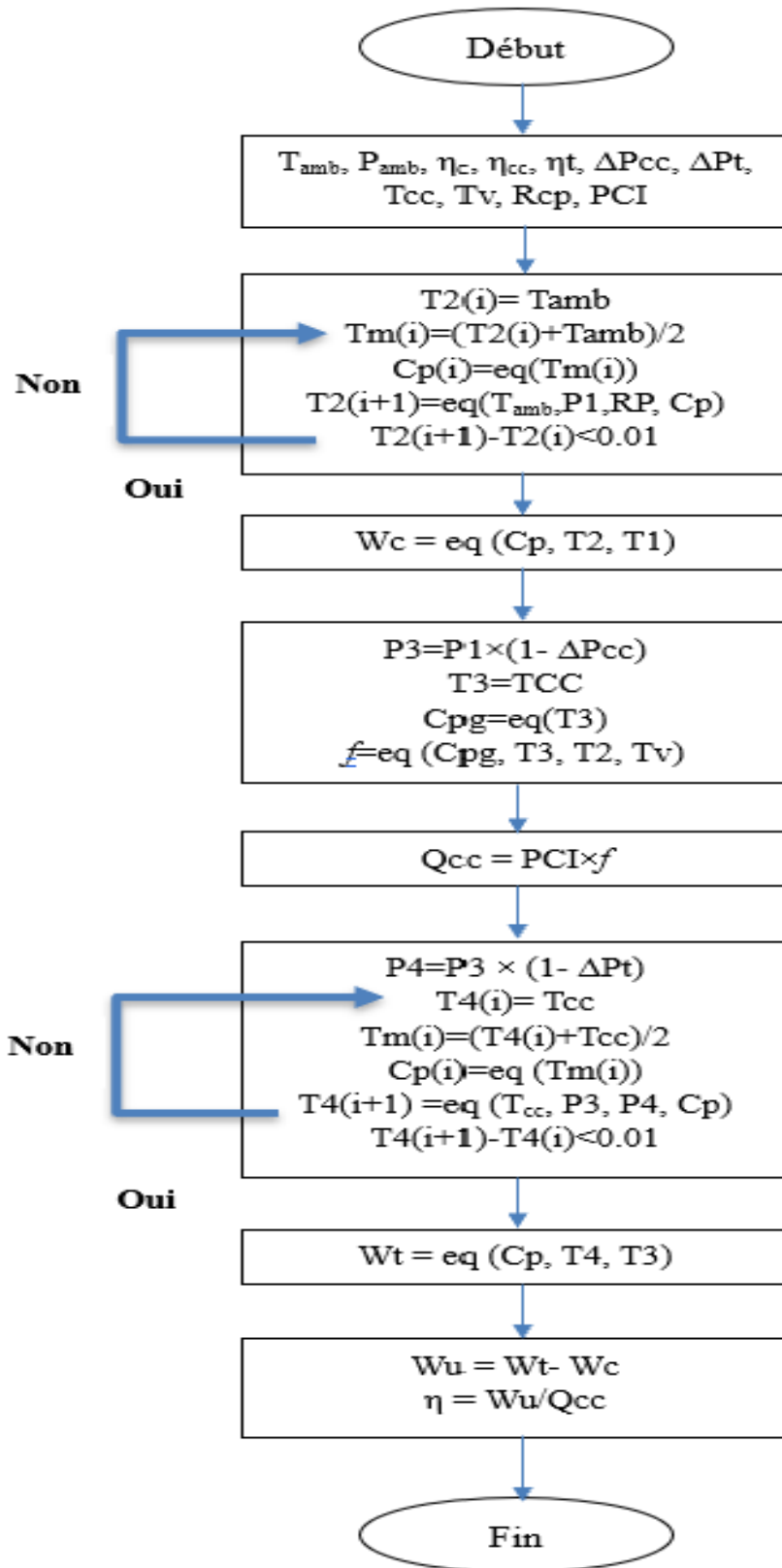


Figure 4.1 : Organigramme du cycle simple.

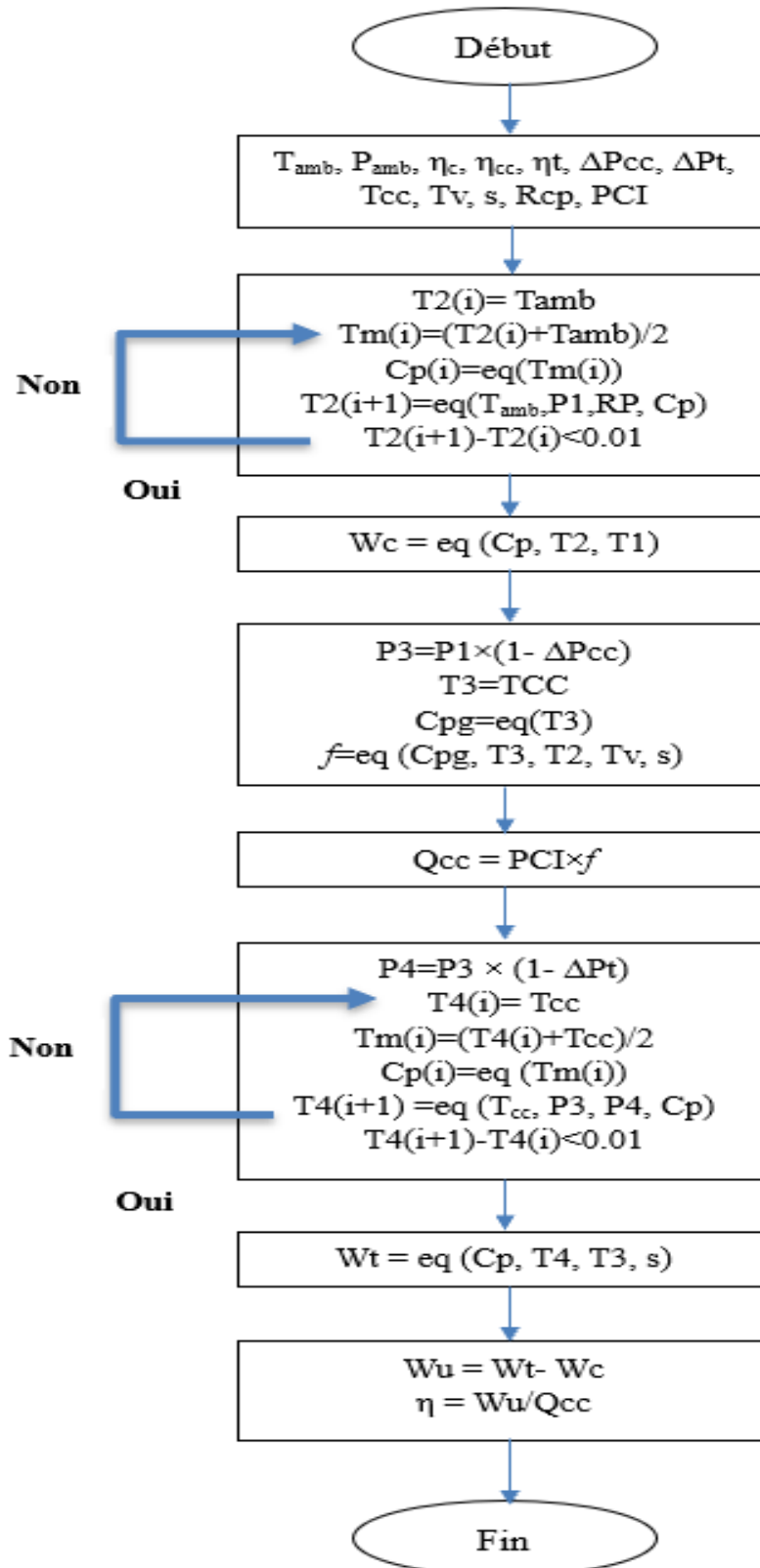


Figure 4.2 : Organigramme du cycle avancé STIG.

4.3. Analyse du cycle simple

4.3.1. Effet de rapport de compression et de la température ambiante

Les valeurs du travail spécifique et du rendement thermique pour un fonctionnement simple de la turbine à gaz PGT25 généré par le code présenté précédemment sur l'organigramme 4.1 sont présenté sur le tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Résultats de calcul du travail spécifique et du rendement thermique du cycle simple.

T= 0°C									
Rcp	0	10	20	30	40	50	60	70	80
W	0	449.32	472.47	461.12	441.92	420.68	399.22	378.20	357.87
Rend	0	33.83	40.03	42.64	43.97	44.66	44.94	44.98	44.82
T= 15°C									
Rcp	0	10	20	30	40	50	60	70	80
W	0	432.54	448.48	432.32	409.49	385.31	361.36	338.17	315.92
Rend	0	33.48	39.44	41.85	42.97	43.43	43.50	43.28	42.86
T= 30°C									
Rcp	0	10	20	30	40	50	60	70	80
W	0	415.81	424.55	403.66	377.25	350.16	323.75	298.42	274.27
Rend	0	33.11	38.82	40.98	41.85	42.06	41.81	41.33	40.57
T= 45°C									
Rcp	0	10	20	30	40	50	60	70	80
W	0	399.13	400.71	375.15	345.19	315.22	286.37	258.93	232
Rend	0	32.72	38.88	40.03	40.62	40.50	39.94	39.03	37.85

La **Figure 4.3** présente plusieurs courbes illustrant la relation entre le travail spécifique (en kJ/kg) et le rapport de compression pour différentes températures ambiantes. L'axe des ordonnées indique que le travail spécifique diminue généralement à mesure que le rapport de compression augmente, qui varie de 0 à environ 80 sur l'axe des abscisses. Quatre courbes représentent les températures ambiantes de 0°C (bleue), 15°C (rouge), 30°C (verte) et 45°C (orange). Les points marqués par des croix bleues indiquent le rapport de compression optimal (RP Optimal) pour chaque température, où le travail spécifique atteint un maximum.

Les observations principales montrent que, pour toutes les températures, le travail spécifique augmente avec le rapport de compression jusqu'à un atteindre son maximum, puis commence à diminuer progressivement à partir de :

- $R_{cp} = 22$ pour une température ambiante de 40°C.

- $R_{cp} = 20$ pour une température ambiante de 30°C .
- $R_{cp} = 18$ pour une température ambiante de 15°C .
- $R_{cp} = 16$ pour une température ambiante de 0°C .

De plus, il est noté que plus la température ambiante augmente, plus la valeur maximale du travail spécifique diminue, indiquant que des températures plus basses permettent d'atteindre un travail spécifique plus élevé.

En résumé, la relation entre le travail spécifique et le rapport de compression est fortement influencée par la température ambiante. Des températures plus basses permettent un travail spécifique plus élevé, et le rapport de compression optimal se situe généralement autour de 16 à 22 pour les différentes températures analysées.

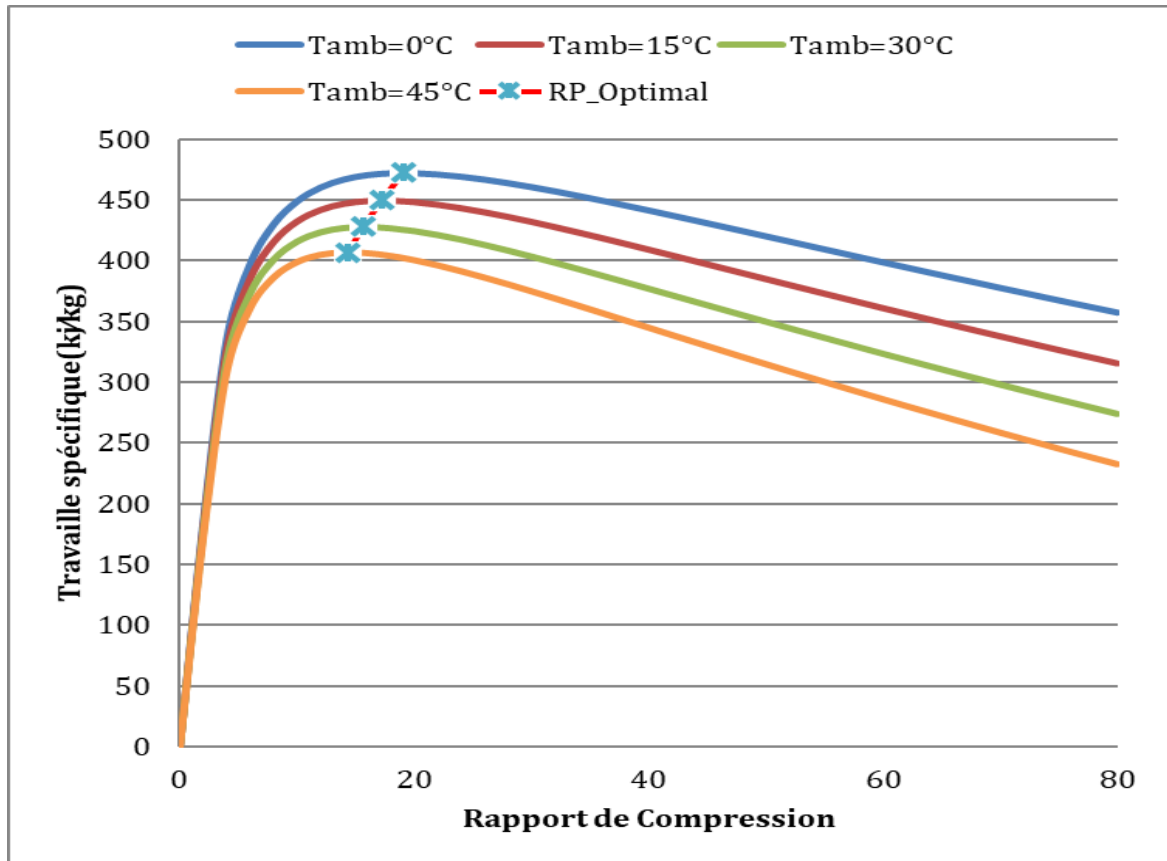


Figure 4.3 : Variation du travail spécifique en fonction du rapport de compression pour le cycle simple.

La **Figure 4.4** présente des courbes illustrant le rendement thermique (%) en fonction du rapport de compression pour différentes températures ambiantes (T_{amb}). Les points marqués par des croix bleues indiquent les rapports de compression optimaux, où le rendement thermique est maximal pour chaque température. On observe que le rendement de la turbine PGT25 augmente progressivement jusqu'à atteindre un maximum, avant de décroître à partir de :

- $R_{cp} = 70$ pour une température ambiante de 40°C .
- $R_{cp} = 58$ pour une température ambiante de 30°C .
- $R_{cp} = 50$ pour une température ambiante de 15°C .
- $R_{cp} = 42$ pour une température ambiante de 0°C .

Les valeurs optimales des rendements, où les performances maximales sont atteintes, ne coïncident pas avec le rapport de compression réel de fonctionnement de la turbine à gaz PGT25, dont le maximum est d'environ 16. Ce rapport représente toutefois la valeur optimale en termes de travail spécifique.

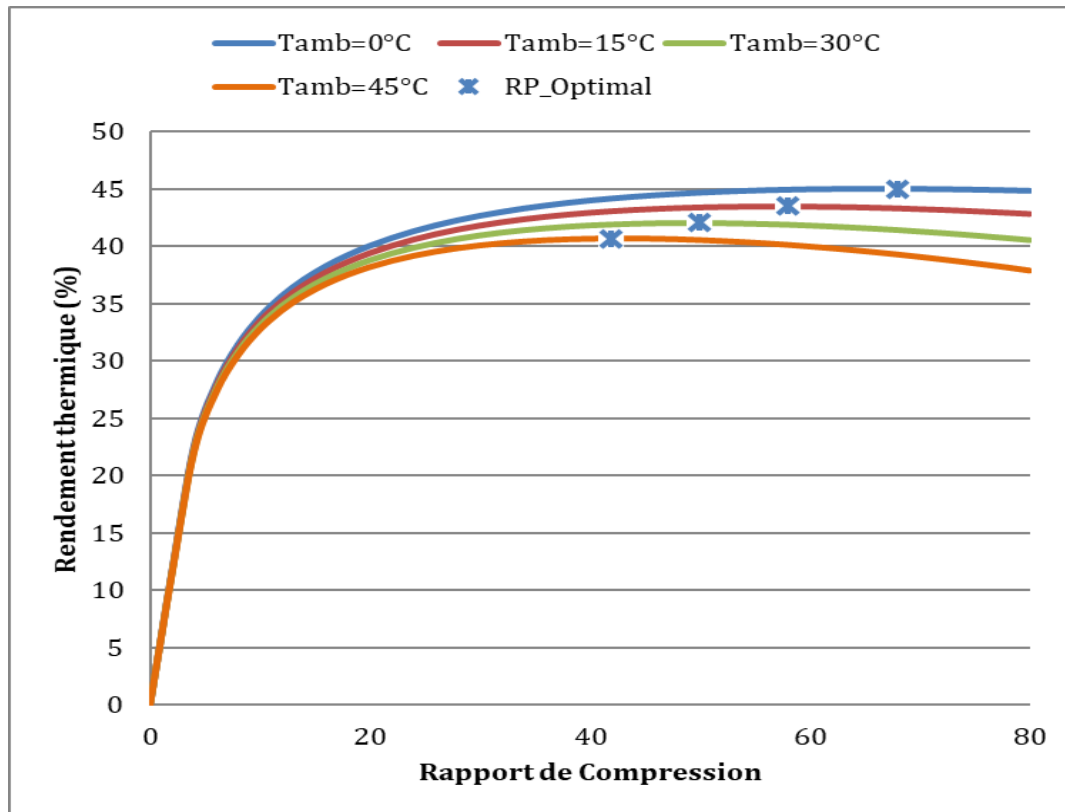


Figure 4.4 : Variation du rendement thermique en fonction du rapport de compression pour le cycle simple.

En conclusion, le rendement thermique maximal se produit pour des rapports de compression compris entre 40 et 70, mais il diminue à mesure que la température ambiante augmente. À des températures plus élevées, le rendement diminue significativement au-delà d'un certain rapport de compression. Cela souligne que le rendement thermique optimal est obtenu à des températures ambiantes plus basses et avec un rapport de compression bien ajusté.

Ce phénomène s'explique par l'augmentation de la masse volumique, et donc du débit massique de l'air, lorsque la température ambiante est plus basse, ce qui améliore les performances de la turbine à gaz. En revanche, lorsque la température ambiante augmente, la densité de l'air diminue, entraînant une augmentation du travail spécifique du compresseur, ce qui réduit les performances de la turbine.

4.3.2. Effet de la température maximale du cycle

Les valeurs du travail spécifique et du rendement thermique pour un fonctionnement simple de la turbine à gaz PGT25 pour des températures maximales du cycle variant de 900 à 1300 sont présentés sur le tableau 4.2.

Tableau 4.2 : Résultats de calcul du travail spécifique et du rendement thermique du cycle simple pour différentes valeurs de T3.

Wsp (Travail Spécifique Kj/kg)					
Rcp/T3	1300 °C	1200 °C	1100 °C	1000 °C	900 °C
0	0	0	0	0	0
10	432,546491	378,743433	325,858737	273,913624	222,925992
20	448,48746	382,526057	317,840138	254,461584	192,415045
30	432,327522	360,163629	289,494177	220,354533	152,770092
40	409,499055	333,333411	258,819331	185,993135	114,87913
50	385,314602	306,269537	228,997834	153,535637	79,905475
60	361,363417	280,109472	200,727826	123,253882	47,70812
70	338,17841	255,156635	174,090109	95,013192	17,944233
80	315,92514	231,445145	148,991557	68,597533	
Rendement thermique					
Rcp/T3	1300 °C	1200 °C	1100 °C	1000 °C	900 °C
0	0	0	0	0	0
10	33,484679	33,323879	32,999068	32,442294	31,540538
20	39,449889	38,894132	38,009274	36,626509	34,431159
30	41,851445	40,885245	39,39651	37,066157	33,235261
40	42,971458	41,571444	39,41429	35,960923	29,977772
50	43,436915	41,570862	38,660429	33,848331	24,947897
60	43,501291	41,128973	37,359196	30,877001	17,904837
70	43,288744	40,362046	35,602693	27,037867	8,186264
80	42,867355	39,329832	33,421729	22,221062	

La **Figure 4.5** présente un graphique montrant le travail spécifique (kJ/kg) en fonction du rapport de compression pour différentes températures T3. La courbe correspondant à T3 = 1300°C (bleu) affiche le travail spécifique le plus élevé, atteignant environ 450 kJ/kg avec un rapport de compression proche de 12, avant de diminuer progressivement. À mesure que la température T3 diminue, le travail spécifique maximal baisse respectivement.

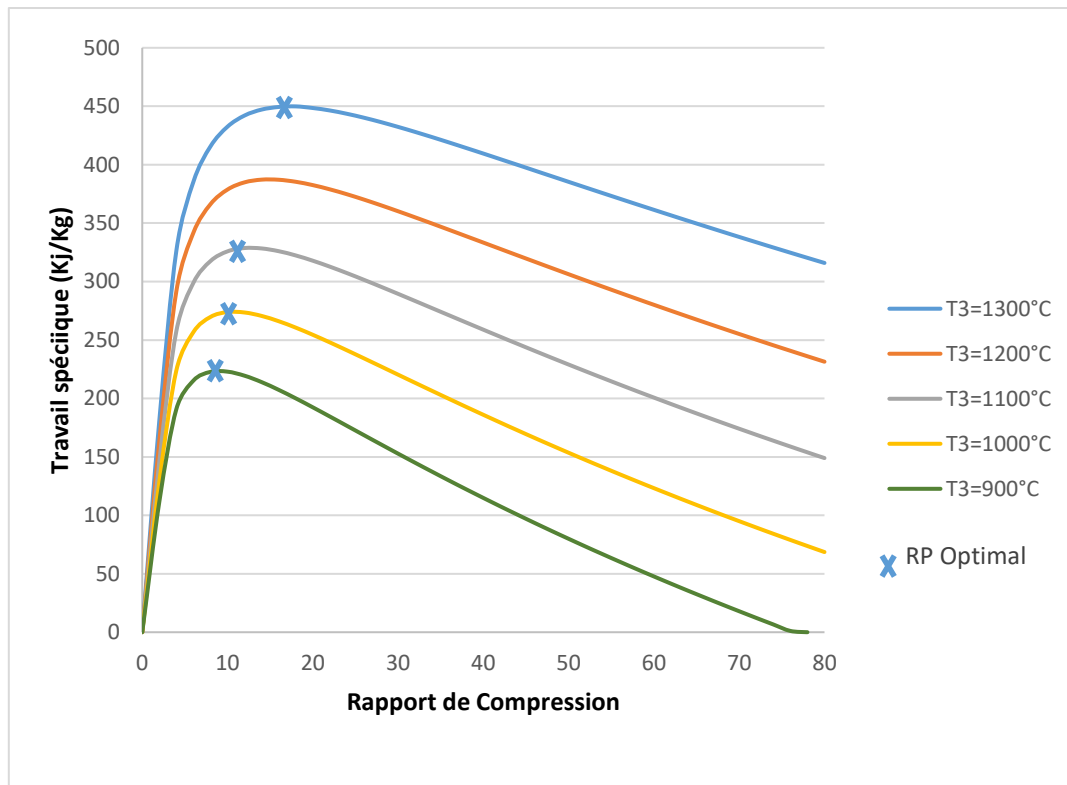


Figure 4.5 : travail spécifique en fonction de rapport de compression du cycle simple pour différentes températures maximales du cycle.

En résumé, le travail spécifique diminue avec la baisse de la température T_3 , indiquant que des températures de combustion plus élevées génèrent un travail spécifique plus important. Bien que le rapport de compression optimal reste constant à environ 10. Ce graphique met en lumière l'importance de la température T_3 dans l'optimisation du travail spécifique dans un cycle thermodynamique.

La **Figure 4.6** représente la variation du rendement (%) en fonction du rapport de compression pour différentes températures maximales (T_3).

Les graphiques montrent que le rendement augmente avec le rapport de compression jusqu'à atteindre un maximum, après quoi il diminue. Chaque courbe indique un rapport de compression optimal, plus élevé (40 à 50) pour des températures de 1300°C ou 1200°C et plus bas (15 à 20) pour 900°C. Cela montre qu'à des températures élevées, des rapports de compression plus importants peuvent être tolérés avant que le rendement ne diminue, alors qu'à des températures plus basses, des rapports élevés deviennent inefficaces. Le rendement maximal est plus élevé pour des températures T_3 plus élevées, atteignant près de 45 % à 1300°C contre environ 30 % à 900°C.

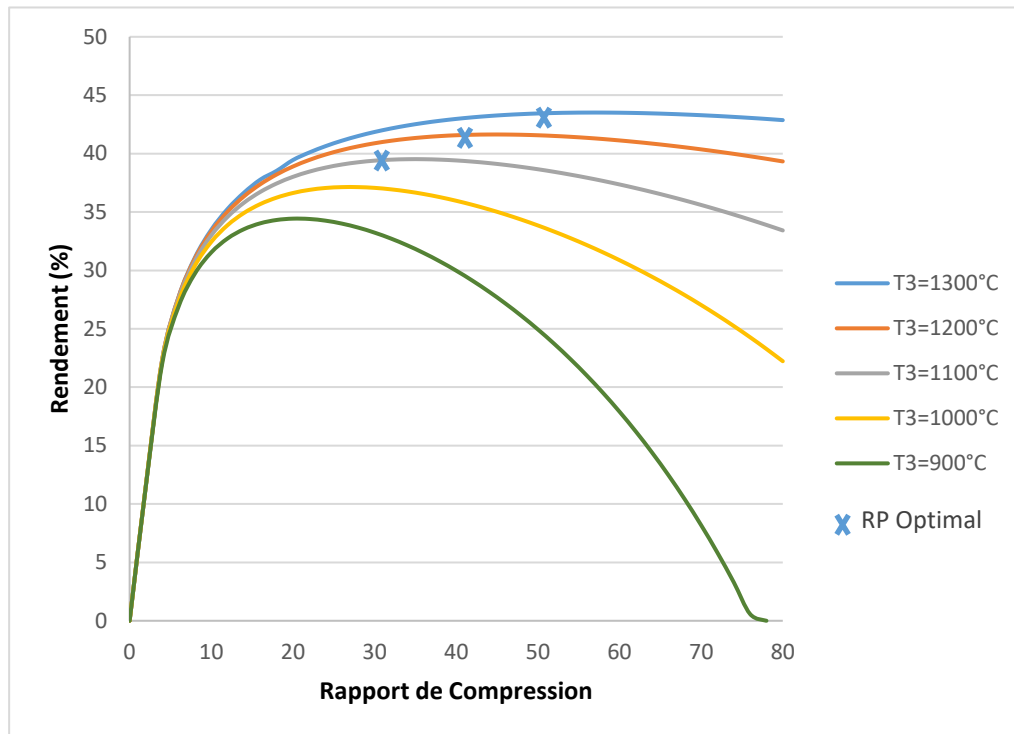


Figure 4.6 : Rendement thermique en fonction de rapport de compression du cycle simple pour différentes températures maximales du cycle.

D'après cette analyse, on peut conclure que l'augmentation de la température maximale du cycle est une bonne méthode pour améliorer les performances du cycle simple de la turbine à gaz PGT25.

Par ailleurs, cette température est limitée par la résistance des matériaux à la chaleur. Cependant, des recherches sont continuellement menées pour développer et améliorer les performances des matériaux. En parallèle, des études sont également en cours pour optimiser les systèmes de refroidissement des aubes, afin d'améliorer leur résistance thermique et prolonger la durée de vie des composants critiques.

4.4. Analyse du cycle avancé à injection de vapeur

4.4.1. Effet de rapport compression et de la fraction d'injection de vapeur d'eau

Les valeurs du travail spécifique et du rendement thermique pour un fonctionnement en cycle avancé à injection de vapeur d'eau de la turbine à gaz PGT25 généré par le code présenté précédemment sur l'organigramme 4.2 sont présenté sur le tableau 4.3.

Tableau 4.3 : Résultats de calcul du travail spécifique et du rendement thermique du cycle avancé à injection de vapeur d'eau.

Wsp (Travail Spécifique Kj/kg)						
Rcp / s	0%	1%	2%	3%	4%	5%
0	0	0	0	0	0	0
10	432.5465	445.4084	458.265	471.1168	483.9638	496.8065
20	448.4875	464.3613	480.2278	496.0873	511.9401	527.7866
30	432.3275	449.7815	467.2269	484.6641	502.0935	519.5155
40	409.4991	427.9981	446.4876	464.9681	483.4401	501.9039
50	385.3146	404.5828	423.8408	443.0891	462.3284	481.5589
60	361.3634	381.2341	401.0941	420.944	440.7843	460.6155
70	338.1784	358.541	378.8924	399.2333	419.5642	439.8856
80	315.9251	336.7011	357.4655	378.2191	398.9623	419.6957
Rendement thermique						
Rcp / s	0%	1%	2%	3%	4%	5%
0	0	0	0	0	0	0
10	33.48468	33.32388	32.99907	32.44229	31.54054	33.48468
20	39.44989	38.89413	38.00927	36.62651	34.43116	39.44989
30	41.85145	40.88525	39.39651	37.06616	33.23526	41.85145
40	42.97146	41.57144	39.41429	35.96092	29.97777	42.97146
50	43.43692	41.57086	38.66043	33.84833	24.9479	43.43692
60	43.50129	41.12897	37.3592	30.877	17.90484	43.50129
70	43.28874	40.36205	35.60269	27.03787	8.186264	43.28874
80	42.86736	39.32983	33.42173	22.22106	42.86736	0

La **Figure 4.7** représente la variation du travail spécifique (en kJ/kg) en fonction du rapport de compression, pour différentes valeurs de fraction d'injection de vapeur d'eau (s) pour une fraction d'injection $S=0$ (cycle simple), prise comme référence.

Le travail spécifique augmente avec l'augmentation du rapport de compression, jusqu'à atteindre un maximum, puis diminue pour des rapports de compression plus élevés. Plus la valeur de la fraction d'injection augmente, plus le travail spécifique maximal augmente. Le travail spécifique a atteint son maximum autour de 550 kJ/kg pour une fraction d'injection de 5%, alors pour le cycle simple le travail spécifique maximal était de 475 kJ/kg.

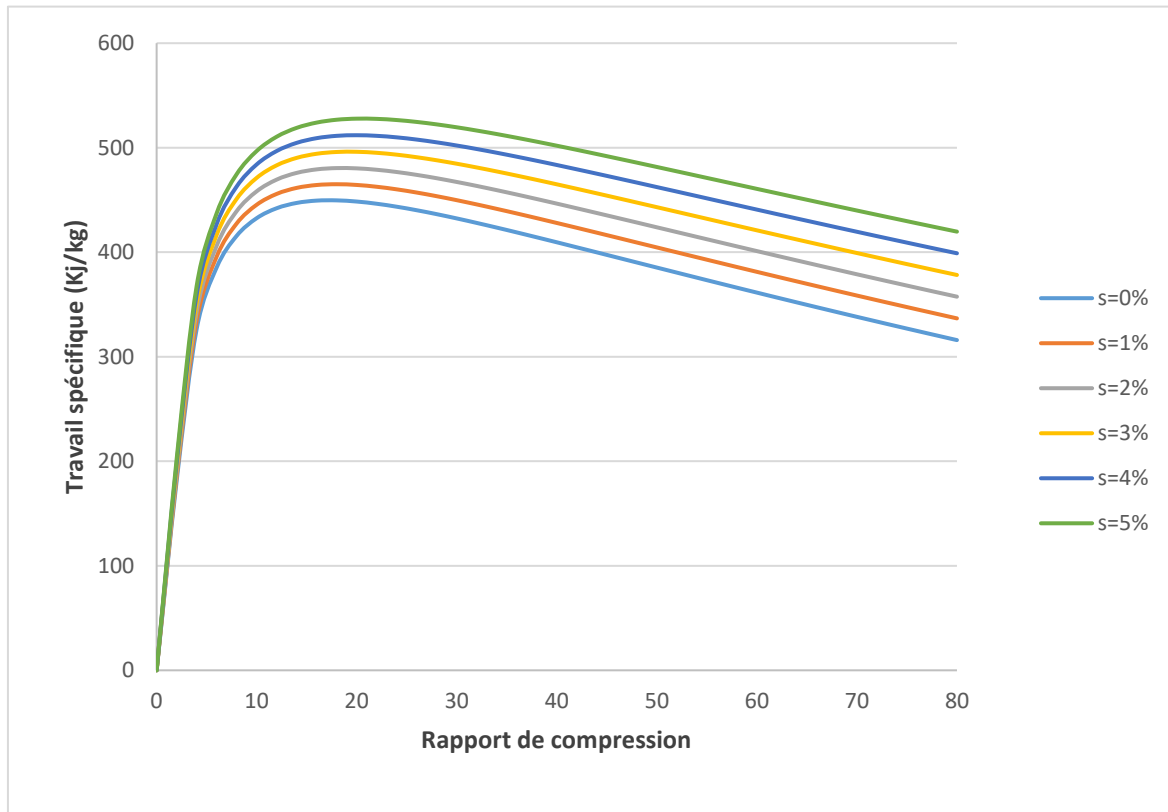


Figure 4.7 : Variation du travail spécifique en fonction du rapport de compression pour le cycle avancé à de vapeur d'eau.

Une fraction d'injection plus élevée permet d'atteindre un travail spécifique maximal plus grand. Ceci est justifié par l'augmentation de la masse qui traverse la turbine. Cette dernière va augmenter le travail de la turbine de détente.

La figure 4.8 représente la variation du rendement thermique en fonction Du rapport de compression pour différentes fractions d'injections de vapeur d'eau.

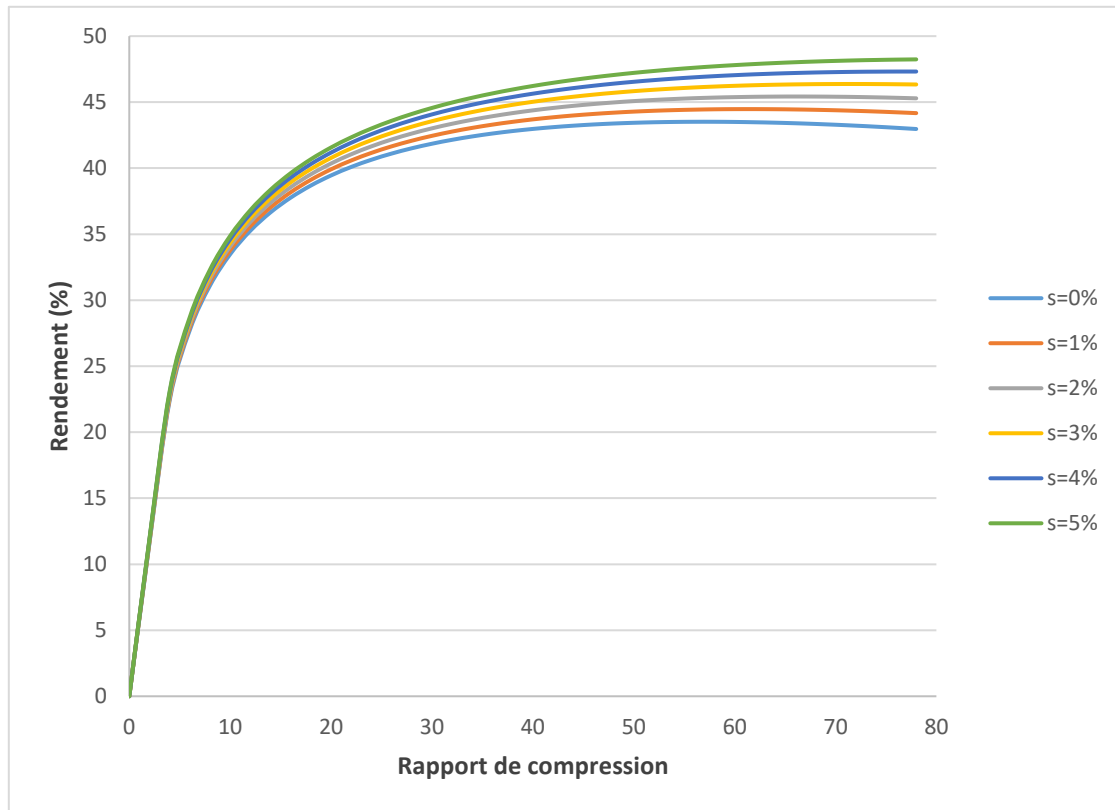


Figure 4.8 : Variation du rendement thermique en fonction du rapport de compression pour le cycle STIG.

On remarque que le rendement augmente avec l'augmentation de la fraction d'injection d'eau. Le rendement a atteint son maximum d'environ 47 % pour une fraction d'injection de 5%, alors pour le cycle simple le rendement maximal était de 42 %. Ceci est justifié par l'augmentation de la masse qui traverse la turbine. Cette dernière va augmenter le travail de la turbine de détente. Cette dernière va augmenter le travail de la turbine de détente. Par conséquent une croissance de la puissance utile et une amélioration du rendement.

4.4.2. Effet de la température ambiante sur les performances de la turbine PGT25

La figure 4.9 illustre l'évolution de la puissance utile en fonction de la température ambiante pour différentes fractions d'injection de vapeur. Il est évident que la puissance décroît de manière linéaire à mesure que la température ambiante augmente, similaire à la situation sans injection de vapeur. Cependant, on observe que l'injection de vapeur permet de maintenir une puissance plus élevée par rapport au fonctionnement du cycle simple, soulignant ainsi

l'efficacité de cette méthode pour compenser les effets négatifs de l'élévation de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz.

La figure démontre également que la réduction de la puissance du cycle simple, due à l'augmentation de la température ambiante, peut être compensée par l'injection de vapeur d'eau. En effet, une fraction d'injection d'environ 5% permet au cycle STIG de conserver une puissance similaire à celle du cycle simple à 21°C, même à une température ambiante de 45°C.

Cette analyse montre clairement que l'injection de vapeur d'eau est une méthode efficace pour stabiliser les performances d'une turbine à gaz face aux variations des conditions ambiantes.

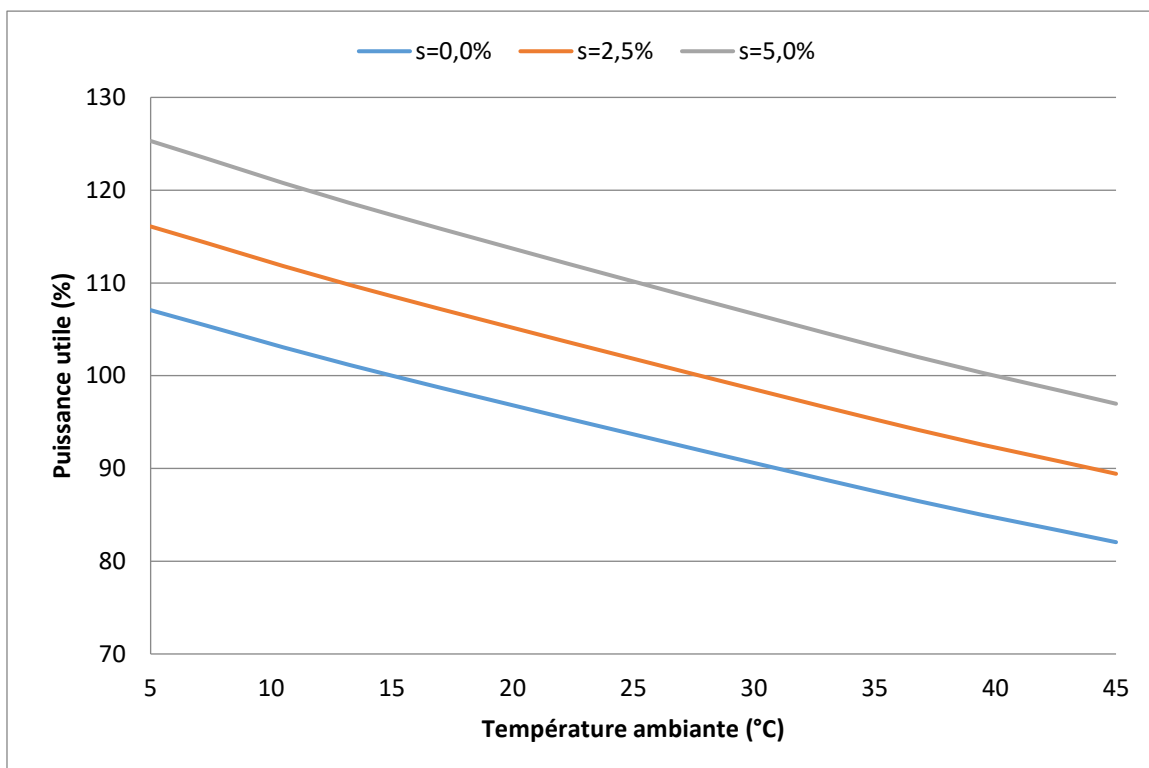


Figure 4.9 : variation de la puissance utile du cycle STIG en fonction de la température ambiante.

4.5. Comparaison des performances du cycle simple et du cycle avancé

Une étude comparative des rendements thermiques et du travail spécifique utile pour le cycle simple et le cycle avancé à injection de vapeur d'eau, pour un rapport de compression $R_{cp} = 18$ et une température ambiante de 15°C, est présentée dans les figures 4.10 et 4.11. Ces figures illustrent que le rendement thermique et le travail spécifique utile du cycle avancé surpassent ceux du cycle simple. En effet, le rendement thermique du cycle avancé peut

atteindre environ 42%, avec un travail utile de 530 kJ/kg, comparativement à 38% de rendement thermique et 450 kJ/kg de travail utile pour le cycle simple. Ceci est grâce à l'injection de vapeur qui améliore l'efficacité thermique en optimisant la récupération de chaleur.

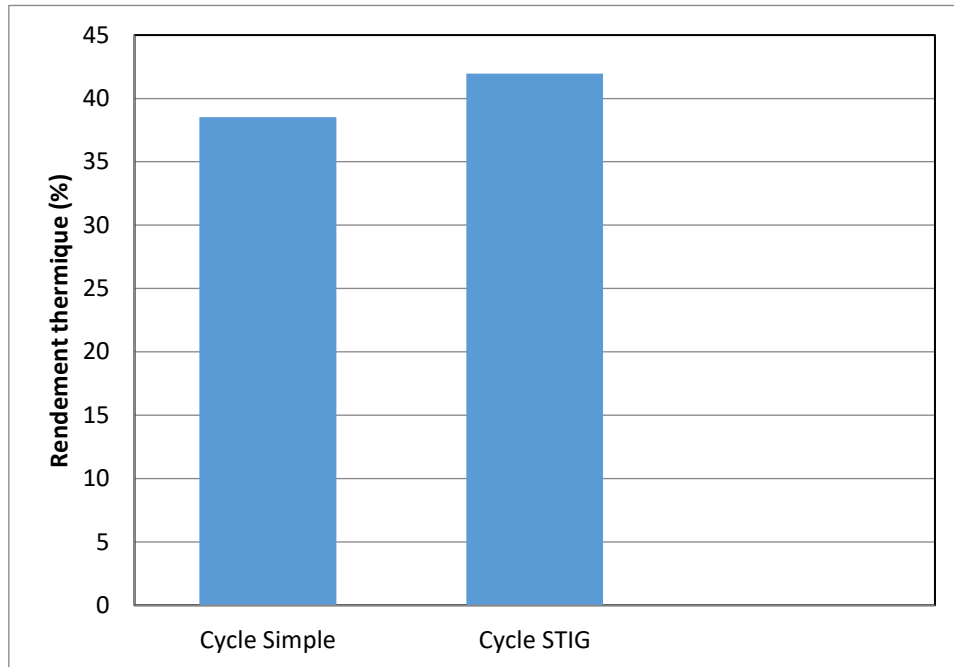


Figure 4.10 : Comparaison du rendement du cycle simple et du cycle avancé.

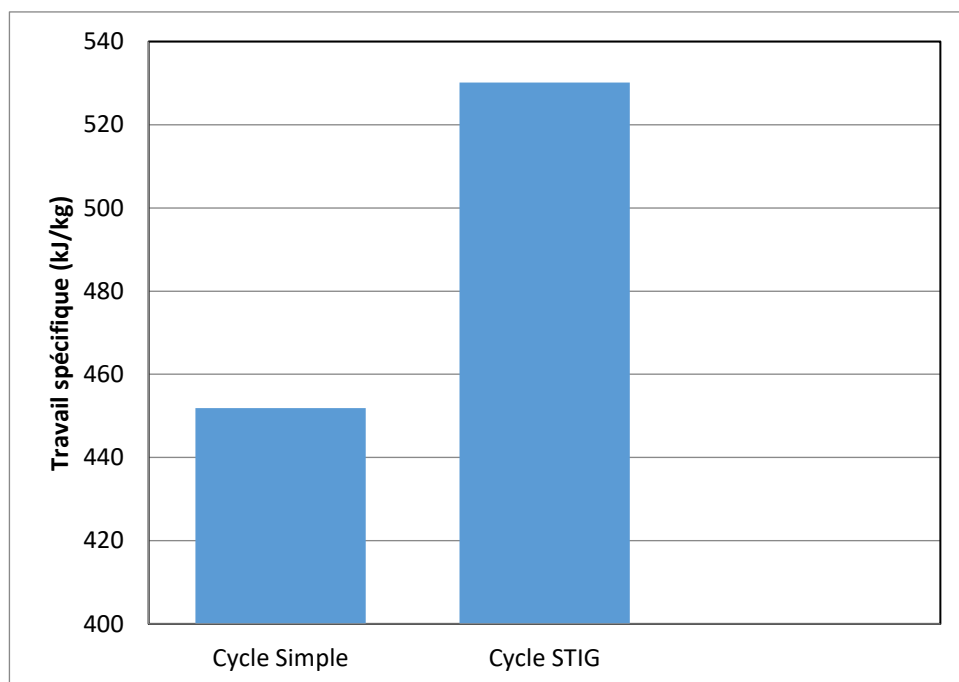


Figure 4.11: Comparaison du travail spécifique du cycle simple et du cycle avancé.

4.6. Conclusion

L'analyse thermodynamique de la turbine à gaz PGT25 en fonction du cycle simple et du cycle avancé à injection de vapeur d'eau a conduit aux conclusions suivantes :

- Les performances de la turbine à gaz PGT25 sont fortement influencées par les conditions climatiques. En effet, le rendement thermique et le travail spécifique diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.
- L'injection de vapeur d'eau dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz présente un fort potentiel pour améliorer à la fois le travail spécifique, la puissance et le rendement thermique de la turbine.
- À mesure que la quantité de vapeur injectée augmente, le travail spécifique, la puissance utile et le rendement thermique augmentent proportionnellement.

Conclusion générale

Les turbines à gaz, machines thermiques largement utilisées à travers le monde, ont connu un développement rapide en raison de leur importance dans divers secteurs industriels et énergétiques. Les gaz d'échappement issus de leur fonctionnement ont un impact néfaste sur l'environnement et contiennent une grande quantité d'énergie thermique, entraînant ainsi une perte d'efficacité et de ressources. D'où l'idée de récupérer cette énergie perdue pour améliorer l'efficacité, augmenter la puissance, et réduire les coûts d'investissement, tout en garantissant un fonctionnement plus respectueux de l'environnement.

Dans le but d'améliorer les performances de la turbine à gaz PGT25 de la station de compression de gaz du site TIN FOUYE TABENKORTE (TFT), le cycle avancé à injection de vapeur d'eau (STIG) a été étudié. Le présent travail consistait à développer deux programmes de calcul sous le langage de programmation Matlab basé sur l'étude thermodynamique permettant de déterminer les performances de la turbine à gaz et du cycle simple et du cycle avancé STIG proposé. Une comparaison a été faite et les résultats nous ont permis de retenir les conclusions suivantes :

- Le programme de calcul développé a produit des résultats très satisfaisants. Il prend en compte divers paramètres pouvant influencer les performances d'une turbine à gaz, tels que les conditions ambiantes (température, rapport de compression), les rendements thermiques et mécaniques, et la température maximale du cycle.
- Les performances de la turbine à gaz PGT25 sont fortement influencées par les conditions climatiques. En effet, le rendement thermique et le travail spécifique diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.
- L'injection de vapeur d'eau dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz présente un fort potentiel pour améliorer à la fois le travail spécifique, la puissance et le rendement thermique de la turbine.
- À mesure que la quantité de vapeur injectée augmente, le travail spécifique, la puissance utile et le rendement thermique augmentent proportionnellement.

En perspective, plusieurs axes d'amélioration peuvent être envisagés. Tout d'abord, une optimisation plus poussée du programme de calcul pourrait permettre d'affiner les résultats et de prendre en compte d'autres paramètres le refroidissement intermédiaire. Ensuite, l'étude

d'autres cycles avancés, tels que le cycle à régénération ou le cycle combiné, pourrait offrir des alternatives intéressantes pour améliorer encore les performances des turbines à gaz.

Annexe 1 :

Les coefficients a , b, c, d :

substance	a	b 10 ⁻²	c 10 ⁻⁵	d 10 ⁻⁹	Intervalle de température, K	Erreur %	Masse molaire
N ₂	28.90	-0.1571	0.8081	-2.873	273-1800	0,34	28
O ₂	25.48	1.520	-0.7155	1.312	273-1800	0,28	32
Air	28.11	0.1967	0.4802	-1.966	273-1800	0,33	28.97
CO ₂	22.26	5.981	-3.501	7.469	273-1800	0,22	18
H ₂ O	32.24	0.1923	1.055	-3.595	273-1800	0,24	44
Produit de combustion	28.31	0.82	0.19	-1.40	273-1800	/	27.66

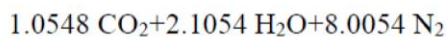
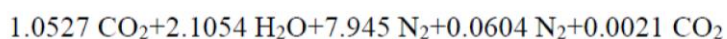
Annexe 2 :

L'analyse chromatographique du gaz naturel :

Composition	Fraction molaire
Méthane (CH ₄)	83.50%
Ethane (C ₂ H ₆)	06.90%
Propane (C ₃ H ₈)	02.10%
Isobutane (iC ₄ H ₁₀)	00.35%
Butane (C ₄ H ₁₀)	00.53%
Iso-pentane (iC ₅ H ₁₂)	00.11%
Pentane (C ₅ H ₁₂)	00.12%
Hexane (C ₆ H ₁₄)	00.14%
Azote (N ₂)	06.04%
Anhydride carbonique (CO ₂)	00.21%

Annexe 3 :

Les produits de combustion sont :



$$M_{\text{prod}} = \sum y_i \times M_i = 27.66 \text{ g/mol. Avec } M_{\text{CO}_2} = 44 \text{ g/mol, } M_{\text{H}_2\text{O}} = 18 \text{ g/mol, } M_{\text{N}_2} = 28 \text{ g/mol.}$$

$$C_{p,\text{prod}} = \left(\sum y_i \times c_{pi} \right) / M_{\text{prod}} \text{ où les } C_{pi} \text{ et les coefficients a, b, c et d pour } C_{p,\text{prod}} \text{ sont en}$$

Annexe 1.

Annexe 4 :

Les paramètres nécessaires pour la modélisation du cycle simple et STIG sont :

Caractéristiques	Valeurs
Débit volumique du système de prise d'air	505 m ³ /s
Perte de charge au niveau du filtre d'air	1.25%
Perte de charge au niveau de la chambre de combustion	5%
Perte de charge à l'échappement	1.25%
PCI	44673 KJ/Kg
Rendement polytropique du compresseur	91%
Rendement polytropique de la turbine	90%
Rendement de la combustion	99%
Rendement de l'alternateur	99%
Rendement mécanique du compresseur	99%
Rendement mécanique de la turbine	99%
Température de la chambre de combustion ($\pm 10^{\circ}\text{C}$)	1190°C
Température d'injection de vapeur	400°C

Références

- [1] Document de la société TFT/SONATRACH.
- [2] ENGINEERING BOOK, Manuel d'utilisation de la turbine à gaz PGT25... NUOVO PIGNONE, FLORENCE, 1999.
- [3] Maunand, J. (2005). Gas turbine power generation; Production d'électricité par turbine à gaz. *Techniques de l'ingénieur. Génie électrique*, 8.
- [4] Cameron, A. (2017). *Gas Turbine Engineering Handbook*. Butterworth-Heinemann.
- [5] **Chambadal, Paul**. *La turbine à gaz*. Direction des études et recherches d'Électricité de France (EDF), 1997. ISBN 978-2-212-01554-6.
- [6] Razak, A.M.Y., Industrial gas turbines Performance and operability, 2007, Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, Cambridge England.
- [7] http://www.chengpower.com/cheng_cycle%C2%AE
- [8] H.K. Kayadelen, Y. Ust, Computer simulation of steam/water injected gas turbine engines, 2013, in: MCS-8 Eighth Mediterranean Combustion Symposium, The Combustion Institute & International Centre for Heat and Mass Transfer (ICHMT), Izmir, Turkey.
- [9] <https://www.alloprof.qc.ca/fr/eleves/bv/sciences/sciences-les-fluides-compressibles-et-incompressibles>.
- [10] http://archives.univ-biskra.dz/bitstream/123456789/21991/1/Chergui_Rabie.pdf
- [11] <https://repository.enp.edu.dz/jspui/bitstream/123456789/1652/1/OULMI.Ahmed.pdf>