

Université de Bouira
Akli Mohand Oulhadj



جامعة البويرة
أكلي محمد أولحاج

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

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

PROJET DE FIN D'ETUDE

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master :
Spécialité : Génie Mécanique.
Option : Energétique.

THEME

**Etude thermo-énergétique et Amélioration des Processus
Energétique de la turbine a gaz MS9001E**

Réalisé par
Alouache Mohamed Moundhir
Kechkar Amine

Soutenu le / /2024

Dr. Aghbari Anis

devant le jury composé

Université de Bouira

Université de Bouira

Université de Bouira

Président : DAHMANE

Promoteur : AGHBARI

Examineur : MOUSSAOUI

2023/2024



Génie mécanique

Spécialité : Energétique.....

**Autorisation de déposer un mémoire de Master
pour soutenance**

Je soussigné, l'enseignant (e) :

Aghbari Amis.....

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

- 1- Kechkar Amine.....
- 2- Alouache M. Mounir.....

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

Etude thermo-énergétique et amélioration du processus
énergétique de la turbine à gaz MS 9001E
.....

Promotion : 2023/2024

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

Signature du L'encadreur

Bouira le : 23/06/2024

Signature du chef de département



نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد (ة) كشكار أمينالصفة: طالب، استاذ، باحث طالب

الحامل (ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 10.3045.967 والصادرة بتاريخ 2017.01.26

المسجل (ة) بكلية / معهد العلوم والتكنولوجيا قسم هندسة ميكانيكية

والمكلف (ة) بإنجاز اعمال بحث (مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).

عنوانها: Etude thermique-énergétique et amélioration des processus

..... énergétique de la turbine à gaz M99001E

تحت إشراف الأستاذ (ة): أعباري أمين

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

التاريخ: 17/07/2024

توقيع المعني (ة)

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:



النسبة: % 19

الامضاء:



نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد (ة) علواس محمد منير.....الصفة: طالب، استاذ، باحث.....طالب
الحامل (ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 402507010 والصادرة بتاريخ 2022-09-01
المسجل (ة) بكلية / معهد العلوم والتكنولوجيا قسم ميكانيكية
والمكلف (ة) بإنجاز اعمال بحث (مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).
عنوانها: Etude thermo-énergétique et amélioration des processus
énergétique de la turbine à gaz MS9001E
تحت إشراف الأستاذ (ة): أ. غباري أمينة
أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبة
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 17/07/2024

توقيع المعني (ة) Abak

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:



النسبة: % 19

الامضاء:

REMERCIEMENTS

A la fin de ce travail, premièrement on remercie Dieu qui nous a donné le Courage et la volonté d'aller jusqu'au bout afin d'amener ce modeste travail à sa fin.

Nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre promoteur : A. AGHBARI, qui nous a dirigé et prêté une attention et une aide particulière du début jusqu'à la fin de notre projet d'étude.

Ont remercié également les membres du jury d'avoir accepté d'examiner et de noter notre travail.

Enfin, nous tenons à exprimer notre Reconnaissance à nos familles qui nous ont donné une aide et un encouragement précieux du début jusqu'à la fin.

Dédicaces

JE RESSENS LE PRIVILÈGE DE CONSACRER CE PETIT TRAVAIL

À MA CHÈRE MÈRE, QUI ME DONNE TOUJOURS ESPOIR DE VIVRE ET QUI N'A JAMAIS CESSÉ DE PRIER POUR MOI, AINSI QUE POUR SON AMOUR ET SES CONSEILS.

À MON PÈRE, MON EXEMPLE PRÉCIEUX, POUR SES ENCOURAGEMENTS, SON SOUTIEN, ET SURTOUT POUR SON AMOUR ET SON SACRIFICE POUR QUE MES ÉTUDES SE DÉROULENT SANS OBSTACLES.

À MES TROIS FRÈRES.

ET MA COMPAGNE.

À MA FAMILLE, QU'ELLE SOIT DE PRÈS OU DE LOIN.

DE PLUS, JE CONSACRE CE TRAVAIL À TOUS MES AMIS CHERS SANS EXCEPTION.

A.KECHKAR

Dédicaces

JE SOUHAITE DÉDIER CE MODESTE TRAVAIL
À MA CHÈRE MÈRE QUI ME PENSE CONSTAMMENT EN
MA PRÉSENCE ET EN MON ABSENCE, QUI ME DONNE
TOUJOURS ESPOIR DE VIVRE ET QUI N'A JAMAIS CESSÉ
DE PRIER POUR MOI, AINSI QUE POUR SON AMOUR ET
SES CONSEILS.

AINSI QU'À MON PÈRE QUI M'A DONNÉ LA FORCE DE
POURSUIVRE MES ÉTUDES.

À MES CHER(E)S FRÈRES.

À TOUS MES PROCHES.

À TOUS MES AMIS ET COLLÈGUES, SANS AUCUNE
DISTINCTION. À CEUX QUI ONT ÉTÉ PRÉSENTS À MES
CÔTÉS TOUT AU LONG DE CETTE TÂCHE.

M.M.ALOUACHE

Résumé :

Les turbines à gaz, couramment utilisées dans les centrales thermiques et l'industrie des hydrocarbures, présentent des performances limitées avec le carburant (gaz) de combustion. Pour améliorer ces performances, une étude a été réalisée en ajoutant des composants supplémentaires à l'appareil. L'échangeur de chaleur augmente la température de sortie du compresseur, ce qui influence directement les performances. Des essais ont également été menés avec une turbine à double arbre et une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire.

Mots clé : turbines à gaz, performances, L'échangeur de chaleur, centrales thermiques, le carburant

ملخص

تُستخدم التوربينات الغازية بشكل شائع في محطات الطاقة الحرارية وصناعة الهيدروكربونات، لكنها تُظهر أداءً محدودًا مع الوقود المستخدم في الاحتراق. لتحسين هذا الأداء، تم إجراء دراسة بإضافة مكونات إضافية إلى الجهاز. يعمل المبادل الحراري على زيادة درجة حرارة الخروج من الضاغط، مما يؤثر بشكل مباشر على الأداء. كما تم إجراء تجارب باستخدام توربين مزدوج العمود وتوربين غازي مع تبريد بيني.

الكلمات المفتاحية: توربينات الغاز، الأداء، المبادل الحراري، محطات توليد الطاقة الحرارية، الوقود

Abstract:

Gas turbines, commonly used in thermal power plants and the hydrocarbon industry, exhibit limited performance with combustion fuel. To improve these performances, a study was conducted by adding additional components to the device. The heat exchanger increases the compressor's outlet temperature, which directly affects performance. Tests were also conducted with a dual-shaft turbine and a gas turbine with intercooling.

Keywords: gas turbines, performance, heat exchanger, thermal power plants, fuel

SOMMAIRE :

Chapitre I

Etude Thermodynamique des cycles d'une turbine a gaz.....	1
I.1 Introduction :	3
I.2 Historique :	3
I.3 Définition de la turbine à gaz :	4
I.4 Composition d'une turbine à gaz :.....	5
I.5 Classification des turbines à gaz :.....	7
I.5.2 Classement par le mode de fonctionnement thermodynamique :	8
I.5.3 Classification par application :.....	8
I.6 Applications :.....	9
I.7 La turbine à gaz ms9001e :.....	11
I.7.1 Présentation :.....	11
I.7.2 Points positifs :.....	13
I.7.3 Caractéristiques générale de la turbine MS 9001E :.....	13
I.7.4 Caractéristiques section de compresseur :	13
I.7.5 Caractéristiques section de chambre à combustion :	17
I.7.6 Caractéristiques section turbine :	18
I.8 Analyse des performances de la turbine à gaz MS9001E :	19
I.9 Comparaison des performances de la turbine à gaz MS9001E avec d'autres turbines à gaz :	20
I.9.1 Amélioration de la combustion :.....	20
I.9.2 Prévention de la maintenance :	21
I.9.3 Améliorations technologiques :	21
I.9.4 Amélioration de la production d'énergie :.....	21
I.9.5 Amélioration de la dynamique du cycle :	21

Chapitre II

CALCULE THERMIQUE DE LA TAG MS9001E	3
II.1 Introduction :	23
II.2 Cycle thermodynamique des turbines à gaz :.....	23
II.3 Informations sur la turbine à gaz MS9001E :	27
II.4 Étapes du calcul :.....	27
II.5 Caractéristiques techniques de la turbine à gaz MS9001E (fournies par le fabricant)	28
II.6 Calcul des paramètres à partir des informations du constructeur (à une température de 20 °C) : 30	
II.6.1 Calculs les paramètres du compresseur :.....	30

Calcule la chaleur massique moyenne	33
II.6.3 Calcul des paramètres au niveau de la turbine :	39
II.6.4 Le rendement global :	42
II.7 Pouvoir calorifique du combustible :	43
II.8 Détermination du pouvoir calorifique inférieur du mélange :	44
II.9 Calcul du débit de fuel et du débit d'air :	45
II.10 Conclusion :	47
Chapitre III	
Calcul des grandeurs caractéristiques	23
III.1 Introduction :	48
III.2 Définition :	48
III.3 Les processus de travail de thermoptim :	49
III.4 L'éditeur de schéma :	49
III.5 Le simulateur :	50
III.6 Calcul du cycle pas à pas avec le calculateur :	51
III.6.1 Paramétrage des points :	51
III.6.2 Parametrage des transfos :	53
III.7 Evaluation des résultats :	57
III.8 Analyse de la plage d'erreur de température et rendement :	57
III.8.1 Analyse des pertes :	58
III.9 Amélioration du cycle baryton :	58
III.9.1 Simulation d'une turbine à gaz a doublé arbre :	59
III.9.1.1 Modélisation d'une turbine à gaz a double arbre :	59
III.9.2 Analyse des résultats numériques obtenus :	60
III.9.3 Exposition d'une turbine à gaz équipés avec un régénérateur :	61
□ Analyse des résultats numériques obtenus :	62
III.9.4 Analyse des résultats numériques obtenus :	62
III.9.5 Exposition d'une turbine à gaz a refroidissement intermédiaire :	64
III.10.6 Analyse des résultats numériques obtenus :	66
III.10 Conclusion :	67

Liste des figures :

Chapitre 1 : Etude Thermodynamique des cycles d'une turbine a gaz

Figure I. 1: Les composants d'une turbine à gaz	5
Figure I. 2: Schéma de fonctionnement d'une turbine a gaz	6
Figure I. 3: Schema d'une turbine a gaz mono-arbre.....	7
Figure I. 4: Schéma d'une turbine à gaz double arbre	8
Figure I. 5: La turbine a gaz MS9001E développée	12
Figure I. 6: Les différents composants de la turbine a gaz type MS9001E	12
Figure I. 7: Schéma de la section compresseur	14
Figure I. 8: Rotor du compresseur d'une turbine a gaz.....	15
Figure I. 9: Stator du compresseur d'une turbine a gaz	16
Figure I. 10: Photo explicative des composants du compresseur rotor et stator.....	16
Figure I. 11: Schema explicatif represente le fonctionnement de chambre a combustion	18
Figure I. 12: Coupe longitudinale de la section turbine	19

Chapitre 2 : CALCULE THERMIQUE SE L'INSTALLATION DE TAG MS9001E

Figure II. 1: Diagrammes représente le cycle baryton	24
Figure II. 2: Cycle de baryton ideal	25
Figure II. 3: Diagrammes pv et ts du cycle baryton reel.....	26
Figure II. 4: Diagramme représente le travail isentropique et REEL DU compresseur	33
Figure II. 5: Diagramme représente le travail isentropique et réel de la turbine	40
Figure II. 6 : Bilan chimique de la chambre a combustion.....	43

Chapitre 3 : Calcul des grandeurs caractéristiques

Figure III. 1: Schéma représente le système étudié	50
Figure III. 2: Diagramme de TAG MS9001E-interface diagramme de simulateur	50
Figure III. 3: Etats des points de simulateur	51
Figure III. 4: Ecran représente l'état du point.....	52
Figure III. 5: Ecran représente les données de TAG MS9001E	53
Figure III. 6: Ecran du transfo compresseur	54
Figure III. 7 : Ecran transfos de la chambre a combustion	55
Figure III. 8: Ecran transfos de la turbine.....	56
Figure III. 9: Simulation d'une turbine a gaz MS9001E simple.....	57
Figure III. 10: Schéma d'une turbine à gaz a double arbre.....	59
Figure III. 11: Simulation d'une turbine a gaz MS9001E a double arbre.....	60
Figure III. 12: Turbine a gaz équipés avec un régénérateur	62
Figure III. 13: Simulation d'une turbine à gaz MS9001E avec régénérateur	64
Figure III. 14: Schéma représente turbine à gaz a refroidissement intermédiaire	65
Figure III. 15: Simulation d'une turbine à gaz MS9001E a refroidissement intermédiaire.....	66

Liste des tableaux :

Tableau I. 1: Tableau des caractéristiques de la turbine MS9001E	13
Tableau I. 2: caractéristiques du compresseur	17
Tableau I. 3: Caractéristiques de la chambre a combustion.....	17
Tableau I. 4: Caractéristiques de la turbine.....	18
Tableau II. 1: Comparaison entre cycle baryton idéal et réel	27
Tableau II. 2: Caractéristiques de la turbine a gaz MS9001E [7].....	29
Tableau II. 3: Tableau de pourcentage moléculaire des gaz d'échappements	42
Tableau II. 4: Les enthalpie de formation a condition standard [9].....	44
Tableau II. 5: Pouvoir calorifique inferieur de mélange[8]	45
Tableau III. 1: Donner de constructeur.....	49
Tableau III. 2: Tableau suivant représente les résultats TAG a double arbre.....	60
Tableau III. 3: Tableau des résultats obtenus TAG avec régénération.....	63
Tableau III. 4: Tableau de comparaison entre tous les TAG étudiées.....	66
Tableau III. 5: Tableau de comparaison entre tous les TAG étudiées.....	67

Nomenclature :

<u>Symbole</u>	<u>Unité</u>	<u>Signification</u>
P	bar	Pression
T	k	Température
C_p	kJ/kg.k	La chaleur spécifique de l'air
r	/	Taux de compression
η_c	%	Rendement isentropique de compresseur
η_{comb}	%	Rendement de la chambre à combustion
η_t	%	Rendement isentropique de turbine
Δp	%	Perte de pression a la combustion
P_T	MW	La puissance de la turbine
\dot{m}_a	kg/s	Débit massique de l'air
C_{pm}	kJ/kg.k	La chaleur spécifique moyen
M_{air}	kg/kmol	La masse moléculaire de l'air
W_{comb}	kJ/kg	Le travail du compresseur
W_t	kJ/kg	Le travail de la turbine
P_C	MW	La puissance du compresseur
Q_{in}	kJ/kg	La quantité de chaleur dégagée dans la chambre de combustion
W_u	kJ/kg	Le travail utile

PCI	kJ/kg	Pouvoir calorifique de chaque constituant
\dot{m}_{fuel}	kg/s	Le débit de fuel gaz consommé
\dot{m}_{air}	kg/s	Le débit d'air utilisé
X_i	/	Fraction molaire
Y_i	/	Fraction molaire
η_g	%	Rendement globale

Introduction générale

Introduction générale :

L'évolution des turbines à gaz et leur succès sont directement liés à l'amélioration de leurs performances techniques. D'autre part, on accorde une importance cruciale à la maintenance de ce type de turbine d'où ; les impératifs de sécurité élevée, la réduction des coûts opérationnels, la gestion de la disponibilité des équipements et l'augmentation de la fiabilité, en fait on vise à intervenir uniquement en cas de dysfonctionnement, à réduire au minimum le temps d'arrêt pour réparation, et à fournir des diagnostics précis et facilement interprètes malgré la complexité des équipements.

Cependant les turbines à gaz sont des éléments fondamentaux dans les processus de conversion d'énergie en raison de leur faculté de s'adapter et de leurs multiples applications dans divers domaines. Leur choix pour ces différentes utilisations repose principalement sur leur flexibilité, leur capacité élevée de production et leur facilité d'entretien, ce qui les distingue des alternatives traditionnelles.

L'objectif principal de notre mission consiste à concevoir un modèle et à analyser une installation de turbine à gaz qui inclut quatre configurations différentes : une turbine à gaz simple, une turbine à gaz avec système de régénération, une turbine à gaz à deux arbres et un système de cycle avec refroidissement intermédiaire. Pour mener à bien cette étude, nous utilisons l'outil informatique Thermoptim. Notre but est de rendre notre machine plus efficace tout en augmentant la puissance qu'elle génère. Nous cherchons également à évaluer les aspects énergétique et exégétique du cycle de la turbine à gaz.

Le début de cette analyse se focalise sur les aspects généraux des turbines, en examinant leurs divers types ainsi que leurs multiples domaines d'application. Une étude thermodynamique du cycle de Baryton est effectuée, en mettant particulièrement l'accent sur les aspects énergétiques.

Le second chapitre de cette thèse se focalise sur une analyse thermodynamique détaillée de l'installation de la turbine à gaz MS9001E. Dans un premier temps, le calcul est réalisé en tenant compte des conditions de fonctionnement ISO, tout en prenant en considération tous les facteurs susceptibles d'influencer directement ou indirectement sur les performances de la turbine, notamment le débit de gaz combustible et le débit d'air requis pour la combustion.

Dans le troisième chapitre de ce mémoire, l'attention est portée sur la modélisation d'une turbine à gaz simple à l'aide du logiciel Thermoptim, avec un accent particulier sur l'amélioration des performances des turbines à gaz. Ce chapitre présente une description détaillée de trois cycles de

turbines à gaz modifiés, mettant en lumière les améliorations apportées aux systèmes. L'effet de ces modifications sur l'amélioration du rendement thermique est examiné, permettant ainsi d'évaluer leur impact sur les performances de la turbine à gaz

CHAPITRE I

**Etude Thermodynamique des cycles
d'une turbine a gaz**

I.1 Introduction :

Les turbines à gaz jouent un rôle essentiel dans l'élaboration d'énergie contemporaine et la propulsion de véhicules forts. Elles transforment de manière efficiente l'énergie calorifique d'un combustible en énergie mécanique rotative, ce qui les rend parfaites pour une variété d'environnements.

En somme, leur rôle crucial dans les infrastructures modernes et leur adaptation continue aux besoins énergétiques et environnementaux en font des composants indispensables dans de nombreux secteurs industriels.

Ce chapitre a donné une vision globale des turbines à gaz, de leur fonctionnement aux différentes applications qui en font des acteurs essentiels dans le domaine de l'énergie et de l'industrie contemporaines.

I.2 Historique :

L'aventure des turbines à gaz est une histoire captivante qui s'étend sur plusieurs siècles, avec des concepts novateurs et des défis technologiques. Voici une synthèse des étapes principales : Il est souvent attribué à Héron d'Alexandrie (2^e siècle avant JC) et à son Éolipile le concept initial. Malgré sa simplicité, cette machine à vapeur rotative est considérée comme un lointain ancêtre de la turbine à gaz.

En 1791, l'Anglais John Barber dépose un brevet pour un dispositif hybride qui associe une turbine à gaz à un compresseur alternatif.

D'autres inventeurs émettent des idées de turbines à gaz au 19^{ème} siècle, mais les contraintes des matériaux de l'époque les empêchent de s'appliquer.

Des avancées concrètes et innovantes (début du 20^{ème} siècle) : En 1904, Franz Stoltz, un industriel allemand, construit une turbine à gaz fonctionnelle à Berlin.

En 1911, le principe du turboréacteur est breveté par le Français René Lorin, un type de turbine à gaz utilisée dans l'aviation.

Mise en place de l'époque moderne (20^{ème} et 21^{ème} siècles) :

Au 20^{ème} siècle, la recherche de matériaux plus résistants aux températures élevées a permis d'améliorer considérablement les performances des turbines à gaz.

L'évolution de ces avancées conduit à une variété d'utilisations des turbines à gaz, de la production d'électricité à la propulsion d'avions et de navires.

Pour répondre aux besoins croissants en énergie et en mobilité, la recherche continue d'améliorer l'efficacité, la réduction des émissions et la fiabilité des turbines à gaz.

En bref, l'évolution des turbines à gaz est caractérisée par une longue période de création d'idées, suivie d'avancées technologiques majeures au cours du 20^{ème} siècle. De nos jours, ces machines occupent une place primordiale dans de multiples secteurs et leur évolution continue afin de les ajuster aux défis environnementaux et énergétiques à venir [7].

I.3 Définition de la turbine à gaz :

Les turbines à gaz appartiennent à la catégorie des Turbomachines, définies par râteau comme des dispositifs où un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante est échangé avec un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz ou turbine à combustion est une machine tournante thermodynamique de la famille des moteurs à combustion interne qui a pour fonction de générer de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir d'un hydrocarbure (fuel, gaz...). Comme la montre la figure I.1 ci-dessous

En fonction du fluide actif utilisé, appelé fluide moteur, il existe différents types de turbines : une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Le fluide moteur le plus couramment employé dans ce dernier cas est constitué des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux.

C'est dans le domaine de l'aéronautique que la turbine à gaz a été privilégiée.

Les turboréacteurs ont une utilisation presque universelle pour la propulsion des avions et des missiles. Il n'y a encore que l'aviation générale (tourisme, affaires) qui utilise encore les moteurs alternatifs, mais leur secteur est constamment accablé par la turbine à gaz. Pour les voilures tournantes, de la même manière, les turbomoteurs sont également utilisés dans presque tous les types d'hélicoptères [1].

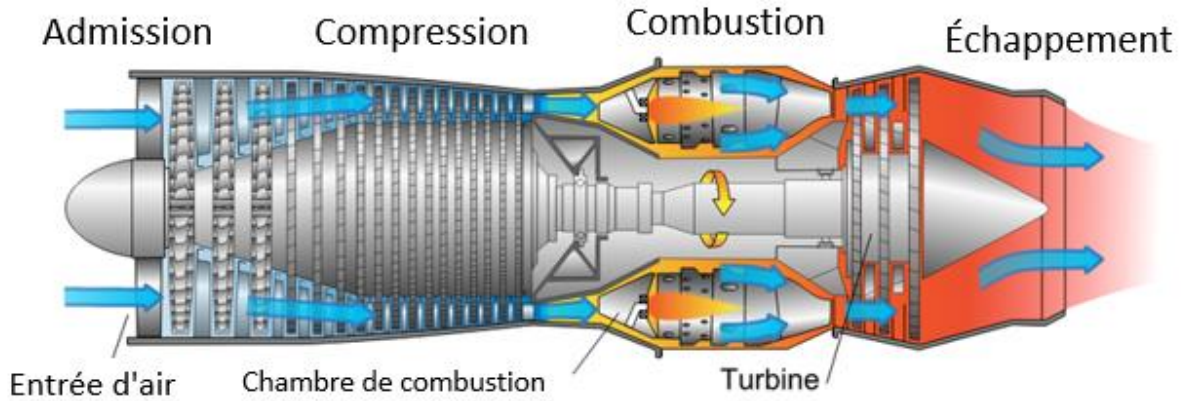


Figure I. 1: Les composants d'une turbine à gaz[8]

I.4 Composition d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz est composée de plusieurs éléments clés qui fonctionnent ensemble pour convertir l'énergie calorifique des gaz en énergie mécanique rotative. Voici les principaux composants :

- **Admission (entrée d'air) :**

Canal par lequel l'air extérieur entre dans la turbine à gaz

Il est possible que des filtres à air soient installés afin d'éliminer les poussières et autres contaminants susceptibles de causer des dommages à la machine.

- **Compresseur :**

Un élément rotatif muni d'aubes mobiles qui aspirent et recueillent l'air qui entre

La pression accrue de l'air entraîne également une augmentation de sa température.

- **Chambre de combustion :**

Dans la chambre de combustion, cet air comprimé chaud est combiné avec du combustible, habituellement du gaz naturel, et s'enflamme, créant ainsi des gaz à une température extrêmement élevée.

- **Turbine :**

est un élément rotatif muni d'aubes mobiles. la turbine est traversée par les gaz chauds provenant de la combustion, ce qui provoque sa rotation par la force du flux.

- **Arbre :**

Le compresseur, la chambre de combustion et la turbine sont reliés par un arbre central.

L'arbre reçoit la rotation de la turbine, qui peut être utilisé pour entraîner d'autres machines

- **Échappement**

Évacuation des gaz d'échappement chauds de la turbine à gaz par une sortie Dans certaines turbines à gaz, il est possible de récupérer la chaleur des gaz d'échappement afin d'améliorer l'efficacité globale du système [3].

Autres éléments (en fonction du type de turbine à gaz)

Dans certaines situations, il est possible qu'une turbine supplémentaire soit installée en aval de la turbine principale. L'énergie restante des gaz d'échappement est récupérée par cette turbine de puissance afin de générer un travail supplémentaire, généralement utilisé pour la production d'électricité.

Système de régulation : Il est indispensable d'avoir un système de contrôle sophistiqué pour contrôler le débit de carburant, la vitesse de rotation et d'autres paramètres afin d'améliorer les performances de la turbine à gaz et assurer son bon fonctionnement [5].

Cette figure I.2 représente le fonctionnement d'une turbine à gaz simple

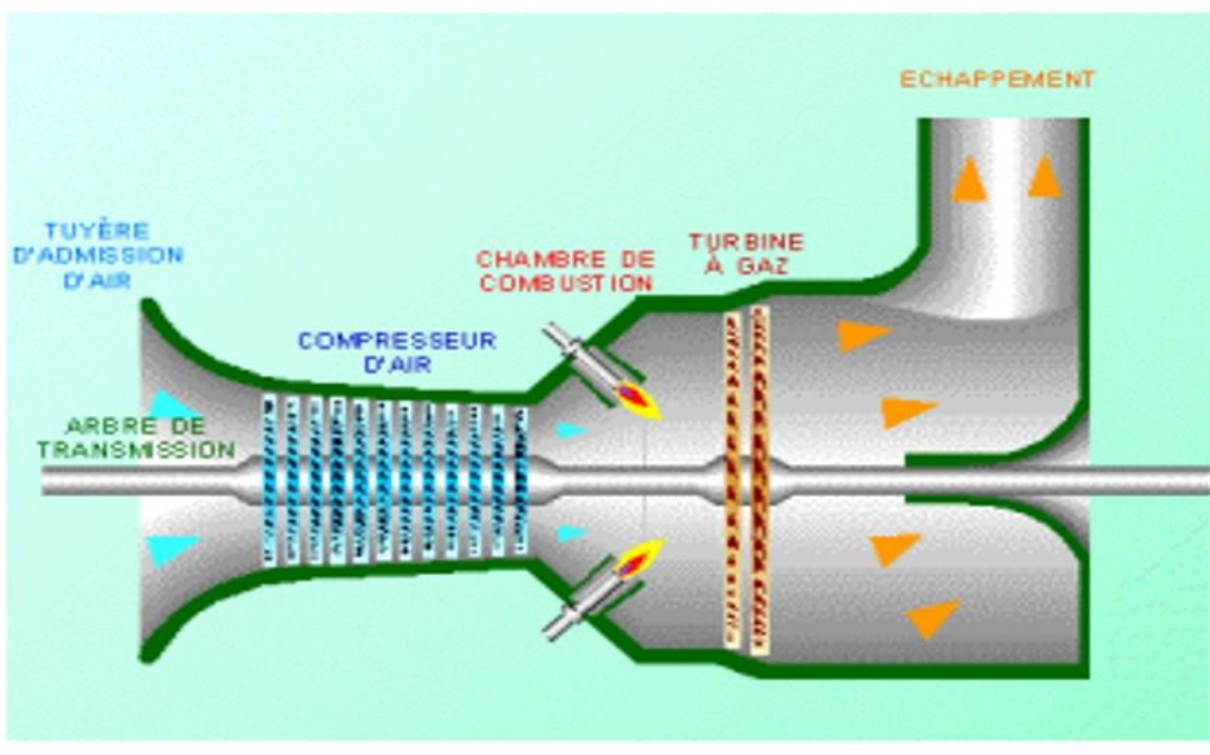


Figure I. 2: Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz[12]

I.5 Classification des turbines à gaz :

Différents critères peuvent être utilisés pour classer les turbines à gaz, tels que leur mode de construction, leur puissance et leur cycle thermodynamique. Voici les différents types de catégorisation :

I.5.1 Classement selon le type de construction :

- **Turbine mono-arbre (simple) :**

Un compresseur, une chambre de combustion et une turbine sont montés sur un seul arbre dans une turbine mono-arbre (simple). Il s'agit d'une turbine simple, compacte et facile à entretenir, mais moins flexible en ce qui concerne la variation de vitesse. Comme elle est présentée sur la figure I.3 ci-dessous

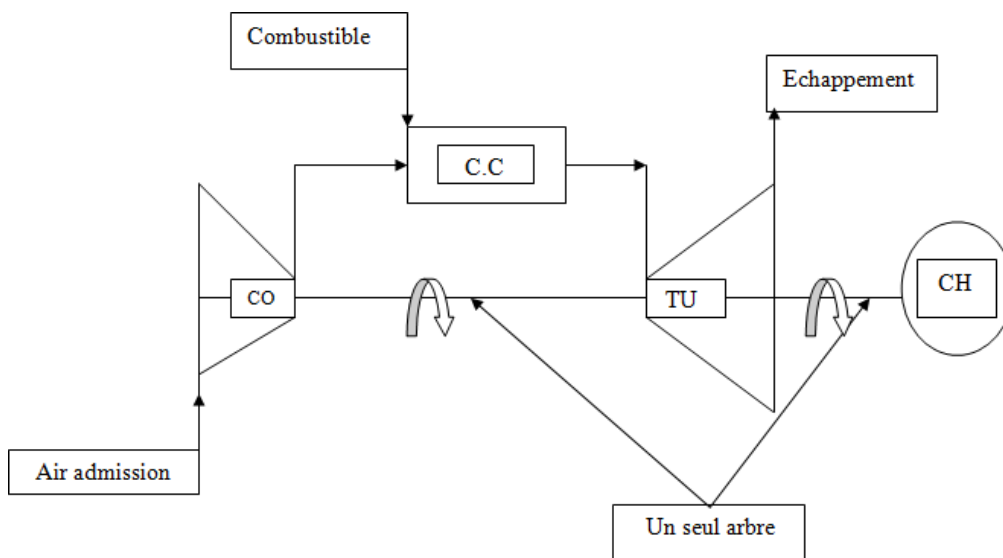


Figure I. 3: Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre. [7]

- **Turbine à double arbre :**

Une turbine à double arbre est un type de turbine à gaz particulièrement sophistiqué, utilisé dans diverses applications industrielles et maritimes. Contrairement à une turbine à arbre simple, qui a un seul axe reliant le compresseur et la turbine, la turbine à double arbre comporte deux axes coaxiaux comme il est illustré la figure I.4 ci-dessous, chacun ayant une fonction distincte.

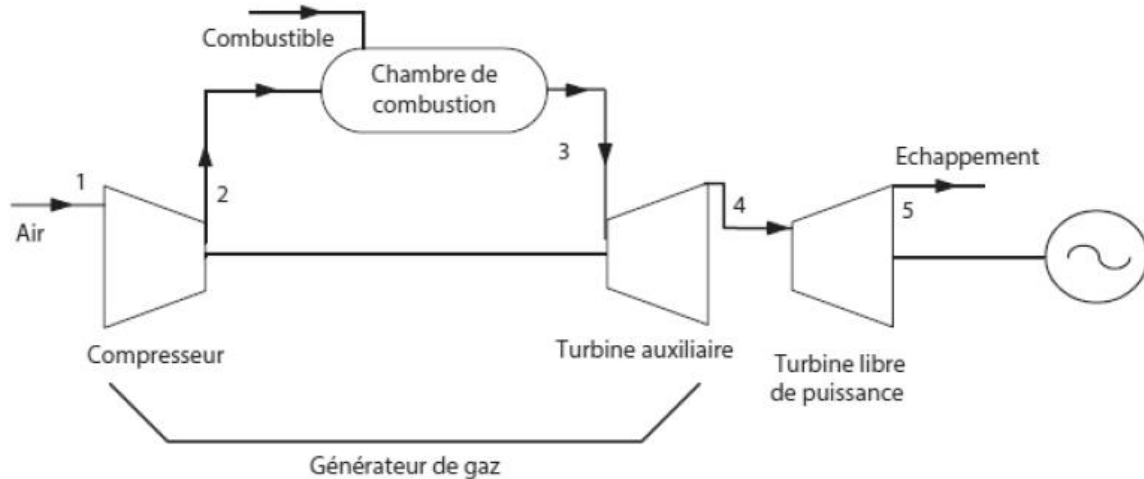


Figure I. 4: Schéma d'une turbine à gaz double arbre[7]

I.5.2 Classement par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Les turbines à gaz peuvent être classées selon leur mode de fonctionnement thermodynamique, ce qui reflète les différentes méthodes utilisées pour convertir l'énergie calorifique en énergie mécanique. Voici un aperçu des principaux modes de fonctionnement thermodynamique :

- **Une turbine à gaz à cycle fermé** : est utilisée pour reprendre le même fluide après chaque cycle.
- **Une turbine à gaz à cycle ouvert** : est une turbine où l'aspiration et l'échappement se font directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine, qui est le plus couramment utilisé, se subdivise en deux catégories principales
- **Une turbine à cycle simple** : est une turbine qui utilise un seul fluide pour générer de l'énergie mécanique. Après la détente, les gaz qui ont encore un potentiel énergétique sont éjectés dans l'atmosphère par l'échappement.
- **La turbine à cycle régénéré** : est une turbine qui utilise plusieurs fluides moteurs dans le cycle thermodynamique afin d'améliorer le rendement de l'installation.

I.5.3 Classification par application :

Les turbines à gaz peuvent être classées selon leurs applications, ce qui reflète la diversité de leurs usages dans différents secteurs. Voici un aperçu des principales classifications par application :

- **Les turbines industrielles** :

TAG sont spécialement conçues pour des utilisations terrestres comme la génération d'électricité, la cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur) et la propulsion de navires. En général,

des turbines à un ou deux arbres sont conçues pour être fiables et efficaces en termes d'efficacité énergétique.

- **Turbines à gaz pour l'aviation :**

Conçues pour propulser les avions et les hélicoptères. Les turbines à un arbre sont souvent compactes et légères, mettant l'accent sur la puissance totale (rapport puissance/poids) et la rapidité de réponse aux fluctuations de régime.

- **Les micro turbines :**

Sont des petites turbines à gaz de faible puissance (de quelques kilowatts) qui sont employées dans des applications décentralisées de production d'électricité ou de cogénération.

Il existe également d'autres classifications plus spécifiques qui prennent en compte des critères supplémentaires tels que le type de combustible utilisé (gaz naturel, kérosène, etc.), ou les technologies de pointe intégrées (injection d'eau, refroidissement des aubes, etc.) [4].

I.6 Applications :

Les turbines à gaz sont utilisées dans de multiples secteurs en raison de leur polyvalence et de leur efficacité énergétique. Voici quelques illustrations de leurs principales applications [3] :

Fabrication d'électricité :

La fabrication d'électricité à partir de turbines à gaz est une technologie essentielle pour les infrastructures énergétiques modernes. Elle offre des avantages en termes de rapidité, d'efficacité et de flexibilité, tout en contribuant à la réduction des émissions polluantes. Les turbines à gaz sont polyvalentes et peuvent être utilisées dans divers contextes pour répondre aux besoins énergétiques actuels et futurs.

- **Centrales combinées à cycle :**

Les turbines à gaz ont un impact considérable sur la génération d'électricité. Dans les centrales à cycle combiné, elles sont fréquemment associées à des cycles vapeur. Dans ce genre d'installation, la turbine à gaz génère de l'électricité, tandis que la chaleur des gaz d'échappement est utilisée pour générer de la vapeur, ce qui entraîne une turbine à vapeur supplémentaire, ce qui améliore l'efficacité globale de la production d'électricité.

- **Les grandes centrales :**

Il est possible d'utiliser les turbines à gaz comme centrales de pointe afin de faire face aux pics de demande en électricité. Elles ont la capacité de démarrer et de s'arrêter rapidement, ce qui les rend très agiles.

Propulsion :

La propulsion par turbine à gaz repose sur la conversion de l'énergie calorifique en énergie mécanique et ensuite en énergie de propulsion.

- **Avions à réaction :**

La majorité des avions à réaction commerciaux sont propulsés par des turbines à gaz. Ces turbines peuvent générer une poussée considérable avec un poids relativement faible, ce qui est essentiel pour le vol.

- **Hélicoptères :**

Dans certains hélicoptères de taille moyenne et lourde, le rotor principal est entraîné par des turbines à gaz.

- **Les navires :**

Tels que les ferries à grande vitesse et les navires de guerre, sont propulsés par des turbines à gaz.

Applications industrielles :

En dehors de l'énergie électrique, les turbines à gaz sont devenues des acteurs majeurs dans le paysage industriel contemporain. Grâce à leur polyvalence et à leur capacité à produire une puissance considérable, elles peuvent s'intégrer dans de nombreuses applications, optimisant les processus et contribuant à la performance des industries.

Les turbines à gaz fournissent des émissions de gaz pour le transport à grande distance, des émissions de liquides pour des processus industriels et des compresseurs d'air dans différents secteurs. Elles offrent aussi la possibilité de cogénération, générant ainsi de l'électricité et de la chaleur nécessaire pour le chauffage ou le séchage.

D'autres usages :

Les turbines à gaz peuvent être employées dans différentes configurations afin de générer de l'hydrogène à partir de gaz naturel. En plus le démarrage de moteurs à combustion interne peut être effectué en utilisant des turbines à gaz de petite taille, comme ceux utilisés dans les navires et les centrales électriques.

Avantages des turbines à gaz pour ces applications :

Rendement élevé : Les turbines à gaz contemporaines offrent une efficacité énergétique élevée, ce qui permet de diminuer la consommation de combustible et les émissions.

Variété de carburants : Les turbines à gaz peuvent être utilisées avec divers types de carburants, tels que le gaz naturel, le kérosène et le propane.

Émissions polluantes relativement faibles : Les turbines à gaz contemporaines présentent des émissions polluantes relativement faibles par rapport aux autres solutions thermiques.

Un rapport élevé entre puissance et poids : Les turbines à gaz ont la capacité de générer une puissance considérable pour leur poids, ce qui les rend parfaites pour les applications où le poids joue un rôle crucial, tels que la propulsion d'avions et d'hélicoptères.

La Rapidité : Les turbines à gaz offrent la possibilité de démarrer et de s'arrêter rapidement, ce qui est bénéfique pour les applications nécessitant une grande flexibilité, telles que les centrales de pointe.

Inconvénients à considérer :

- **Coût élevé :** L'acquisition et l'entretien des turbines à gaz peuvent être onéreux.
- **Le Bruit :** les turbines à gaz peuvent générer un bruit important, ce qui peut poser problème dans les zones urbaines.
- **Évolution technologique :** Les turbines à gaz sont des appareils complexes qui requièrent une maintenance régulière par des experts qualifiés.

I.7 La turbine à gaz ms9001e :

I.7.1 Présentation :

La turbine à gaz MS9001E de GE comme il est illustré dans la figure I.5 est une machine solide et performante qui s'est fait connaître pour sa fiabilité et son efficacité à travers le monde. Avec une installation de plus de 350 unités et une expérience de service de plus de huit millions d'heures, elle s'est révélée être un choix précieux pour une multitude d'applications industrielles et de services publics.

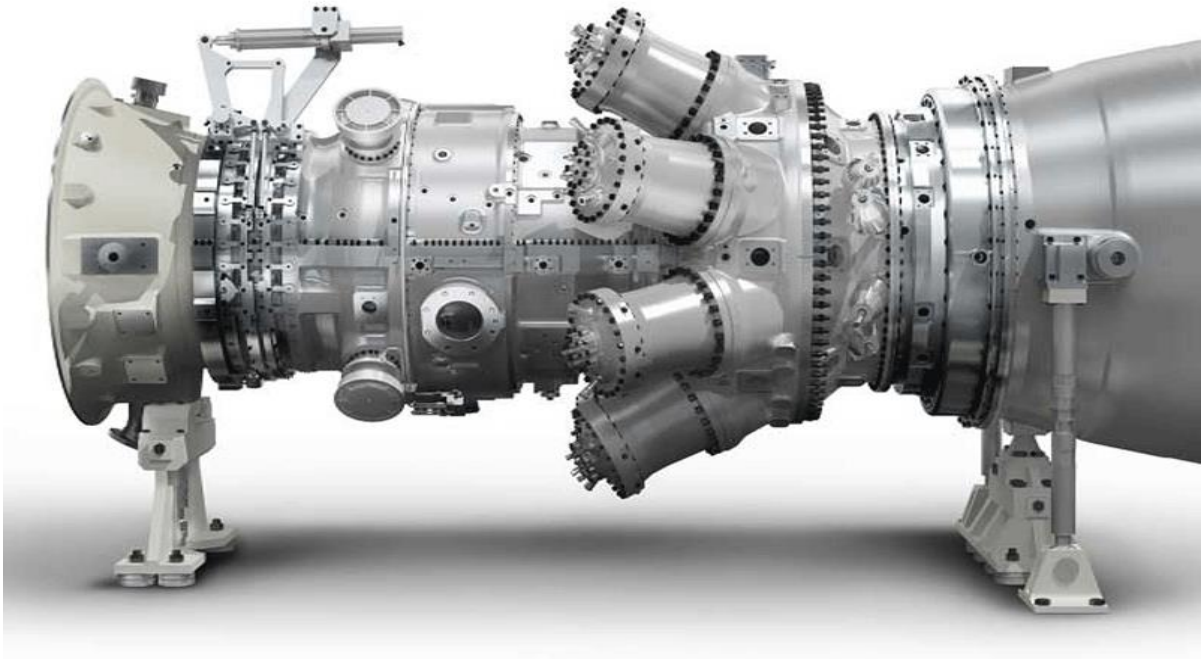


Figure I. 5: La turbine à gaz MS9001E développée

En termes de schématiques, Comme la montre la figure I.6 ci-dessous les fonctions remplies par une turbine à combustion MS9001e GE peuvent être classées de la façon suivante :

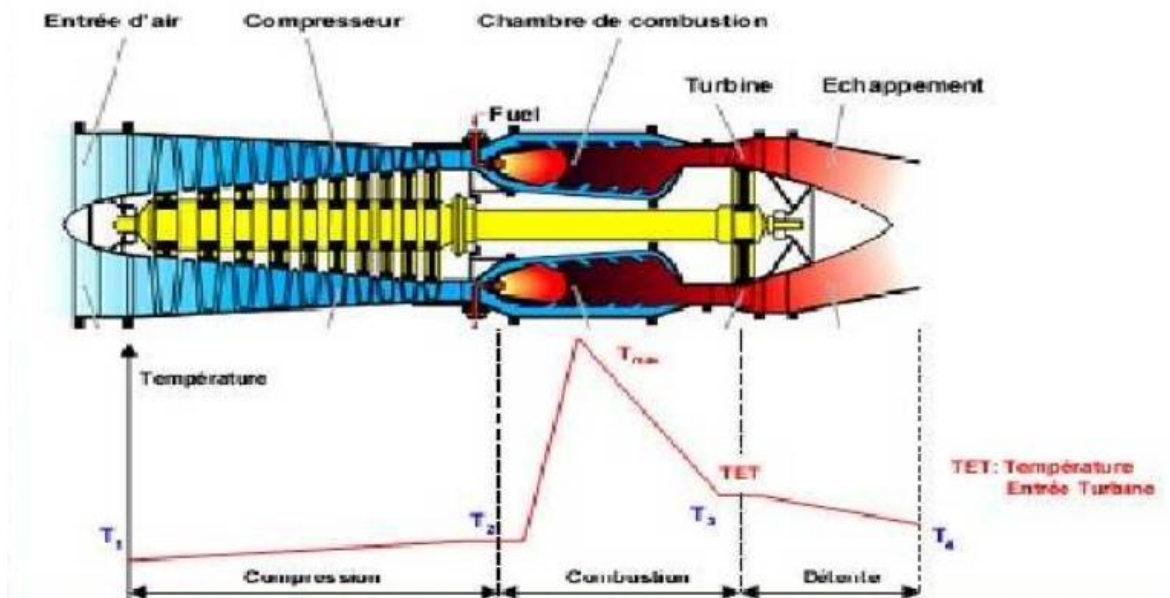


Figure I. 6: Les différents composants de la turbine à gaz type MS9001E[12]

I.7.2 Points positifs :

Le MS9001E a démontré sa fiabilité en ayant réussi à s'adapter à des conditions climatiques difficiles, allant de la chaleur du désert à l'humidité tropicale et au froid arctique.

L'évolution de la performance a entraîné une augmentation de la puissance de sortie, passant de 105 MW à l'origine à 126 MW pour le modèle le plus récent.

En cycle combiné, le MS9001E peut atteindre une efficacité de plus de 52%, ce qui se traduit par des économies de carburant et une diminution des émissions.

Polyvalence de la turbine peut être employée dans des cycles simples ou combinés, et peut satisfaire les besoins de base ou de pointe.

Le MS9001E a été spécialement conçu pour assurer un fonctionnement fiable et un entretien facile.

Équivalence avec les carburants La turbine est capable de fonctionner avec divers combustibles tels que le gaz naturel, le mazout léger et lourd, le naphte, le pétrole brut et l'huile résiduelle. Avec une émission limitée de polluants Le MS9001E est équipé d'un système de combustion Low Nox qui permet de diminuer les émissions de NOx à moins de 15 ppm lors de la combustion du gaz naturel.

I.7.3 Caractéristiques générale de la turbine MS 9001E :

Marque	Générale électrique
Fabriquant	Nuevo pignone
Série du modèle	MS9001E
Type de fonctionnement	Continue
Cycle	Simple
Puissance utile	123MW
Commande	Mark VI
Vitesse de la turbine	3000 tr\min
Débit de carburant	8.6 Kg\s
Rendement	38 %

Tableau I. 1: Tableau des caractéristiques de la turbine MS9001E

I.7.4 Caractéristiques section de compresseur :

La turbine à gaz MS9001E est équipée d'un compresseur qui joue un rôle essentiel dans le processus thermodynamique de la machine. Son objectif est d'aspirer l'air ambiant, de le comprimer à une pression élevée et de l'envoyer dans la chambre de combustion pour être mis en feu.

L'air est retenu dans l'espace entre le rotor et le stator dans le compresseur, où il est comprimé à différents niveaux grâce à une série d'alternances des aubes rotatives (rotor) et stationnaires (stator) avec un profil aérodynamique. Cette image explicative représente le rotor d'un compresseur figure I.8

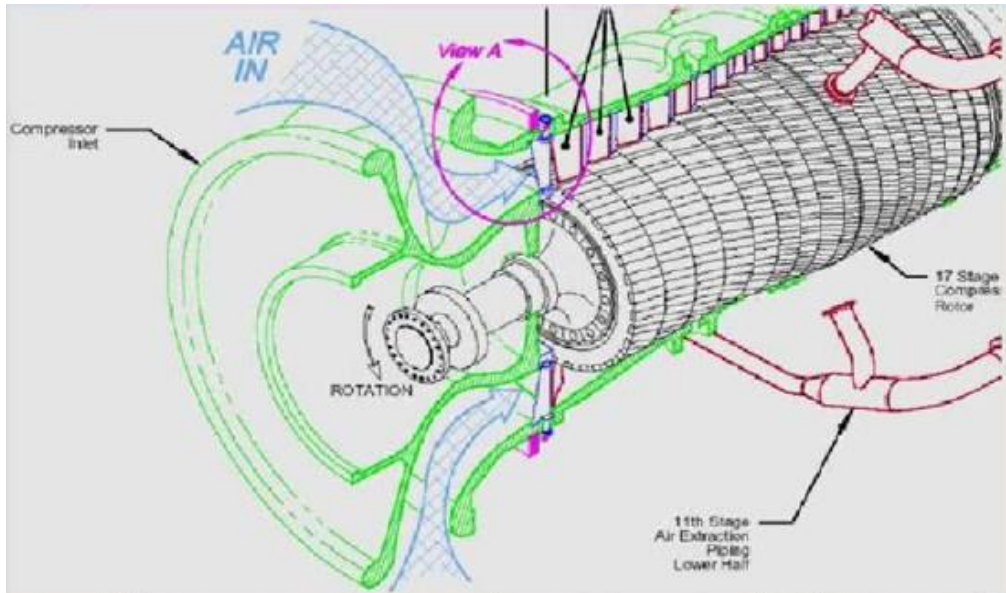


Figure I. 7: Schéma de la section compresseur [7]

I.7.4.1 Rotor :

Le compresseur de turbine à gaz est constitué d'un ensemble de roues, de deux faux arbres chacun équipés de roues intégrales, d'une bague de vitesse, de tirants et d'aubes.

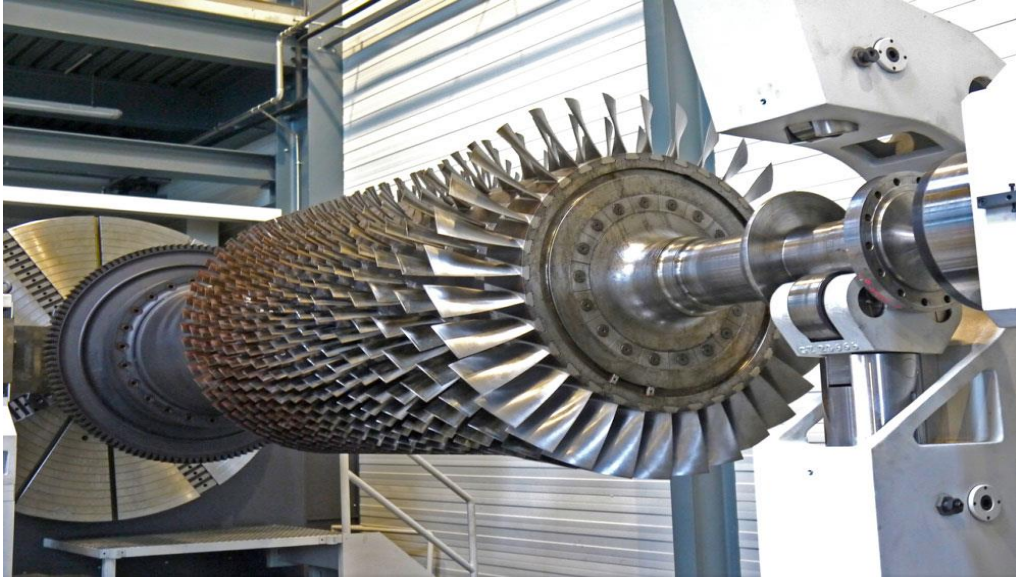


Figure I. 8: Rotor du compresseur d'une turbine à gaz[4]

I.7.4.2 Stator :

Les trois sections principales de la section du compresseur comprennent la zone du stator "carter". Comme la montre la figure I.9 ci-dessous

Le carter d'entrée

Le réservoir du compresseur.

Le réservoir d'évacuation du compresseur

Ces parties, avec la coque de la turbine, forment le corps principal de la turbine à gaz. Au niveau des paliers, elles sont utilisées comme support pour le rotor et forment la paroi externe de l'espace annulaire pour permettre le passage du gaz. Chacun de ces carters est séparé horizontalement afin de simplifier l'entretien.



Figure I. 9: Stator du compresseur d'une turbine à gaz [7]

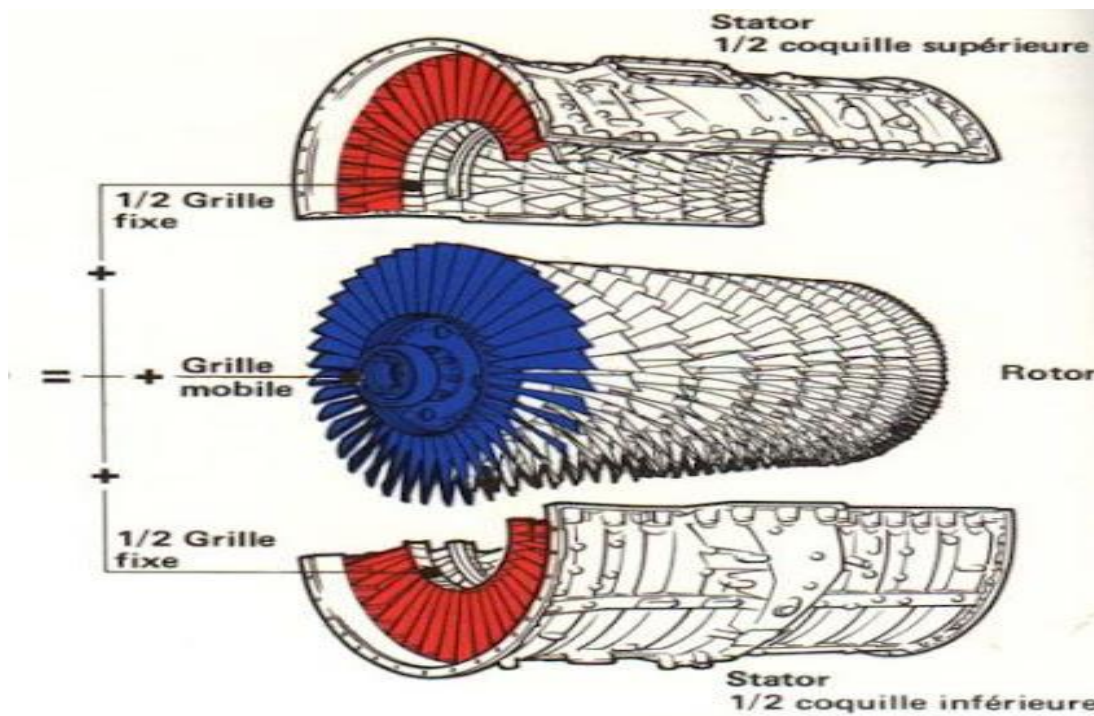


Figure I. 10: Photo explicative des composants du compresseur rotor et stator[5]

Les caractéristiques principales du compresseur de la MS9001E sont les suivantes :

Type	Compresseur a 15 niveaux axial
Le flux d'air	550 kg/s (1213 lb/s)
La pression	23 :1
Rendement	Environ 88%
Température d'entrée a la turbine	1371°C (2500°F).

Tableau I. 2: caractéristiques du compresseur

I.7.5 Caractéristiques section de chambre à combustion :

La chambre de combustion (Figure I .11) de la turbine à gaz MS9001E joue un rôle essentiel dans le fonctionnement thermodynamique de la machine. Il est principalement utilisé pour mélanger le combustible (gaz naturel ou kérosène) avec l'air comprimé issu du compresseur et les enflammer afin de générer des gaz chauds à haute pression qui alimentent la turbine.

Les caractéristiques principales de la chambre de combustion de la MS9001E sont les suivantes :

Type	Chambre de combustion à flux continu annulaire
Température de combustion	1899°C (3500°F)
Rendement	98%
CO émissions	Inférieur à 10 ppm
Emissions de NO_x	25ppm

Tableau I. 3: Caractéristiques de la chambre a combustion

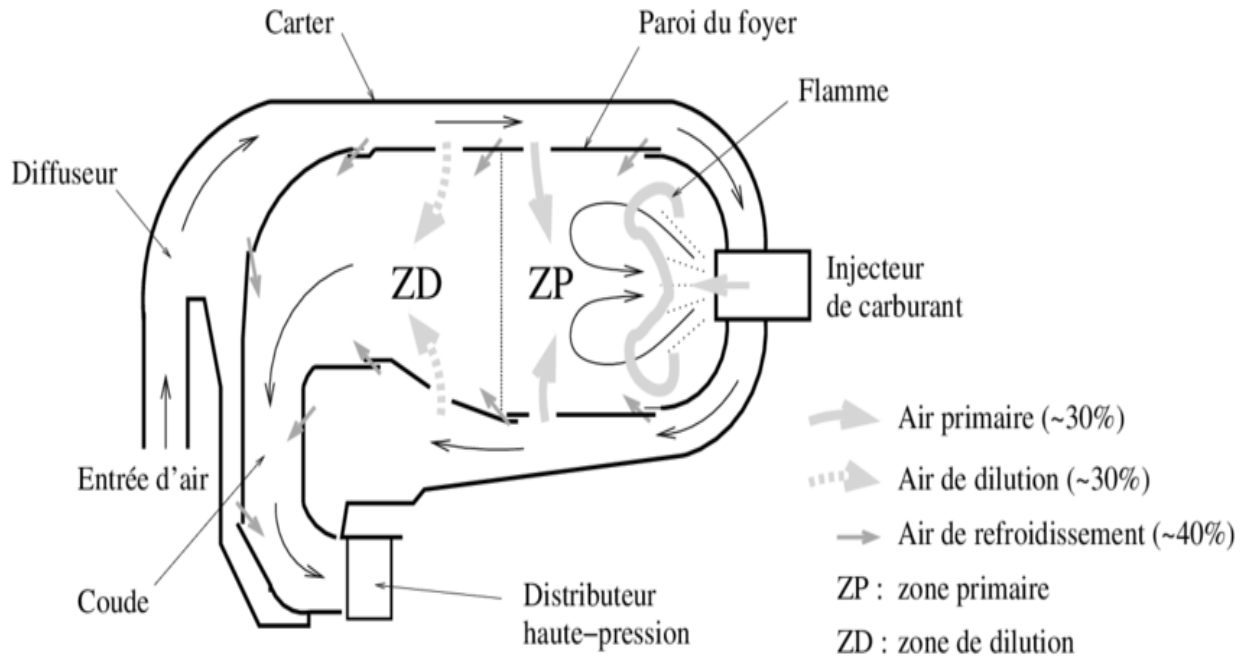


Figure I. 11 Schéma explicatif représente le fonctionnement de la chambre a combustion[8]

I.7.6 Caractéristiques section turbine :

La partie turbine de la turbine à gaz MS9001E joue un rôle crucial en transformant l'énergie thermique des gaz chauds recueillis dans la chambre de combustion en énergie mécanique grâce à la rotation de l'arbre. Les caractéristiques principales de la section turbine de la MS9001E sont les suivantes avec une figure (I.12) expliquant les composants d'une turbine :

Type	Turbine à un étage unique
Diamètre d'entrée	Un diamètre de 1.83 mètre (72 pouces)
Rotativité	13 900 tr/min
Power	34 à 57 MW (en fonction de la configuration)
Résultats	Environ 88%

Tableau I. 4: Caractéristiques de la turbine

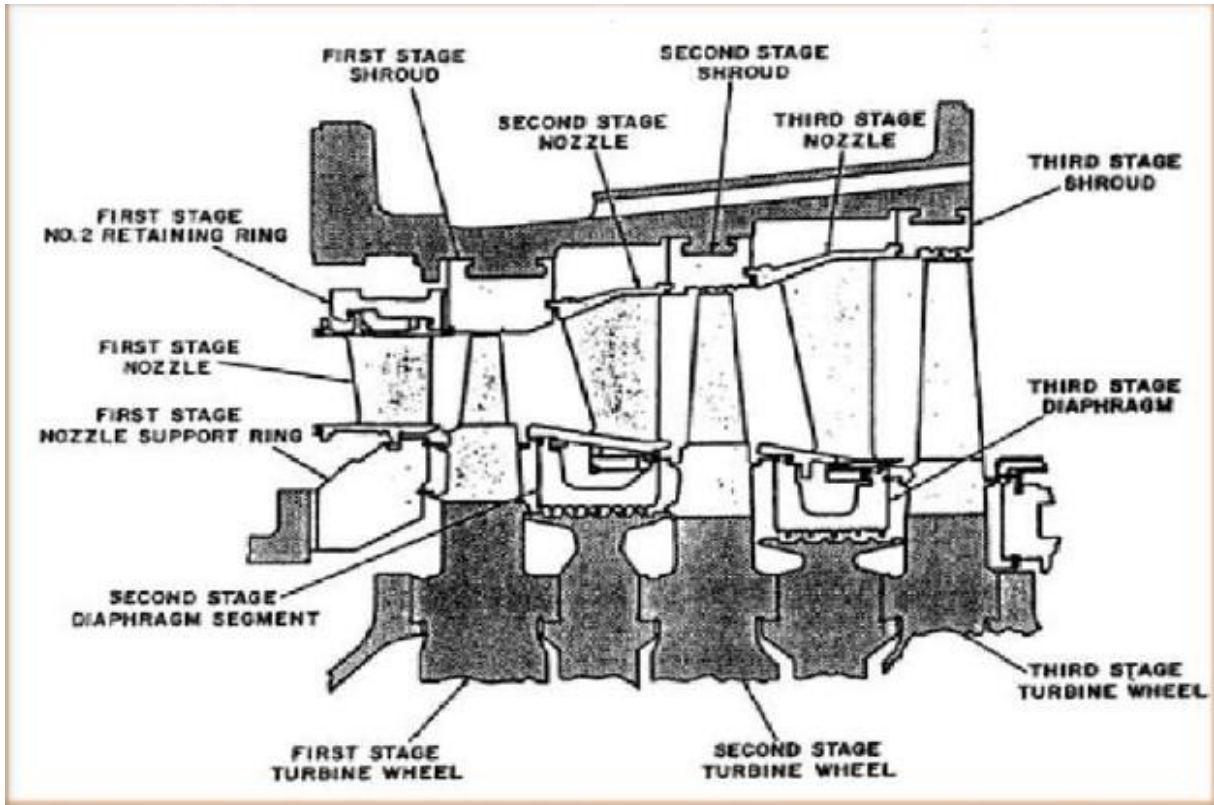


Figure I. 12: Coupe longitudinale de la section turbine [2].

Les composants principaux d'une turbine sont :

Les aubes de turbine : les aubes rotatives qui transmettent l'énergie du gaz chaud,

L'arbre de turbine : l'arbre qui relie les aubes de turbine au compresseur et au générateur, le boîtier qui entoure les aubes et l'arbre de la turbine, les gaz chauds de la chambre de combustion traversent les aubes de la turbine, les faisant tourner, l'énergie de rotation de la turbine est transmise au compresseur pour comprimer l'air entrant et au générateur pour produire de l'électricité.

I.8 Analyse des performances de la turbine à gaz MS9001E :

Pour évaluer les performances de la turbine à gaz MS9001E, il est nécessaire d'évaluer ses paramètres essentiels tels que la puissance, le rendement, la consommation de combustible, les émissions, la fiabilité et la disponibilité.

Différents éléments tels que le type de carburant, les conditions de fonctionnement, la charge de la turbine, l'état de maintenance et la conception de la turbine sont impactés sur ces Paramètres.

L'étude des performances permet de repérer les secteurs à améliorer et de mettre en place des stratégies visant à optimiser le fonctionnement de la turbine, telles que l'utilisation de combustibles

plus respectueux de l'environnement, l'amélioration des conditions de fonctionnement, l'amélioration de la maintenance et la mise à jour de la conception.

Le but est de garantir un bon fonctionnement de la turbine MS9001E afin de maximiser sa production d'énergie, sa rentabilité et réduire son impact sur l'environnement.

I.9 Comparaison des performances de la turbine à gaz MS9001E avec d'autres turbines à gaz :

La turbine à gaz MS9001E se démarque grâce à ses performances exceptionnelles par rapport à ses rivales. Elle est classée parmi les turbines à gaz les plus puissantes de sa catégorie en raison de sa puissance de sortie, pouvant atteindre 440 MW.

Sur le plan de la performance, la MS9001E présente une efficacité de conversion d'énergie d'environ 38 à 43%, ce qui la place dans la moyenne des turbines à gaz actuelles.

Elle est compétitive par rapport aux turbines similaires en termes de consommation de combustible, même si elle varie en fonction des conditions de fonctionnement.

La MS9001E respecte les normes environnementales en vigueur en ce qui concerne les émissions polluantes, en utilisant des technologies de combustion avancées qui diminuent les émissions de NOx et de particules.

La MS9001E présente également des avantages importants en termes de fiabilité et de disponibilité, avec des durées de vie moyennes de plus de 30 000 heures entre les révisions majeures et des taux de disponibilité supérieurs à 95%. Néanmoins, il convient de souligner que les performances d'une turbine à gaz varient en fonction de divers facteurs propres à chaque application, tels que le type de combustible employé, les conditions de fonctionnement et les limites de puissance et d'émissions.

Ainsi, afin de comparer de manière précise les performances de la MS9001E avec d'autres turbines à gaz, il est essentiel d'analyser en détail ces facteurs spécifiques à chaque situation d'utilisation.

La turbine à gaz MS9001E a pour objectif d'améliorer son efficacité, sa puissance, sa fiabilité et sa durabilité tout en diminuant son impact sur l'environnement [2].

I.9.1 Amélioration de la combustion :

- Réaliser une injection et un mélange plus efficaces du combustible afin d'obtenir une combustion plus complète et plus propre.

- Opter pour des méthodes de combustion à faible émission afin de diminuer les émissions de NOx et de particules.
- Implanter des dispositifs de contrôle de la combustion sophistiqués afin de mieux s'adapter aux fluctuations de charge et de conditions de fonctionnement.

I.9.2 Prévention de la maintenance :

- Instaurer un programme de maintenance rigoureux afin d'éviter les pannes et d'améliorer la durée de vie de la turbine.
- Maintenir une surveillance constante des paramètres de fonctionnement de la turbine afin de repérer les anomalies et prendre des mesures correctives dès que possible.
- Se servir de méthodes d'analyse prédictive afin de prévoir les éventuelles pannes et de planifier les interventions de maintenance.

I.9.3 Améliorations technologiques :

- Incorporer des matériaux de pointe afin d'améliorer la résistance à la corrosion et aux températures élevées.
- Améliorer les systèmes de contrôle et de gestion afin d'optimiser davantage les performances.
- Il est recommandé d'adopter des méthodes de lubrification et de refroidissement plus performantes afin de diminuer les frottements et les pertes énergétiques.

I.9.4 Amélioration de la production d'énergie :

- Ajuster la rotation de la turbine en fonction des exigences du réseau électrique afin d'optimiser l'efficacité globale du système.
- Incorporer des dispositifs de stockage d'énergie afin de compenser les fluctuations de la demande et d'améliorer la souplesse du système.
- Essayer de combiner des sources d'énergie renouvelables avec des solutions hybrides afin de diminuer l'impact environnemental du système.

I.9.5 Amélioration de la dynamique du cycle :

- Améliorer la conversion d'énergie en augmentant le rapport de pression de la turbine.
- Améliorer la structure des aubes et des chambres de combustion afin d'améliorer la circulation des gaz et le transfert de chaleur.
- Minimiser les pertes de chaleur en isolant et en utilisant des matériaux de pointe.

En appliquant ces méthodes d'amélioration, les utilisateurs ont la possibilité d'améliorer considérablement les performances de la turbine à gaz MS9001E, tout en diminuant ses dépenses d'exploitation et son impact sur l'environnement.

I.10 Conclusion :

L'analyse de la turbine à gaz a révélé son importance capitale dans la génération d'énergie et dans de multiples domaines industriels. Le fonctionnement en circuit fermé du cycle thermodynamique de Baryton est mis en évidence, avec un rendement qui dépend du rapport de pression et de la température de combustion.

Grâce à cette étude, nous avons pu examiner les performances spécifiques de la turbine à gaz MS9001E. La machine est performante grâce à sa puissance de sortie élevée, son rendement énergétique adéquat, ses émissions contrôlées, sa fiabilité et sa disponibilité.

Cependant, l'amélioration des performances de la turbine à gaz demeure un défi crucial. Les approches proposées, comme l'optimisation de la combustion, du cycle thermodynamique, la maintenance préventive et les avancées technologiques, ont pour objectif d'améliorer son efficacité, sa puissance et sa durabilité tout en réduisant son impact sur l'environnement.

En résumé, l'analyse de la turbine à gaz est un domaine en constante exploration et innovation. Grâce aux progrès technologiques, il sera possible de concevoir des turbines à gaz encore plus performantes, plus respectueuses de l'environnement, permettant ainsi de favoriser un avenir énergétique durable.

CHAPITRE II

**CALCULE THERMIQUE DE LA TAG
MS9001E**

II.1 Introduction :

L'objectif des calculs énergétiques est de mesurer les performances des turbines (MS9001E) dans les conditions d'exploitation en utilisant les paramètres du site, ainsi que de vérifier leur capacité énergétique dans ces conditions de fonctionnement, en plus de déterminer éventuellement l'impact de la température ambiante sur leurs performances.

II.2 Cycle thermodynamique des turbines à gaz :

Le cycle thermodynamique des turbines à gaz, également appelé cycle de Baryton

II.2.1 Cycle de baryton :

Le cycle de Baryton, aussi connu sous le nom de cycle de Joule, est un cycle thermodynamique qui définit le fonctionnement des moteurs à combustion interne à allumage externe, tels que les turbines à gaz. Il est composé de quatre étapes principales, réalisées de façon adiabatique (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et isentropique (sans augmentation d'entropie) [4].

II.2.2 Représentation du cycle :

On peut illustrer le cycle de Baryton à l'aide d'un diagramme de température-entropie (T-s) ou de pression-volume (P-V) (Figure II. 1). En raison des pertes d'énergie causées par les frottements et les transferts thermiques parasites, le cycle réel diffère du cycle idéal. Le schéma P-V présente une pression croissante pendant la compression et une pression réduite pendant la détente, tandis que le schéma T-s présente une température croissante pendant la combustion et une température réduite pendant la détente[15].

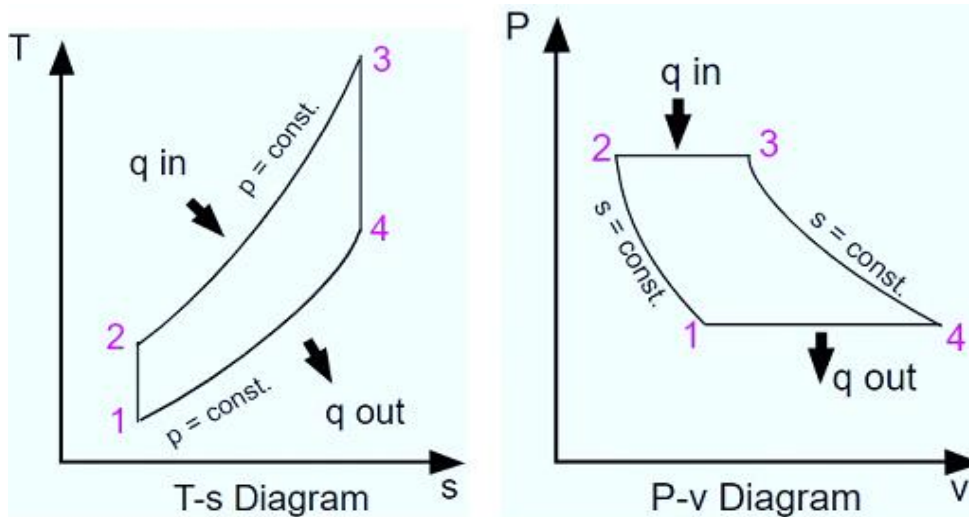


Figure II. 2: Digrammes représente le cycle baryton[7]

II.2.3 Représentation du cycle de Baryton idéal :

En général, on représente le cycle de Baryton idéal à l'aide d'un diagramme de température-entropie (T-s) ou de pression-volume (P-V) représentée sur la Figure II.2. Grâce à ces diagrammes, il est possible d'observer les variations d'état thermodynamique des fluides qui traversent le système[16].

- **Dans le schéma :**

-La compression isentropique adiabatique (1-2) se présente sous la forme d'une ligne droite déplacée vers le haut.

-L'utilisation de chaleur à pression constante (combustion) (2-3) se manifeste par une hausse de température avec une entropie constante (ligne horizontale).

-La détente isentropique adiabatique (3-4) se présente sous la forme d'une ligne droite inclinée vers le bas.

-La ligne horizontale représente le rejet de chaleur à pression ambiante (échappement)

- **Dans le schéma P-V**

-La compression isentropique (1-2) apparaît comme une courbe croissante concave vers le haut.

-L'apport de chaleur à pression constante (combustion) (2-3) se traduit par une augmentation de pression à volume constant (ligne verticale) [4].

-La détente isentropique (3-4) apparaît comme une courbe décroissante concave vers le haut.

-Le rejet de chaleur à pression ambiante (échappement) (4-1) est représenté par une courbe décroissante.

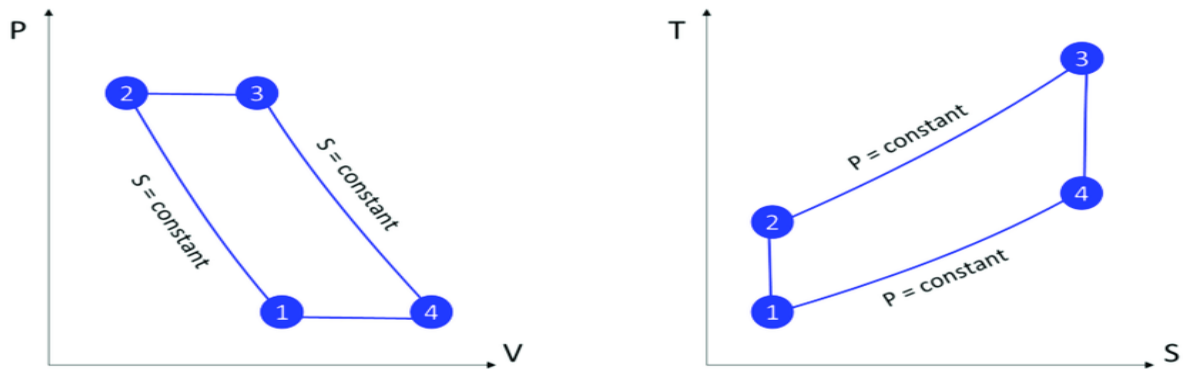


Figure II. 3: Cycle de baryton idéal[8]

II.2.4 Cycle baryton réel :

Le cycle de Baryton réel est une représentation plus précise du fonctionnement d'une turbine à gaz par rapport au cycle de Baryton idéal. Il tient compte des pertes d'énergie inévitables qui se produisent dans une machine réelle [14].

- **Principales différences et pertes**

La compression (1-2') n'est pas isentropique dans le cycle réel en raison des frottements internes du compresseur. La température de l'air sortant du compresseur (état 2') est donc plus élevée que l'état idéal (état 2). Cette hausse de température entraîne une diminution de l'efficacité.

La période de détente (3-4') n'est pas aussi parfaitement isentropique en raison des frottements internes de la turbine. Cela signifie que les gaz perdent moins d'énergie qu'en situation idéale (état 4'), ce qui réduit le travail produit par la turbine.

Pertes de chaleur : Des transferts de chaleur parasites se produisent entre le système et l'environnement. Le compresseur et la chambre de combustion peuvent perdre une petite quantité de chaleur vers l'extérieur, tandis que les gaz d'échappement peuvent gagner une petite quantité de chaleur à partir de l'environnement [17].

- **Représentation du cycle de Baryton réel :**

On peut également visualiser le cycle de Baryton réel à travers des diagrammes de température-entropie (T-s) ou de pression-volume (P-V) comme indiqué sur la Figure II.3

Des différences sont observées par rapport au cycle idéal :

• **Le diagramme T-s :**

- L'effet de compression adiabatique (1-2') se présente sous la forme d'une courbe convexe croissante vers le haut, à la différence de la ligne droite du cycle optimal.

-La relaxation adiabatique (3-4') a une courbe similaire à celle de la compression, mais elle est décroissante.

• **Le diagramme P-V :**

-Présente une forme générale similaire au cycle idéal, mais les courbes de compression et de détente s'écartent légèrement vers le haut (compression) et vers le bas (détente) en raison des pertes d'énergie.

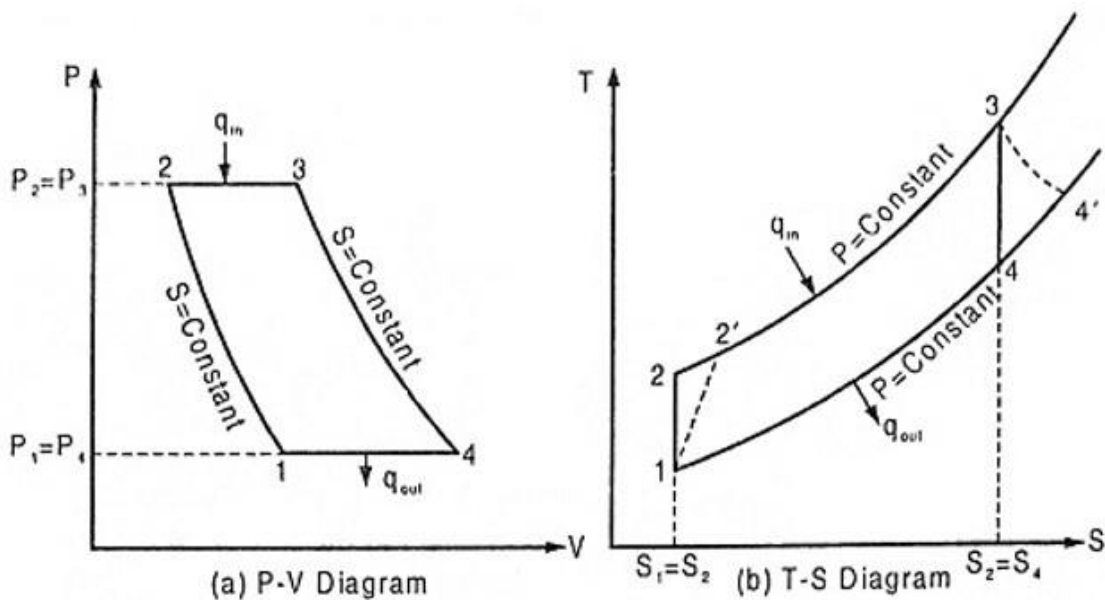


Figure II. 4: Diagrammes PV et TS du cycle baryton réel. [10]

II.2.4.1 Améliorations du rendement du cycle de Baryton réel :

Différentes méthodes sont disponibles pour atteindre le cycle de Baryton idéal et améliorer l'efficacité des turbines à gaz réelles :

D'abord, Optimiser les matériaux et les conceptions l'emploi de matériaux plus résistants aux températures élevées permet d'accroître la température d'entrée de la turbine (TET), ce qui se traduit par une amélioration du rendement. Ensuite en réduisant la température des aubes de turbine, il est possible d'augmenter la (TET) sans causer de dommages.

Puis, la récupération de chaleur des gaz d'échappement permet de préchauffer l'air entrant dans le compresseur, ce qui diminue la quantité de combustible nécessaire pour atteindre la même température de combustion.

Et enfin, L'amélioration de l'isolation thermique c'est-à-dire l'isolation thermique performante permet de réduire au minimum les pertes de chaleur vers l'environnement.

II.2.5 Comparaison entre le cycle de Baryton idéal et réel :

Étape	Cycle Idéal	Cycle Réel
Compression (1-2)	Isentropique (pas d'augmentation d'entropie)	Adiabatique (pas d'échange de chaleur)
Combustion (2-3)	Isobare (pression constante)	Isobare (pression constante)
Détente (3-4)	Isentropique (pas d'augmentation d'entropie)	Adiabatique (pas d'échange de chaleur)
Échappement (4-1)	Pas d'échange de chaleur	Pas d'échange de chaleur (idéalement)

Tableau II. 1: Comparaison entre cycle baryton idéal et réel

II.3 Informations sur la turbine à gaz MS9001E :

La turbine à gaz MS9001E, créée par General Electric, est un élément clé de l'ingénierie contemporaine. De manière astucieuse, cette machine thermodynamique transforme l'énergie calorifique en énergie mécanique rotative, ce qui lui confère une puissance exceptionnelle et une efficacité remarquable. Et cette efficacité peut être significativement améliorée lorsqu'elle est intégrée dans un cycle combiné.

La MS9001E représente la compétence et l'innovation dans le domaine des turbines à gaz. Son efficacité, sa souplesse et son engagement envers l'environnement en font une option éclairée pour une production d'énergie fiable et durable [8].

II.4 Étapes du calcul :

- **Etablissement des paramètres de l'environnement :**

Température ambiante, pression atmosphérique, humidité relative.

- **Détermination des caractéristiques de la turbine :**

Débit d'air massique, température d'entrée et de sortie de la turbine, rapport de pression, puissance produite.

- **Evaluation du bilan énergétique :**

- Énergie calorifique fournie par le combustible
- Énergie calorifique transformée en énergie mécanique
- Énergie calorifique perdue dans les gaz d'échappement

- **Evaluation des besoins en refroidissement (pour l'amélioration) :**

- Calcul de la quantité de chaleur à évacuer du système
- Configuration du système de refroidissement (échangeur de chaleur, ventilateur, etc.)

- **Evaluation des performances :**

Évaluation de l'efficacité énergétique de l'installation o Analyse des émissions polluantes.

II.5 Caractéristiques techniques de la turbine à gaz MS9001E (fournies par le fabricant)

Ce tableau représente les caractéristiques de la turbine a gaz MS9001E qui sont donner par le constructeur

Quantité de compression	$\tau=12.8$
L'écart de hauteur	$Z= 0 \text{ m}$
Débit de carburant	$m_c = 8,6 \text{ Kg/s}$
Courant d'air utilisé pour la combustion	$\dot{m}_{ac} = 400\text{Kg/s}$

La performance de compression isentropique	$\eta_c = 0,88$
Pertes d'énergie dans la chambre de combustion	$\Delta P_{cc} = 0,11 \text{ bar}$
La performance de la chambre de combustion	$\eta_{cc} = 0,97$
La performance isentropique de la turbine	$\eta_{is,t} = 0,92$
Vitesse de rotation	$N = 3000 \text{ tr/min}$
Puissance pratique	$P_u = 123 \text{ MW}$
Rendement de l'installation	$\eta_g = 0,38$
Température de sortie de compresseur	$T_2 = 340 \text{ °C}$

Tableau II. 2: Caractéristiques de la turbine a gaz MS9001E [7]

Au départ, nous avons réalisé un calcul thermodynamique pour chaque élément de transformation de la turbine à gaz, ce qui nous a donné la possibilité d'évaluer les performances de la turbine en prenant en compte la pression, la température, la masse volumique et le rendement thermique. Les calculs thermodynamiques ont été effectués à l'aide de la turbine MS9001E [18].

II.6 Calcul des paramètres à partir des informations du constructeur (à une température de 20 °C) :

II.6.1 Calculs les paramètres du compresseur :

On considère que la température du compresseur correspond à la température ambiante $T_1 = 293.15 \text{ K}$.

La pression d'admission du compresseur correspond à la pression de l'air dans la zone où la turbine est installée $P_1=1.013 \text{ bar}$.

La relation qui donne la pression P_2 à la sortie du compresseur est la suivante :

$$P_2 = P_1 \cdot \tau \quad (\text{II.1})$$

$$P_2 = 1.013 * 12.8 = 12.96 \text{ bar}$$

$P_2 = 12.96 \text{ bar}$

Tels que :

- P_1 : pression d'entrée du compresseur

- P_2 : Il s'agit de la pression à la sortie du compresseur efficacité de compression
On obtient la température T_2 à la fin de la compression isentropique en utilisant la relation :

$$T_{2is} = T_1 * \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \quad (\text{II.2})$$

Détermination de chaleur spécifique de l'air :

Les paramètres d'état (T-P) influencent les chaleurs massiques des gaz réels. L'impact de la pression, lorsqu'elle est inférieure à 20 bars sur la chaleur massique C_p de l'air est négligé dans les calculs pratiques ce qui donne Pour $T < 1300 \text{ K}$ [13].

Il est connu que
$$\gamma = \frac{c_p}{c_{pR}} \quad (\text{II.3})$$

Avec $R=0,287 \text{ Kj/Kg.K}$

Le calcul de γ nécessite d'abord le calcul du C_p en (j. $\text{kg}^{-1}.\text{k}^{-1}$).

La relation suivante permet de calculer le C_p en fonction de la température à T_1 et T_{2is} :

Voici le tableau qui donne valeurs des coefficients pour l'air sec à pression atmosphérique [9] :

$$C_p = a + bT^1 + cT^2 + dT^3$$

T en K, Cp en (KJ\kmol. K)

Substance	Formule	A J/(kg*K)	B J/(kg*K)	C J/(kg*K)	D J/(kg*K)	Plage de température, k	Erreur MAX	Erreur MIN
Air	\	28,11	0,1967* 10 ⁻²	0,4802* 10 ⁻⁵	-1,966* 10 ⁻⁹	273 – 1800 K	0,72	0,33

$$C_p = a + bT^1 + cT^2 + dT^3 \quad \text{(II.4)}$$

Ensuite on calcule le C_{pT_1} avec la relation suivante :

$$C_{pT_1} = 28,11 + (0,1967 * 10^{-2} * 293,15) + (0,4802 * 10^{-5} * 293,15^2) + (-1,966 * 10^{-9} * 293,15^3)$$

$$C_{pT_1} = 29.05 \text{ KJ\kmol. k}$$

Nous calculons γ et nous recalculons T_{2is} :

Et $\gamma = \frac{C_p}{C_p - R}$ donc le γ Egale a :

$$\gamma = \frac{29,05}{29,05 - 8,31} = 1,4$$

En utilise la relation (II.2)

$$T_{2is} = 293,15 * \left(\frac{12,96}{1,013}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 606,15K$$

$$T_{2is} = 606,15 K$$

Calcule la chaleur massique $C_{p T_{2is}}$:

$$C_{p T_{2is}} = 28,11 + (0,1967 * 10^{-2} * 606,15) + (0,4802 * 10^{-5} * 606,15) + (-1,966 * 10^{-9} * 606,15)$$

$$C_{p T_{2is}} = 29,31 \text{ KJ/kmol.k}$$

Calcule la température T_2 :

On peut calculer la température réelle à la sortie du compresseur T_2 en utilisant la relation suivante

$$\eta_c = \frac{W_{is}}{W_r} \quad (\text{II.5})$$

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{II.6})$$

D'où :

$$T_2 = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_c} + T_1 \text{ Donc } T_2 = \frac{606,15 - 293,15}{0,88} + 293,15 = 648,83 K$$

$$T_2 = 648,83 K$$

La figure II.4 indique les travail (idéal et réel) de compresseur

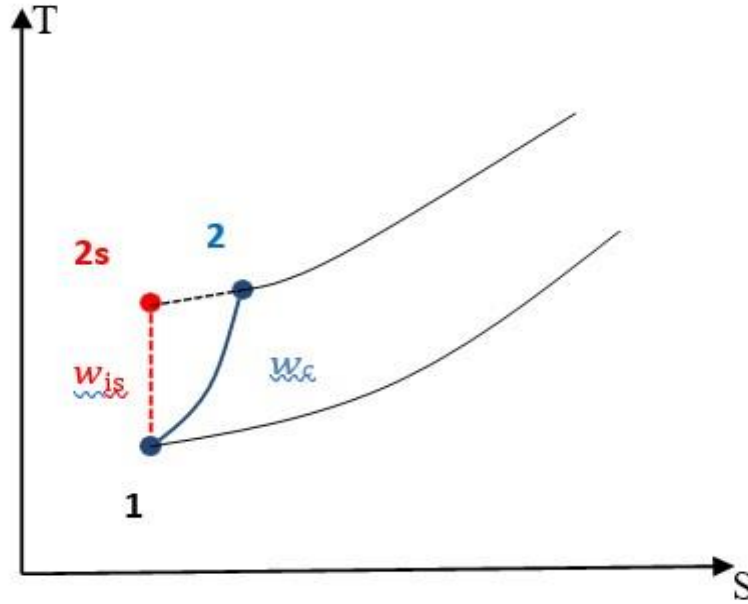


Figure II. 5: Diagramme représente le travail isentropique et réel du compresseur [8]

Calcule la chaleur massique C_{p,T_2} :

Pour calculer la chaleur massique C_{p,T_2} on utilise cette équation (II.3) à la température

$$T_2 = 648,83K$$

$$C_{pT_2} = 28,11 + (0,1967 * 10^{-2} * 648,83) + (0,4802 * 10^{-5} * 648,83^2) + (-1,966 * 10^{-9} * 648,83^3)$$

Après le calcul on trouve que la chaleur massique C_{p,T_2} égal a :

$$C_{pT_2} = 30,87 \text{ KJ}\backslash\text{kmol. k}$$

$$C_{pT_2} = 1,064 \text{ KJ}\backslash\text{Kg. K}$$

Calcule la chaleur massique moyenne $C_{pm(T_2,T_1)}$:

Le calcul de la chaleur massique il faut utilise l'équation suivante :

$$C_{p,m} = \frac{C_{pT_2}(T_2 - T_{ref}) - C_{p,T_2}(T_1 - T_{ref})}{T_2 - T_1} \tag{II.7}$$

$-T_{ref}$: C'est la température de référence qui a la page entra (0 a 273.15K)

$$C_{p(T_1, T_2)} = \frac{C_p(T_2 - 273,15) - C_p(T_1 - 273,15)}{T_2 - T_1}$$

Après l'application numérique :

$$C_{Pm} = \frac{1,064(648,83 - 273,15) - 1,0017(293,15 - 273,15)}{648,83 - 293,15} = 1,0675$$

$$C_{Pm} = 1,0675 \text{ Kj/Kg.K}$$

Évaluation de la performance du compresseur :

On a la relation (II.4) $\eta_c = \frac{W_{cis}}{W_{cr}}$

$$W_{is,c} = C_{pm}(T_{2is} - T_1) \quad (\text{II.8})$$

$$\text{Et } W_{c,r} = C_{p,m}(T_2 - T_1) \quad (\text{II.9})$$

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{II.10})$$

$$\text{et } W_{Cr} = \frac{1}{\eta_c} C_{Pm}(T_{2is} - T_1) \quad (\text{II.11})$$

Application numérique :

$$W_{Cr} = \frac{1}{0,88} * 1,0675(606,15 - 293,15) = 379,69 \text{Kj/Kg}$$

$$W_{Cr} = 379,69 \text{Kj/Kg}$$

La puissance du compresseur :

La puissance d'un compresseur peut être calculée à l'aide d'approches théoriques basées sur des modèles thermodynamiques ou par des mesures expérimentales. Le débit massique d'air, le rapport de pression, l'efficacité du compresseur et les conditions de fonctionnement influencent tous la puissance requise. Une bonne compréhension de la puissance du compresseur est essentielle pour sélectionner et dimensionner correctement un système pneumatique.

On a:

$$P_c = \dot{m}_a * W_c \quad (\text{II.12})$$

$$P_c = 400 * 379,69$$

$P_c = 151876 \text{KW}$
--

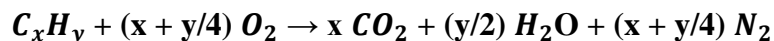
I.6.2 Calculs les paramètres de la chambre de combustion :

Les gaz de combustion sont la composition des différents gaz présents dans les produits de combustion, comme le CO₂, le H₂O, le N₂, l'O₂ et d'autres gaz résiduels. La compréhension de la thermodynamique de la combustion et des émissions polluantes est essentielle.

La réaction chimique simplifiée entre le carburant et l'air dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz est appelée équation de combustion. La libération de chaleur lors de cette réaction exothermique est utilisée pour générer de la puissance mécanique.

La formule générale de combustion :

L'équation de combustion générale d'un hydrocarbure générique (C_xH_y) présentant de l'air (principalement composé d'oxygène O₂ et d'azote N₂) peut être rédigée de la manière suivante



Avec :

- **C_xH_y** : Représente le carburant, un hydrocarbure avec x atomes de carbone et y atomes d'hydrogène. Les hydrocarbures courants dans les turbines à gaz incluent le kérosène, le gaz naturel et le GTL
- **(x + y/4) O₂** : Représente l'air requis pour la combustion complète du carburant. Le coefficient stœchiométrique (x + y/4) indique le nombre de moles d'oxygène nécessaires pour réagir avec une mole de carburant.
- **x CO₂** : Représente le dioxyde de carbone, un produit gazeux de la combustion. Sa quantité dépend de la composition du carburant et du rapport air-carburant.
- **(y/2) H₂O** : Représente la vapeur d'eau, un autre produit gazeux de la combustion. Sa quantité dépend de la composition du carburant et du rapport air-carburant.
- **(x + y/4) N₂** : Représente l'azote, un gaz inerte provenant de l'air et ne participant pas à la réaction de combustion. Sa quantité reste constante dans les produits de combustion.

Pression de fin de combustion P_3 :

On a la loi pour calculer la pression P_3 :

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{cc} \tag{II.13}$$

$$P_3 = 12,96 - 0,11 = 12,85 \text{ bars}$$

$$P_3 = 12,85 \text{ bar}$$

L'interaction qui se produit dans la chambre a combustion a une transformation isobare

$$P_2 \approx P_3$$

La température fine de combustion T_3 :

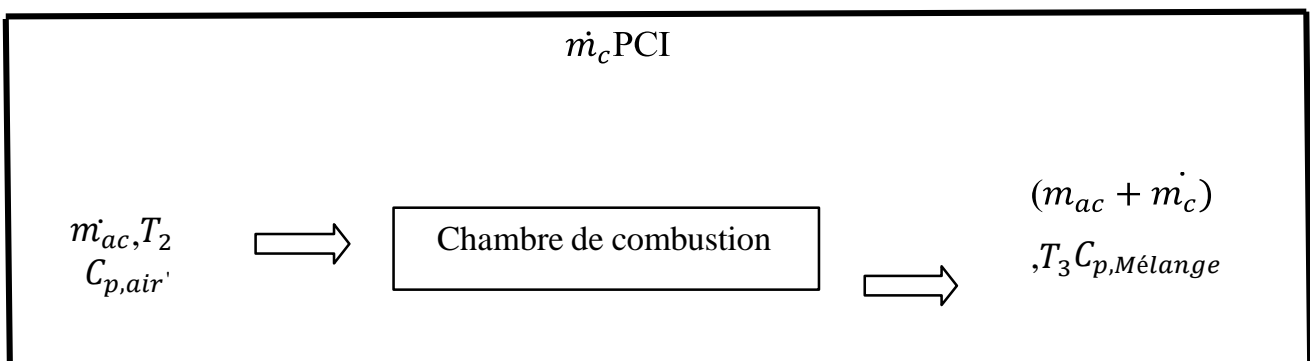
Plusieurs éléments peuvent influencer la température à la sortie de la turbine T3 (K) d'une turbine à gaz MS9001E, tels que la charge de la turbine, la température ambiante, le type de combustible utilisé et les conditions de fonctionnement particulières.

La température de fin de combustion de notre turbine (MS 9001e) est supérieure à 1100 K et inférieure à 1400 K. Par conséquent, nous utilisons la température moyenne, T3 étant de 1250 K. puis on va calculer le C_{pT3} ensuite, on va recalculer la température réelle T_3

Donc :

$$T_3 = 1250 \text{ K}$$

D'après le bilan thermique de la chambre a combustion de la turbine à gaz MS9001E :



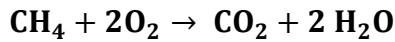
On a:

$$\dot{m}_{ac} \cdot C_{p(T_2, T_1)} \cdot (T_2 - T_1) + \eta_{cc} \cdot \dot{m}_c \cdot PCI = (\dot{m}_{ac} + \dot{m}_c) \cdot C_{p(g)} \cdot (T_3 - T_2) \quad (II.14)$$

D'après ce bilan thermique on trouve que :

$$T_3 = T_2 + \frac{\dot{m}_{ac} + C_{p(T_2, T_1)} * (T_2 + T_1) + (\eta_{cc} \cdot \dot{m}_c \cdot PCI)}{(\dot{m}_{ac} + \dot{m}_c) \cdot C_{p, M\acute{e}lange}}$$

La réaction chimique de méthane est la suivante



Calculer le Cp $C_{p, M\acute{e}lange}$:

Pour calculer le $C_{p, M\acute{e}lange}$ on prend le gaz combustible Méthane[14].

CH₄ qui est en reaction avec le O₂

Supposons que le méthane a un comportement gazeux idéal à 1250 K, On prend C_p méthane

$C_{pT_3} = 2.204 \text{Kj} / \text{Kg. K}$

On va calculer le $C_{p(O_2)}$ a T_2

Avec équation précédent (II.3)

$$Cp(T) = a + bT + c.T^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5$$

$$C_{pO_2} = 25,48 + (1,520 * 10^{-2} * 648,83) + (-0,7155 * 10^{-5} * 648,83^2) + (1,312 * 10^{-9} * 648,83^3)$$

$$C_{pO_2} = 32,68 = 1,0215 \text{KJ} / \text{Kg. K}$$

$$C_{p, M\acute{e}lange} = \sum y_i \cdot C_{pi} \quad (II.15)$$

Les gaz	Méthane (CH ₄)	Oxygène (O ₂)
<i>fraction molaire (y_i)</i>	0,854	0,146

Tableau II.3 : Fraction molaire de mélange gazeux

$$C_{p,Mélange} = y_{CH_4} \cdot C_{pCH_4} + y_{O_2} \cdot C_{p,O_2}$$

$$C_{p,Mélange} = (0,146 * 1,0215) + (2,204 * 0,854)$$

Après ces calculs on a trouvé que :

$$C_{p,Mélange} = 2,0313 \text{Kj/Kg}$$

Le PCI massique de carburant égale a :

$$PCI = 50000 \text{Kj/Kg}$$

Application numérique :

$$T_3 = 648,83 + \frac{(0,97 * 8,6 * 50000) + (400 * 1,0675) * (648,83 - 293,15)}{(400 + 8,6) * 2,0313}$$

$$T_3 = 1334,35 \text{K}$$

Calcule la chaleur massique $C_{pm(T_3,T_2)}$:

On va calculer le $C_{p,m}$ avec cette relation parce que c'est un mélange air-gaz

$$C_{Pm} = \frac{(C_{p,Mélange} + C_{pT_2})}{2} \quad (\text{II.16})$$

$$C_{pm(T_3,T_2)} = 1,5476 \text{Kj/Kg. K}$$

Calcule la quantité de chaleur Q_{in} :

La quantité de chaleur est un concept fondamental en thermodynamique qui quantifie la quantité d'énergie thermique transférée entre des systèmes en raison de différences de température. Elle a de larges applications dans divers domaines scientifiques et d'ingénierie.

La formule suivante permet de calculer la quantité de chaleur produite dans la chambre de combustion Q_{in} :

$$Q_{in} = \int_{T_2}^{T_3} C_{Pm} dt \quad (\text{II.17})$$

Donc :

$$C_{pm(T_3,T_2)} = 1,5476 \text{kJ/(kg. K)}$$

$$Q_{in}=1,5476(1334,35-648.83)$$

$$Q_{in}=1060,91\text{kJ/kg}$$

II.6.3 Calcul des paramètres au niveau de la turbine :

La relation suivante donne la température isentropique à la sortie de la turbine T_{4is} :

$$T_3 P_3^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_{4is} P_4^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{II.18})$$

L'interaction qui se produit dans la chambre a combustion a une transformation isobare

$$P_4 \approx P_1$$

$$P_4 = 1,013 \text{ bar}$$

D'abord on va calculer le nouveau γ avec la relation :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} \quad (\text{II.19})$$

$$\gamma = \frac{2,204}{2,204 - 0,5182} = 1,3$$

$$T_{4is} = T_3 * \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{II.20})$$

Application numérique :

$$T_{4is} = 1334,35 * \left(\frac{12,85}{1,013}\right)^{\frac{1-1,3}{1,3}} = 742,44\text{K}$$

$$T_{4is} = 742,44\text{K}$$

Puis, on va calculer la température réelle à la sortie de la turbine T_4 avec la relation suivante :

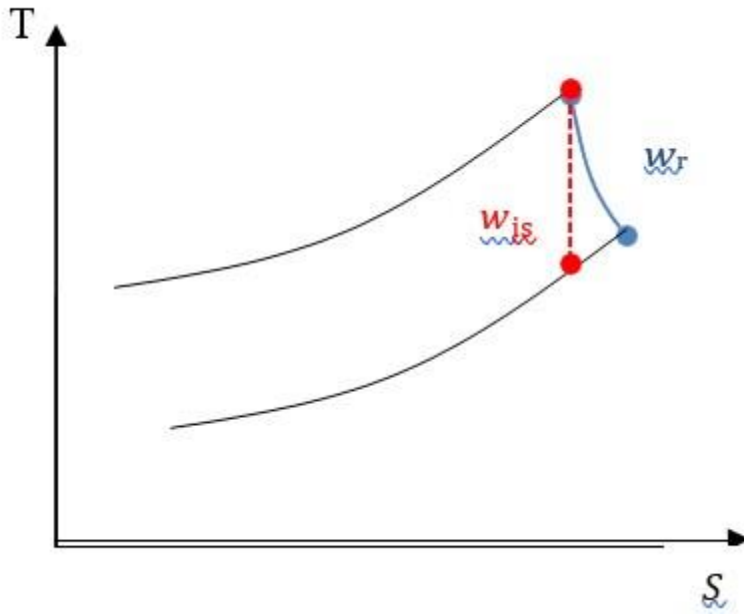


Figure II. 6: Diagramme représente le travail isentropique et réel de la turbine [8]

$$\eta_{is,T} = \frac{w_r}{w_{is}} \tag{II.21}$$

$$\eta_{is,T} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}} \leftrightarrow T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4is}) * \eta_{is,T} \tag{II.22}$$

$$T_4 = 1334,35 - (1334,35 - 742,44) * 0,92 = 789,79 \text{ K}$$

$$T_4 = 789,79 \text{ K}$$

Détermination du travail de la turbine :

Une turbine est une machine rotative qui transforme l'énergie cinétique d'un fluide en énergie mécanique par rotation d'un arbre. Il s'agit d'un liquide (comme l'eau) ou d'un gaz (vapeur, air, gaz de combustion). Les turbines sont couramment employées dans différentes industries, telles que la production d'électricité, la propulsion de navires et d'avions, ainsi que la compression de gaz.

- **Calcul de C_{pT4} :**

La détermination de la capacité spécifique de chaleur (C_p) d'une combinaison telle que CO_2 et H_2O nécessite de prendre en compte les valeurs de C_p de chaque composant et leurs molécules dans la combinaison.

- **Valeurs C_p individuelles :**

Il sera nécessaire de trouver les valeurs de Cp du CO₂ et du H₂O à la température souhaitée. On peut obtenir ces valeurs à partir de tableaux de référence ou de logiciel thermodynamique. À l'instar du méthane, le Cp de ces gaz n'est pas constant et varie avec la température

- **Particules moléculaires :**

Identifier les molécules de CO₂ et de H₂O dans le mélange. La fraction moléculaire correspond au rapport entre le nombre de molécules d'un élément spécifique et le nombre total de molécules dans la mixture.

- **Moyenne pondérée Cp :**

On peut calculer le Cp de la mélange (Cp mix) en utilisant un moyen pondéré des valeurs de Cp individuelles et de leurs correspondantes molécules fractions :

$$Cp_{mix} = x_{CO_2} * Cp_{CO_2} (T) + x_{H_2O} * Cp_{H_2O} (T)$$

En utilise la relation (II.3) pour calculer C_{PCO_2}

$$C_{PCO_2} = 22,26 + (5,981 * 10^{-2} * 789,79) + (-3,501 * 10^{-5} * 789,79^2) + (7,469 * 10^{-9} * 789,79^3)$$

$$C_{PCO_2} = 51,34 \text{ KJ} \backslash \text{kmol.k} = 1,1665 \text{ kj} / (\text{kg. K})$$

$$C_{PH_2O} = 32,24 + (0,1923 * 10^{-2} * 789,79) + (1,055 * 10^{-5} * 789,79^2) + (-3,595 * 10^{-9} * 789,79^3)$$

$$C_{PH_2O} = 38,57 \text{ KJ} \backslash \text{kmol.k} = 2,1409 \text{ j} / (\text{kg. K})$$

Après avoir recueilli les valeurs de Cp de CO₂ et H₂O à 753,51 K, il est possible de calculer le Cp de la mixture en utilisant l'équation de l'écartement moyen mentionnée précédemment.

Input informations :

Le pourcentage moléculaire de CO₂ (x_CO₂) est de 0,6.

Nombre de molécules d'H₂O (x_H₂O) = 0,4 Température (T) = 757,41 K

Les gaz	Dioxyde de carbone (CO_2)	Vapeur d'eau (H_2O)
Pourcentage moléculaire %	60%	40%

Tableau II. 3: Tableau de pourcentage moléculaire des gaz d'échappements

$$C_{p_mix} = x_{CO_2} * C_{p_CO_2}(T) + x_{H_2O} * C_{p_H_2O}(T) \quad (II.23)$$

$$C_{p_mix} = (0,6 * 1,1665) + (0,4 * 2,1409)$$

$$C_{p_mix} = 1,5562 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$C_{pT4} = 1,5562 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Calcul de $C_{pm(T4,T3T2)}$ avec l'équation (II.9)

$$C_{pm} = \frac{(C_{p,m(T1,T2)(T2,T3)} + C_{pT4})}{2}$$

$$C_{pm} = 1,4319 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Le travail de la turbine :

$$\eta_{isT} = \frac{W_{r,t}}{W_{is,t}} \quad (II.24)$$

$$W_{r,t} = \eta_{is,t} * W_{is,t} \quad (II.25)$$

D'où :

$$W_T = 1,4319 * 0,92 * (1334,35 - 742,44) = 779,75 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_T = 779,75 \text{ KJ/Kg}$$

II.6.4 Le rendement global :

$$\eta_g = \frac{W_u}{Q_{in}} \quad (II.26)$$

Le travail utile :

$$W_u = W_t - W_c \quad (II.27)$$

$$W_u = 779,75 - 379,69$$

$$\eta_g = \frac{431,72}{1060,91} = 0,377$$

$$\eta_g = 37,7\%$$

II.7 Pouvoir calorifique du combustible :

La puissance calorifique (PC) d'un combustible est une évaluation de l'énergie thermique qu'il peut dégager lors de sa combustion totale. Elle est exprimée soit en kilojoules par kilogramme (kJ/kg) soit en kilowattheures par kilogramme (kWh/kg) [9].

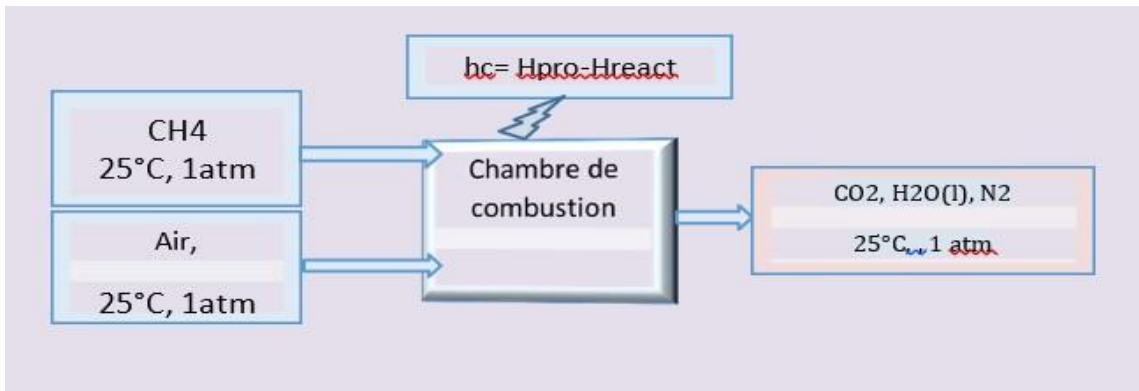


Figure II. 7 : Bilan chimique de la chambre a combustion[2]

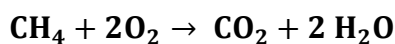
Pour déterminer le pouvoir calorifique de combustible [9]

$$PC = |h_c| \tag{II.28}$$

h_c : cest l'enthalpie de combustion (Kj/Kg)

$$\bar{h}_c = |H_{prod} - H_{react}| \tag{II.29}$$

L'équation stœchiométrique pour la réaction est :



$$\bar{h}_c = \sum (N_p \cdot h_p) - \sum (N_r \cdot h_r)$$

N : nombre stœchiométrique

h : L'enthalpie de formation (Kj/Kmol)

$$\bar{h}_c = (N h_f^\circ) CO_2 + (N h_f^\circ) H_2O - (N h_f^\circ) CH_4$$

Enthalpie de formation, fonction de Gibbs de formation de substances a 1atm et 25C°		
Substance	Formule	h_f° (Kj/Kmol)
Méthane	CH ₄ (g)	-74850
Dioxyde de carbon	CO ₂ (g)	-393520
Vapeur d'eau	H ₂ O(g)	-241820

Tableau II. 4: Les enthalpie de formation a condition standard [9]

Remarque : l'oxygène (O₂) et l'azote (N₂) sont des éléments stables. Par conséquent leur enthalpie de formation égal a zéro

$$\bar{h}_c = (-393520) + 2(-241820) - (-74850)$$

$$\bar{h}_c = -952010 \text{ KJ/Kmol}$$

$$|\bar{h}_c| = 952010 \text{ KJ/Kmol}$$

Pour que soit le pouvoir calorifique en unité de (KJ/kg) il fallait diviser la valeur de $|\bar{h}_c|$ sur la masse molaire de Méthane

La masse molaire de méthane égal a M=16,04 Kg/kmol

$$PC = \frac{952010}{16,04} = 59352,25 \text{ (KJ/Kg)}$$

PC = 55506,85 (KJ/Kg)

II.8 Détermination du pouvoir calorifique inférieur du mélange :

Le PCI d'un mélange de combustibles correspond à la quantité de chaleur utile générée par la combustion complète d'un kilogramme du mélange, sans prendre en compte la chaleur latente de vaporisation de l'eau présente dans les produits de combustion[9].

$$PCI_{Mélange} = \sum X_i \cdot PCI_i \tag{II.29}$$

Constituants	Fraction molaire	PCI (Kj/Kg)	PCI*Xi
N_2	0,3517	0	0
He	0,0005	0	0
CH_4	0,6362	50050	31841,81
C_2H_6	0,0063	47520	299,376
C_3H_8	0,0020	46450	92,9
C_4H_{10}	0,001	50 200	50,2
C_5H_{12}	0,0003	54500	16,35
C_6H_{14}	0,0002	58700	11,74
H_2O	0,0017	0	0
CO_2	0,0002	0	0
Total	1		32312,376 (Kj/Kg)

Tableau II. 5: Pouvoir calorifique inferieur de mélange[8]

Le pouvoir calorifique inferieur de mélange est égal à :

$$PCI_{Mélange} = 32312,376 \text{ (Kj/Kg)}$$

II.9 Calcul du débit de fuel et du débit d'air :

Le fonctionnement des turbines à gaz repose sur deux paramètres essentiels : le débit de carburant et le débit d'air. Les émissions polluantes et l'efficacité de la combustion sont directement impactées par ces facteurs. Il est crucial d'avoir une compréhension approfondie de ces concepts afin d'améliorer les performances des turbines à gaz et de réduire leur empreinte écologique [12].

Débit de fuel :

Le débit de carburant correspond à la consommation de combustible par unité de temps de la turbine à gaz. On l'exprime habituellement en kilogrammes par seconde (kg/s) ou en grammes par seconde. Plusieurs éléments influencent le débit de carburant, tels que la puissance nécessaire de la turbine, les caractéristiques du combustible et les conditions météorologiques.

Pour calculer le débit de fuel on a ces deux relations :

$$\dot{m}_{fuel} * PCI_{Mélange} = \dot{m}_{air} * Q_{in} \quad (II.30)$$

$$(\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{air}) * W_T - \dot{m}_{air} * W_C = P \quad (II.31)$$

Il nous manque la puissance utile de la turbine à gaz donc on va le calculer

Pour ce calcul on a besoin d'une méthode

Méthode basée sur le rendement et la puissance thermique Cette méthode nécessite de connaître le rendement de la turbine (exprimée en pourcentage) et sa puissance thermique d'entrée (généralement en MW). La formule est la suivante :

Puissance (MW) = Puissance thermique d'entrée (MW) × Rendement de la turbine (%)

D'une autre façon :

$$P_u = P_C * \eta_g \quad (II.32)$$

D'où :

$$P_u = 151,876 * 0,377 = 57,25725 \text{ MW}$$

Donc

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{P_u * Q_{in}}{(PCI_{Mélange} + Q_{in}) * W_t - PCI_{Mélange} * W_C}$$

Application numérique :

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{57,25725 * 1060,91}{(32312,376 + 1060,91) * 779,75 - 32312,376 * 379,69}$$

$\dot{m}_{fuel} = 4,42 \text{ Kg/s}$

Débit d'air :

Le débit d'air est le volume d'air fourni à la chambre de combustion de la turbine à gaz en un instant. La mesure est habituellement donnée en kilogrammes par seconde (kg/s) ou en mètres cubes par seconde (m³/s). Le flux d'air joue un rôle essentiel dans la combustion complète du carburant et dans le contrôle de la température de combustion.

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{fuel} * \frac{PCI_{Mélange}}{Q_{in}} \quad (II.33)$$

$$\dot{m}_{air} = 4,42 * \frac{32312,376}{1060,91}$$

$\dot{m}_{air} = 134,62 \text{ Kg/s}$

II.10 Conclusion :

Le cycle de Baryton réel diffère du cycle idéal en raison de pertes inévitables, ce qui a un impact sur son efficacité. Il est crucial de réaliser une analyse de ces différences afin d'améliorer la conception, le fonctionnement et les performances de la turbine MS9001E. Les pertes du cycle réel ont un impact sur les paramètres essentiels de la turbine MS9001E, tels que le travail de compression, le fonctionnement de la turbine, le rendement global, le débit d'air et le débit de carburant. Il est nécessaire d'analyser attentivement ces paramètres afin d'évaluer les réelles performances de la turbine et repérer les domaines d'amélioration potentiels.

CHAPITRE III

Calcul des grandeurs caractéristiques

III.1 Introduction :

Thermoptim, un logiciel performant, a été spécialement conçu pour simuler et analyser des cycles thermodynamiques, notamment ceux des moteurs à combustion interne et des batteries. Il propose un cadre exhaustif pour concevoir, étudier et améliorer les performances de ces systèmes.

III.2 Définition :

Thermoptim est un logiciel qui facilite le calcul de cycles thermodynamiques assez complexes sans nécessiter. Quatre environnements de travail complémentaires interconnectés sont inclus : un éditeur de schémas (ou un modelleur graphique), un simulateur, des diagrammes thermodynamiques interactifs et une méthode d'optimisation.

Thermoptim (la même chose pour le reste) a été créé initialement dans le but de répondre à certaines difficultés rencontrées lors de l'apprentissage de la thermodynamique appliquée. Grâce à ses caractéristiques actuelles, il peut dépasser largement cet objectif initial et être employé dans le secteur industriel, par exemple pour optimiser l'intégration de centrales électriques de future génération qui impliquent plusieurs centaines d'éléments.

Puisque les technologies de conversion de l'énergie sont conçues comme un ensemble de composants interconnectés (compresseurs, turbines, chambres de combustion, échangeurs...), Thermoptim cherche à exploiter au maximum les synergies qui existent entre une approche systémique relativement innovante et une approche analytique et/ou empirique plus traditionnelle :

- Chaque élément fonctionnel est représenté par un type de Thermoptim approprié (corps, point, transformation, nœud, échangeur) qui possède des caractéristiques propres modifiables et des variables de couplage.
- Le système global est représenté par l'assemblage de ces types à l'aide d'une méthode. Interface interactive (le logiciel de création de schémas dans la version Java)
- Ensuite, le système complet est simulé à l'aide d'un moteur de recalcul automatique qui tire parti des propriétés systémiques implicitement décrites lors de la modélisation (dans la version Java) [10].

III.3 Les processus de travail de thermoptim :

Pour notre projet on va étudier la turbine à gaz MS9001E qui fonctionne à cycle Joule baryton et on va recalculer son efficacité avec le progiciel Thermoptim puis on faire la comparaison entre le travail analytique à celui de progiciel.

Données de base :

POINTS	Température (°C)	Pression (Bar)	Rendement (%)
1	20	1.013	1→2
2	340	12.96	$\eta = 0.88\%$
3	Entre 1100 et 1400	12.85	2→3
4	Entre 650 et 800	1.013	$\eta = 0.97\%$
Combustible	20	1.013	3 → 4 $\eta=0.92\%$

Tableau III. 1: Donnée de constructeur

III.4 L'éditeur de schéma :

Permet de donner une description qualitative du système étudié. Il inclut une liste des divers éléments représentables (Compresseur, chambre à combustion, turbine) Et un panneau de travail où ces composants sont placés et interconnectés par des liens vectoriels. Le système étudié est représenté sur la figure (III.1)

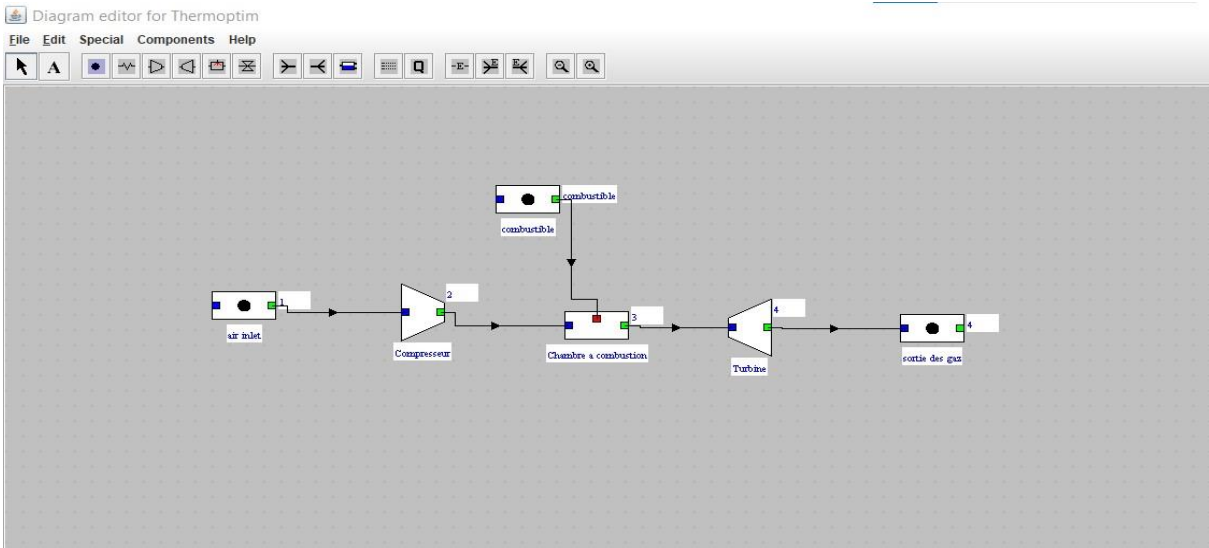


Figure III. 1: Schéma représente le système étudié

III.5 Le simulateur :

Dans l'éditeur de schémas, il est possible de quantifier et de résoudre de manière qualitative le modèle décrit. La partie principale de son écran permet d'accéder aux écrans de configuration des propriétés (logiques et thermodynamiques) des divers éléments (les types primitifs de Thermoptim) utilisés dans les modèles créés. Interface diagramme de simulateur est monter dans la figure (III.2) suivante[11]

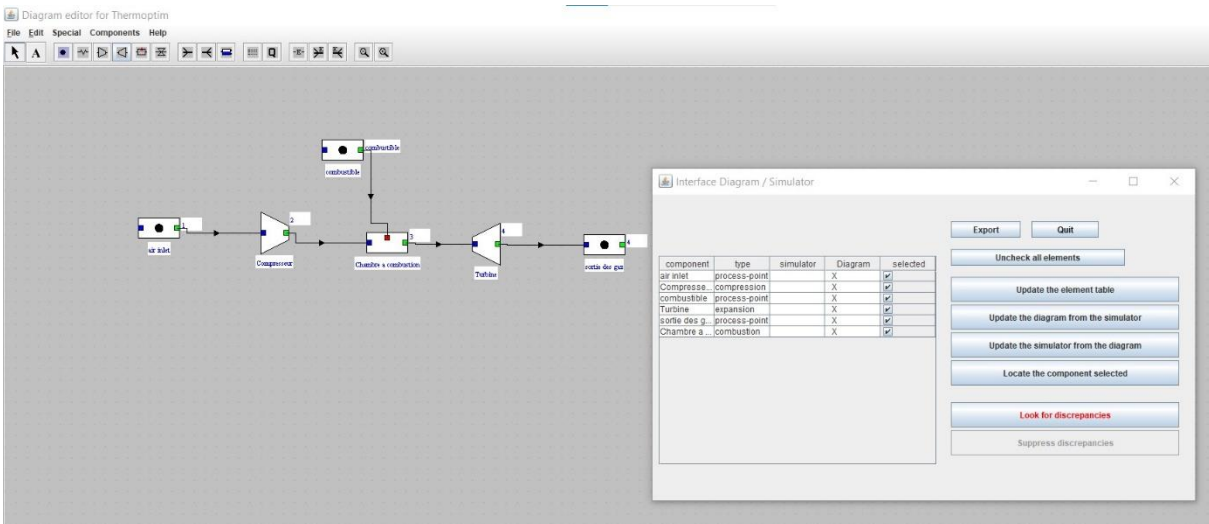


Figure III. 2: Diagramme de TAG MS9001E-interface diagramme de simulateur

III.6 Calcul du cycle pas à pas avec le calculateur :

Dans le but de calculer ce cycle pas à pas, nous débuterons en utilisant le calculateur inverseur, car cela présente un double intérêt : d'une part, il permet de décomposer les différentes étapes de manière précise, et d'autre part, il n'est pas nécessaire d'introduire ThermoOptim dans un premier temps. Comme nous l'avons mentionné précédemment, nous adopterons une approche graduelle où nous débuterons par étudier le cycle à L'air. Pour commencer le calcul, nous disposons tout d'abord d'un tableau de données pour l'application que nous allons effectuer la simulation Comme indiqué ci-dessous dans la figure (III.3) [11]

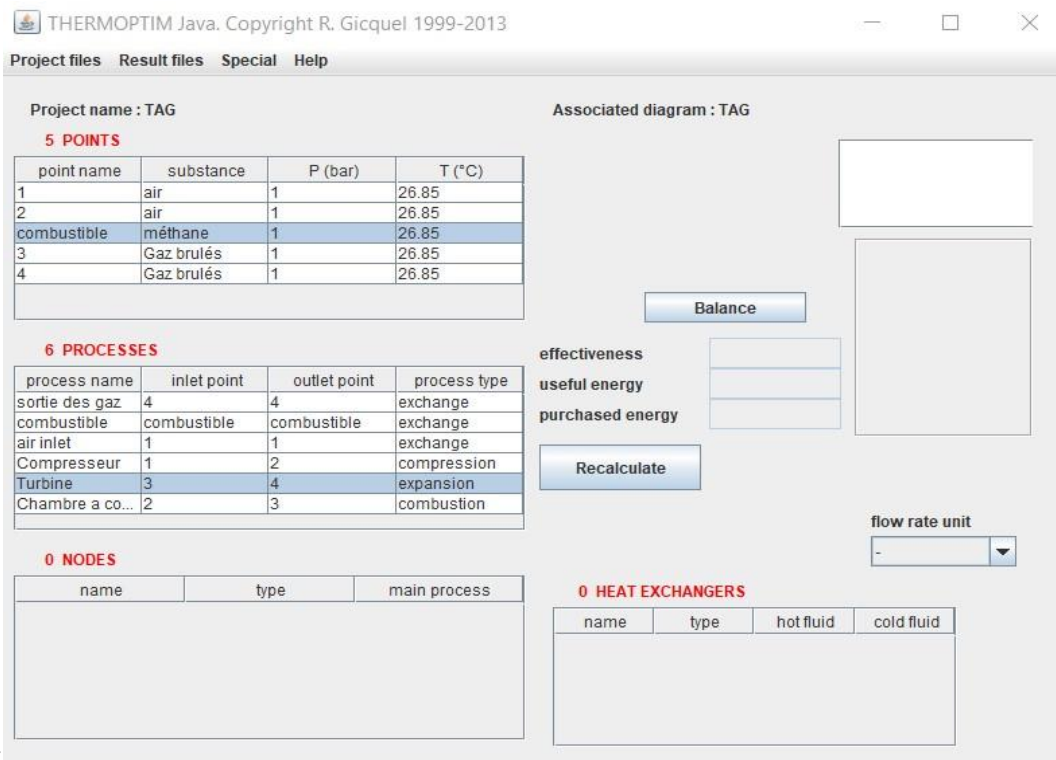


Figure III. 3: Etats des points de simulateur

III.6.1 Paramétrage des points :

On introduit les caractéristiques à l'entrée de l'air ; sa pression est connue (1,013 bar) et sa température est connue (20 °C) et son débit égal à 400 Kg/s. Il peut donc être déterminé dans la figure (III.4) suivante :

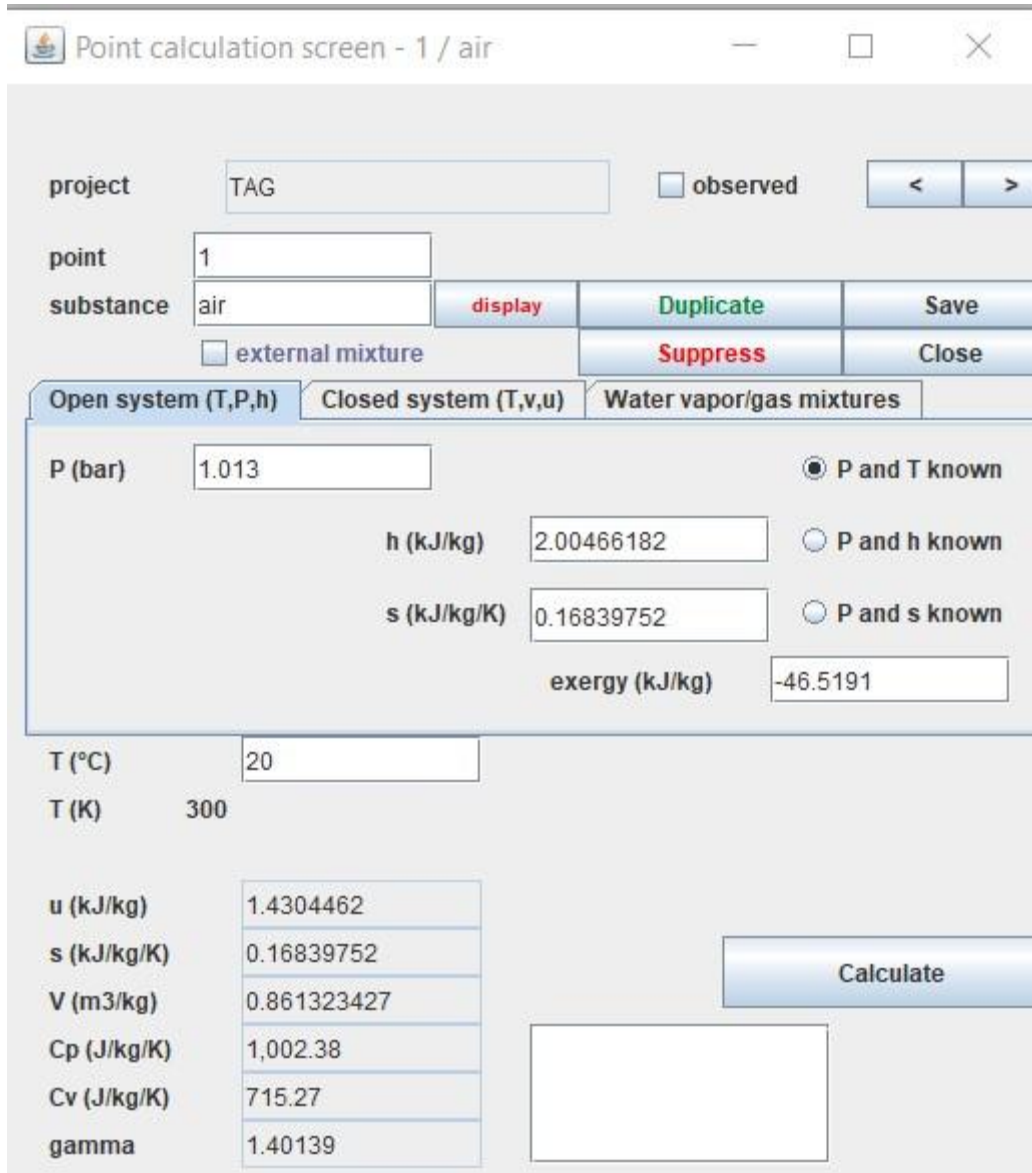


Figure III. 4: Ecran représente l'état du point

- En ce qui concerne le point (2), on sait que sa pression $p = 12,96$ bars et sa température sont de 340 °C . À l'état actuel de la détermination du cycle
- Pour le point 3 est à $12,85$ bars et la température de fin de combustion ça va être calculer par logiciel.
- Le point 4 a pour pression $1,013$ bar, mais sa température est inconnue.
- Le dernier point à paramétrer est le combustible, que nous supposons à $1,013$ bar et 15 °C et un débit de combustible égal a 8.6 Kg/s

Enfin, on a complété les données de tableau comme mentionnés dans la figure (III.5)

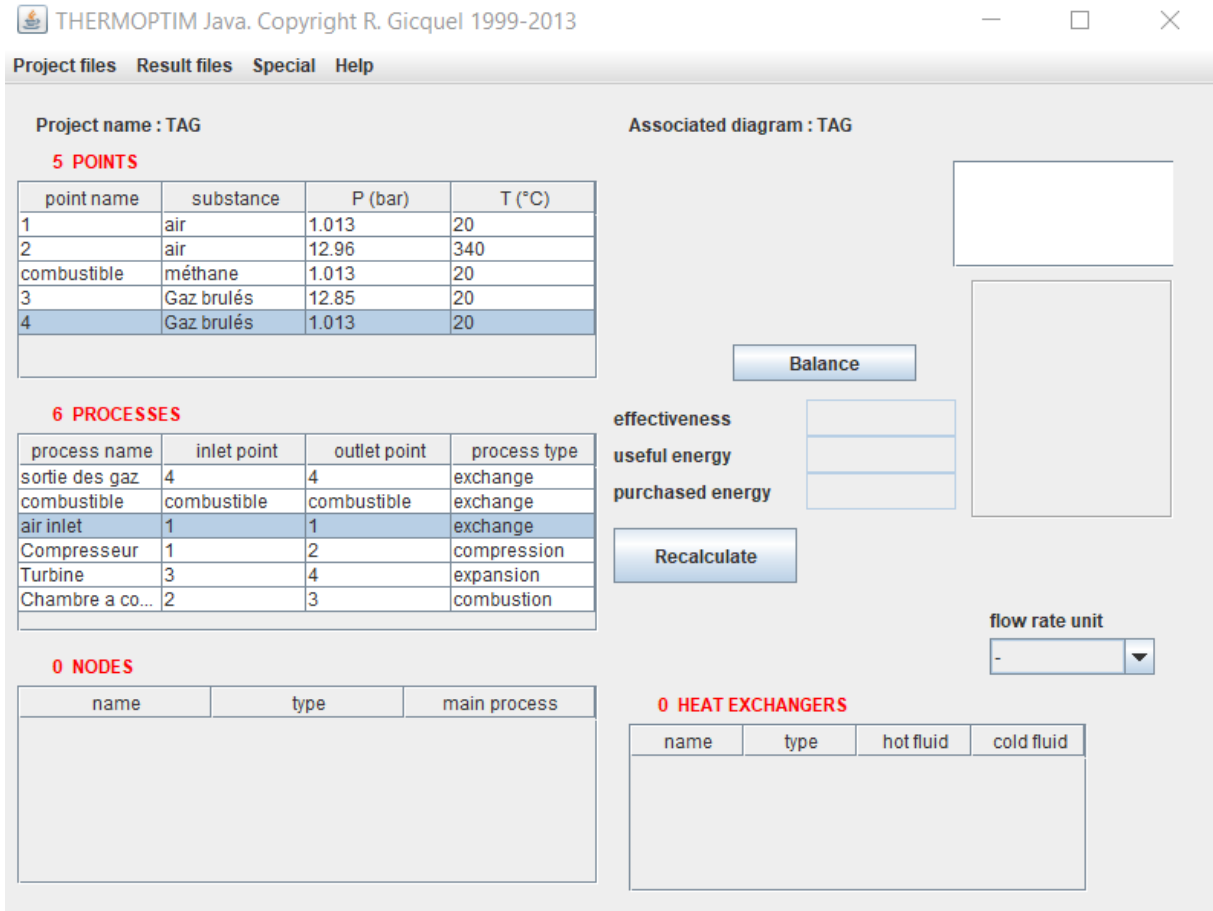


Figure III. 5: Ecran représente les données de TAG MS9001E

III.6.2 Parametrage des transfos :

On commence par la compression (entre les points 1 et 2), on calcule avec le mode Compression adiabatique isentropique et on refaire avec la référence polytropique, la température de sortie du compresseur est 340 °C, le rendement isentropique égal à 88 % avec un débit d'air égal a 400 Kg/s (données de constructeur), pour ce cas on obtient la température à la sortie du compresseur par logiciel. Voir la figure ci-dessous (III.6)

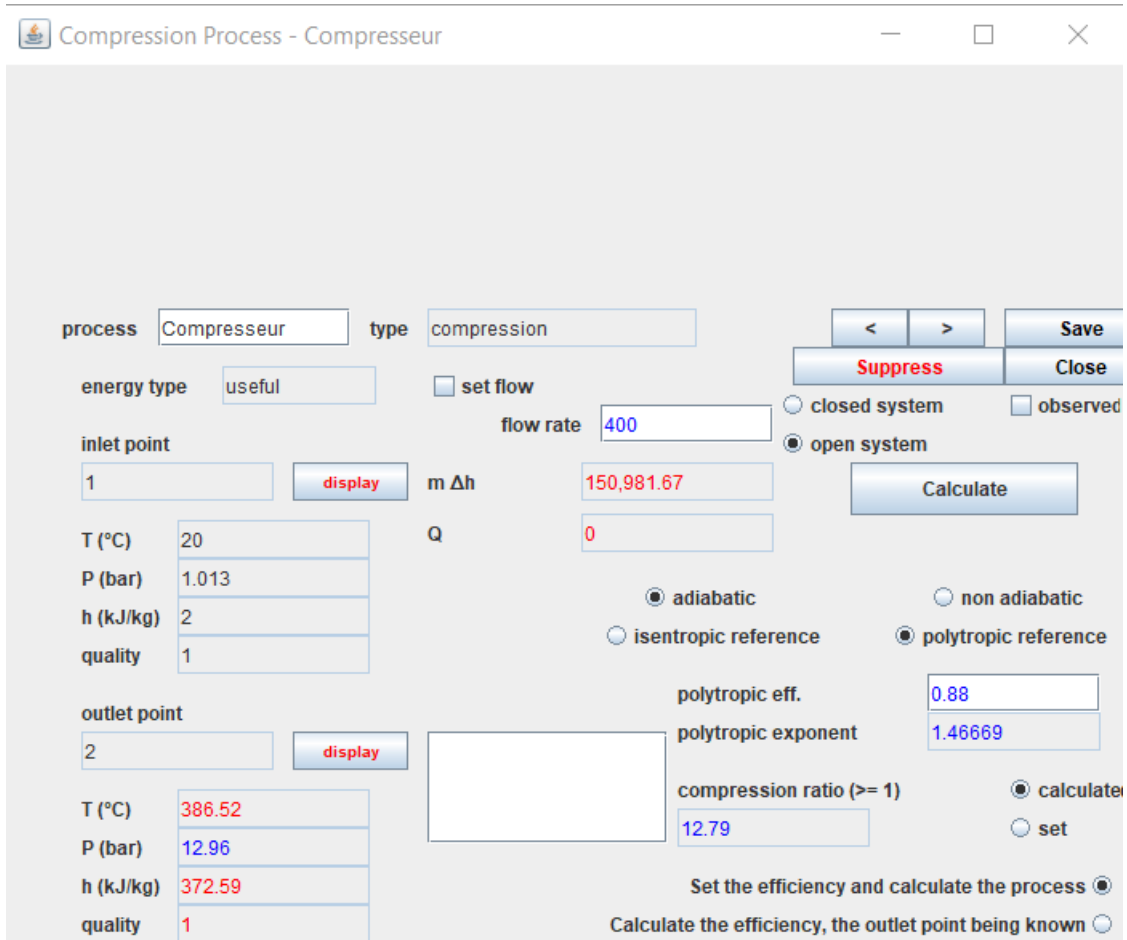


Figure III. 6: Ecran du transfo compresseur

Le calcul de la combustion est plus complexe, la température de fin de combustion peut être imposée 1250 K et dans notre étude la température T_3 doit être calculée par logiciel, étant donné qu'il n'y a pas de dissociation, il n'est pas nécessaire d'en définir le taux ni d'indiquer la température de figeage. Par ailleurs, comme nous négligeons les pertes thermiques vers l'extérieur, le rendement de chambre a combustion est égal à 97% ainsi que le débit de combustible Méthane CH_4 égal a 8.6 Kg/s avec une Enthalpie de formation $h_f^\circ = -74850 (Kj/Kmol)$, automatiquement mis à jour dans sa transfo-point, la température s'affiche. Voici la figure ci-dessous (Figure III.7)

The screenshot shows a software interface for calculating combustion chamber characteristics. The window title is "Combustion Process - Chambre a combustion".

Process and System Settings:

- process: type:
- energy type: set flow
- flow rate:
- closed system: open system: observed:

Inlet Point (2):

- display:
- T (°C):
- P (bar):
- h (kJ/kg):
- quality:

Outlet Point (3):

- display:
- T (°C):
- P (bar):
- h (kJ/kg):
- quality:

Energy and Power:

- m Δh:
- W:

Fuel Properties:

- fuel: CHa type a:
- pre-mixed hf0:
- dissociation

Efficiency and Lambda:

- combustion eff.:
- chamber efficiency:
- Calculate lambda: Calculate T:
- lambda:
- T (°C):

Buttons: < > Save Suppress Close Calculate

Footer: set pressure by the inlet point

Figure III. 7 : Ecran transfos de la chambre a combustion

Pour la partie turbine, le point 4 peut être calculé à son tour dans l’hypothèse où c’est un système ouvert et pour le cas où son rendement polytropique égal à 92%. Les résultats obtenus sont comme suite : la température des gaz brûlés égal a 483,75 °C avec un taux de détente de 12.8, son enthalpie est 492,52 KJ /Kg, la figure (III.8) ci-dessous représente tous les résultats

The screenshot shows the 'Expansion Process - Turbine' software interface. It includes a title bar with a close button and window controls. The main area contains several input fields and buttons:

- process:** Turbine
- type:** expansion
- energy type:** useful
- set flow:**
- flow rate:** 400
- closed system:**
- observed:**
- open system:**
- inlet point:** 3
- display:** (button)
- m Δh:** -279,935.06
- Q:** 0
- Calculate:** (button)
- adiabatic:**
- non adiabatic:**
- isentropic reference:**
- polytropic reference:**
- polytropic eff.:** 0.92
- polytropic exponent:** 1.29104
- expansion ratio (>= 1):** 12.79
- calculate:**
- set:**
- Set the efficiency and calculate the process:**
- Calculate the efficiency, the outlet point being known:**
- outlet point:** 4
- display:** (button)
- T (°C):** 1,071.43141 (inlet), 483.75 (outlet)
- P (bar):** 12.96 (inlet), 1.013 (outlet)
- h (kJ/kg):** 1,192.35 (inlet), 492.52 (outlet)
- quality:** 1 (inlet), 1 (outlet)

Figure III. 8: Ecran transfos de la turbine

À la fin de chaque analyse thermodynamique d'un système quelconque, pour la production d'énergie, on détermine son rendement global pour évaluer sa performance, pour notre cas les résultats trouvés concernant le modèle de turbine à gaz MS9001E sont affichés par la figure ci-dessous (III.9)

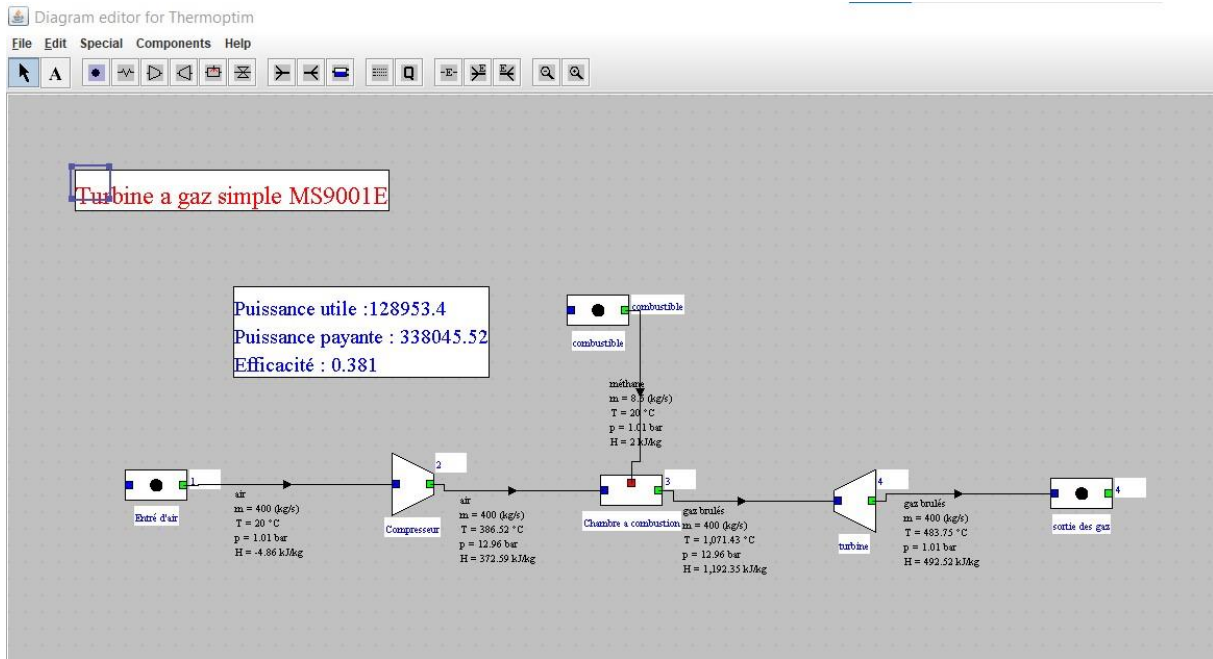


Figure III. 9: Simulation d'une turbine a gaz MS9001E simple

III.7 Evaluation des résultats :

L'évaluation des résultats va se faire par deux aspects ; le premier ça va être une comparaison entre les températures calculées par le logiciel et les températures trouvées par la méthode analytique, on parlera des raisons et les facteurs qui ont conduits à leurs différences de valeur. Le deuxième aspect ; on analyse le rendement trouvé par la méthode analytique et le rendement trouver par le logiciel Thermoptim.

III.8 Analyse de la plage d'erreur de température et rendement :

Les résultats d'un logiciel thermodynamique peuvent différer de ±10% à ±20% de la plage de température prédite par une technique de calcul analytique, de même que le rendement il y a une différence qui peut atteindre jusqu'à 2% entre les deux méthodes.

Par conséquent on trouve que les deux méthodes de calcul sont acceptables et raisonnables par comparaison à les donner de constructeur (rendement, température).

La différence des valeurs de température et du rendement global entre la méthode analytique et numérique a une relation directe sur l'analyse de certains facteurs thermodynamique de la turbine en elle-même. On considère les facteurs mentionnés ci-dessous comme cause.

:

III.8.1 Analyse des pertes :

L'un des principaux obstacles aux calculs analytiques pour les turbines à gaz est la négligence ou l'approximation des pertes qui affectent la répartition des températures. Parmi ces pertes, on retrouve les pertes de pression, qui diminuent la puissance disponible et ont un impact sur la répartition des températures et les rendements globaux des machines, les frottements entre les composants rotatifs, qui provoquent des pertes de puissance et des échauffements locale.

Si ces pertes ne sont pas prises en considération, les calculs analytiques surestiment la puissance disponible et prédisent des températures et des rendements approximatives, notamment pour les configurations complexes ou les conditions de fonctionnement extrêmes.

Ainsi, les erreurs de (température, rendement) provenant des calculs analytiques peuvent être considérables, en particulier lorsque les pertes sont importantes. Afin d'obtenir une estimation plus précise des températures, il est primordial d'utiliser des simulations numériques plus approfondies telles que Thermoptim, qui prend en considération ces pertes et offrent des résultats plus fiables.

Conditions de fonctionnement :

L'erreur des températures est généralement plus faible lorsque la turbine fonctionne dans des conditions stables et prévisibles, car les modèles analytiques sont plus adaptés à des conditions de fonctionnement constantes.

L'erreur des températures et les rendements peut être plus significative lorsque le fonctionnement est temporaire ou hors conception, en raison des limites des modèles analytiques pour prendre en compte les changements dynamiques rapides des conditions de fonctionnement.

➤ Notes sur le logiciel Thermoptim :

En tant que logiciel thermodynamique de référence, Thermoptim permet de réduire en général l'erreur en utilisant des modèles précis et des algorithmes de simulation avancés. Donc en exploitant de manière adéquate le logiciel Thermoptim, il est possible de maintenir l'erreur à un niveau acceptable afin d'analyser de manière fiable les performances de la turbine à gaz.

III.9 Amélioration du cycle baryton :

Les performances des turbines à gaz modernes sont déjà impressionnantes, mais il reste un vaste potentiel d'amélioration à exploiter. Malgré les avancées, les pertes inévitables persistent dans les

divers composants du système, impactant l'efficacité globale. Cependant, la recherche continue à développer de multiples techniques pour atténuer ces pertes et maximiser les performances des turbines à gaz.

III.9.1 Simulation d'une turbine à gaz a doublé arbre :

III.9.1.1 Modélisation d'une turbine à gaz a double arbre :

Les turbines à gaz à double arbre se présentent comme une option indispensable pour les applications où l'efficacité, la souplesse et la performance sont des critères essentiels. Grâce à leur aptitude à améliorer le cycle thermodynamique et à récupérer de manière efficace la chaleur résiduelle, ils peuvent obtenir des rendements plus élevés, ce qui favorise une utilisation résiliente des ressources énergétiques.

Les turbines à double arbre constituent une technologie avancée prometteuse pour l'avenir des turbines à gaz, offrant un potentiel d'amélioration constante de l'efficacité et des performances dans divers domaines d'utilisation.

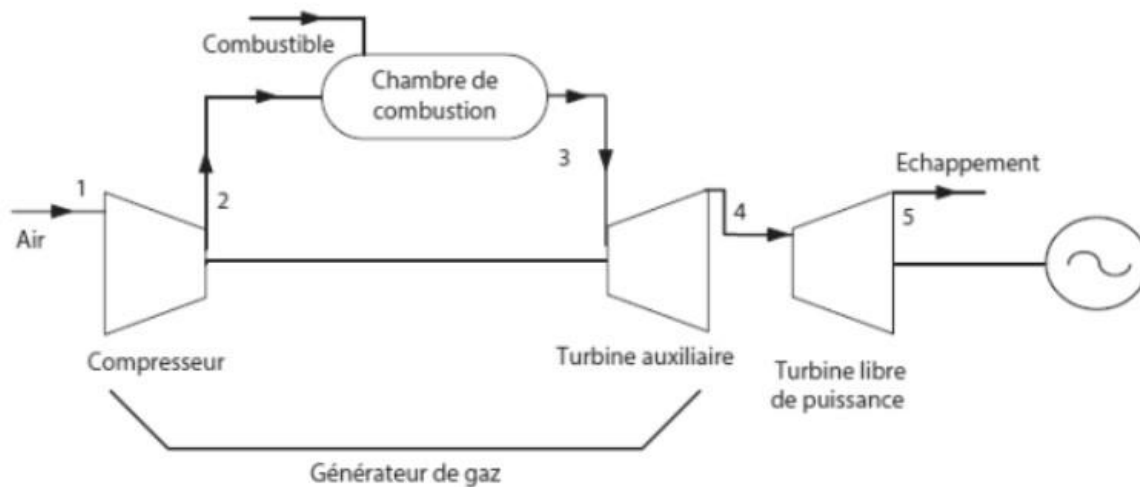


Figure III. 10: Schéma d'une turbine à gaz a double arbre[8]

Nous faisons usage du logiciel Thermoptim pour calculer à chaque point les caractéristiques de la turbine à gaz double-arbre et à la fin on détermine le rendement, la figure suivante illustre la simulation de ce type de turbine. Comme indiqué ci-dessous dans la figure III.12

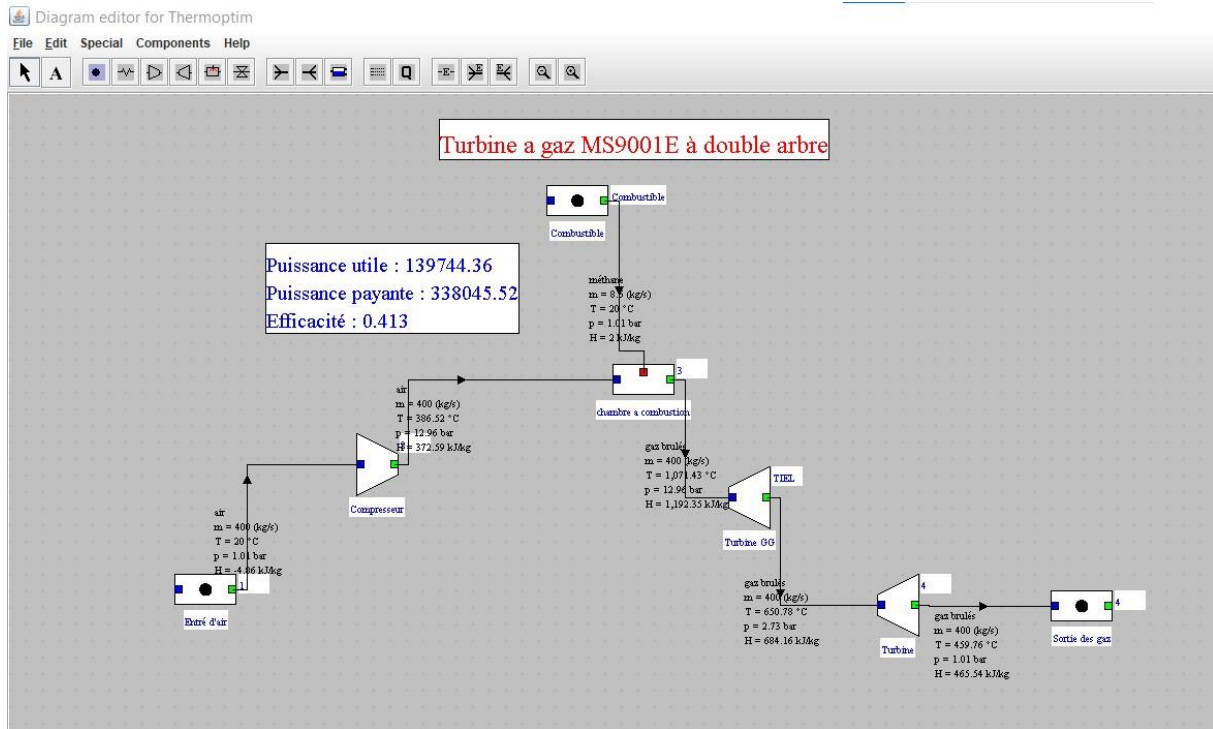


Figure III. 11: Simulation d’une turbine a gaz MS9001E a double arbre

III.9.2 Analyse des résultats numériques obtenus :

	Température (°C)	Pression(bar)	Enthalpie (KJ/Kg)	Rendement%
Entré d’air	20	1.013	-4.86	/
Compresseur	386.52	12.96	372.59	88
Chambre à combustion	1071.43	12.96	1192.35	97
Turbine GG	650.78	2.73	684.16	92
Turbine	459.76	1.013	465.54	92
Rendement				41.3

Tableau III. 2: Tableau suivant représente les résultats TAG a double arbre

Au début de cette transition, nous y ajoutons un composant par rapport à la turbine simple, la turbine GG (a haute pression) qui a un rendement de 85%. L'air est caractérisé par une pression et température respectivement 1.013bar et 20°C on amont de compresseur qui comprime l'air par une transformation isentropique jusqu'à une température 386.52°C et pression 12.96bar elle a la même efficacité que le compresseur de la turbine a gaz simple

Après le processus de combustion, nous constatons on aval que la température est égale 1071.43°C et la pression est constante et cela est due a la transformation isobare a un rendement 97%. Une fois que les gaz brûlés parviennent à la turbine GG auxiliaire est utilisée pour entraîner divers accessoires essentiels Cela offre une flexibilité opérationnelle accrue. Leurs résultats montrent une diminution de la température a 650.78°C et de la pression 2.73bar grâce à la transformation adiabatique isentropique La nouvelle turbine peut être conçue pour récupérer la chaleur résiduelle des gaz d'échappement de la turbine principale. Cela permet d'exploiter plus efficacement l'énergie thermique disponible et d'augmenter le rendement global du cycle. Encore la même transformation avec le même rendement on trouve à la turbine libre de puissance(à basse pression) une température égal a 459.76°C et pression 1.013bar car la transformation entre le point de départ et l'arrivé est isobare. Ensuite au point d'échappement les gaz brûlés, bien que moins chauds, conservent encore une certaine énergie et sont évacués dans l'atmosphère.

Après avoir effectué les calculs nécessaires, nous constatons une amélioration du rendement par rapport à une turbine ordinaire, ce qui confirme que le composant supplémentaire a mis en valeur sa position et sa contribution à l'amélioration du rendement qu'il a pu atteindre 41.3%.

III.9.3 Exposition d'une turbine à gaz équipés avec un régénérateur :

L'intégration d'un système de régénération représente une avancée majeure dans l'optimisation du cycle de Baryton. Ce processus novateur consiste à récupérer une partie de la chaleur dissipée dans les gaz d'échappement à la sortie de la turbine (voir la figure. III (13). Cette récupération de chaleur s'avère être d'une efficacité remarquable pour augmenter le rendement global du système.

En exploitant cette chaleur récupérée, il est possible de préchauffer l'air comprimé avant son injection dans la chambre de combustion. Ce préchauffage présente un double avantage : il réduit la consommation énergétique nécessaire à la compression de l'air et améliore la combustion, favorisant ainsi une conversion plus efficace de l'énergie thermique en énergie mécanique.

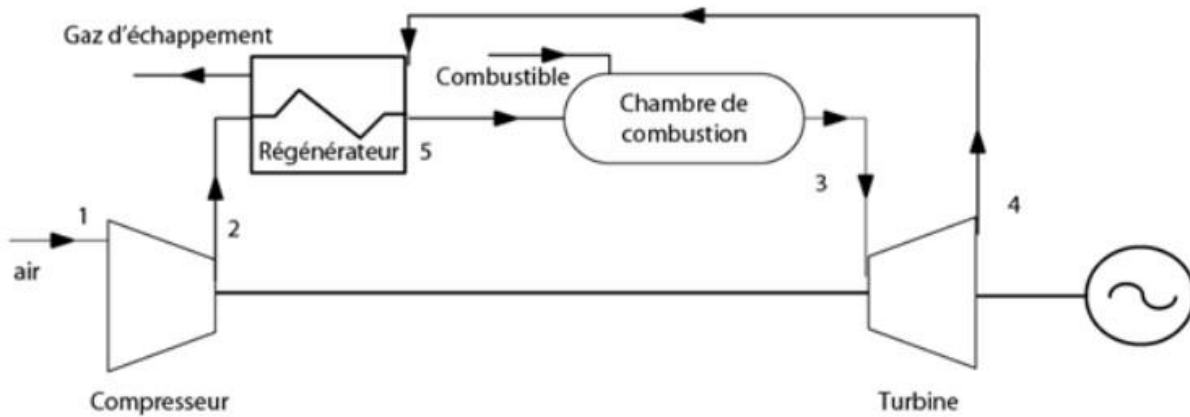


Figure III. 12: Turbine a gaz équipés avec un régénérateur

❖ **Analyse des résultats numériques obtenus :**

Le départ de ce processus est marqué par une pression de 1,013 bar. Lorsqu'un flux massique d'air de 400 kg/s est aspiré à une température de 20°C, le processus prend son élan. Cet air est ensuite soumis à une compression jusqu'à atteindre une pression de 12,96 bars et 386.52°C, grâce à un compresseur dont le rendement isentropique s'élève à 0,88. À cette étape cruciale, une stratégie est envisagée pour préchauffer partiellement l'air avant son introduction dans la chambre de combustion à une pression constante et 771.11°C, et ce, à l'aide d'un régénérateur affichant une efficacité de 90% (La régénération est réalisable uniquement lorsque la température de sortie de la turbine (T4) est supérieure à la température de sortie du compresseur (T2), ce qui est le cas dans notre situation,). Cette mesure requiert l'intégration d'un échangeur de chaleur entre les gaz d'échappement et l'air comprimé, (le tableau ci-dessous montre l'analyse des résultats numériques obtenus).

Par la suite, les gaz résultant de la combustion dans la chambre de combustion sont soumis à une détente dans une turbine, celle-ci présentant un rendement isentropique de 0,92. La température initiale à l'entrée de la turbine est de 771.9457 °C, marquant ainsi une phase critique dans le processus global. A la fin on trouve un rendement global du cycle égal à 44.4%, voir la figure III (14).

III.9.4 Analyse des résultats numériques obtenus :

	Température (°C)	Pression(bar)	Enthalpie (Kj/Kg)	Rendement%
Entré d'air	20	1.013	-4.86	/
Compresseur	386.52	12.96	372.59	88
Regén air	0	12.96	-24.9	90
Regen gaz	0	1.013	-25.54	90
Chambre a combustion	771.11	12.96	826.08	97
Turbine	771.11	1.013	826.09	92
Rendement				44.4

Tableau III. 3: Tableau des résultats obtenus TAG avec régénération

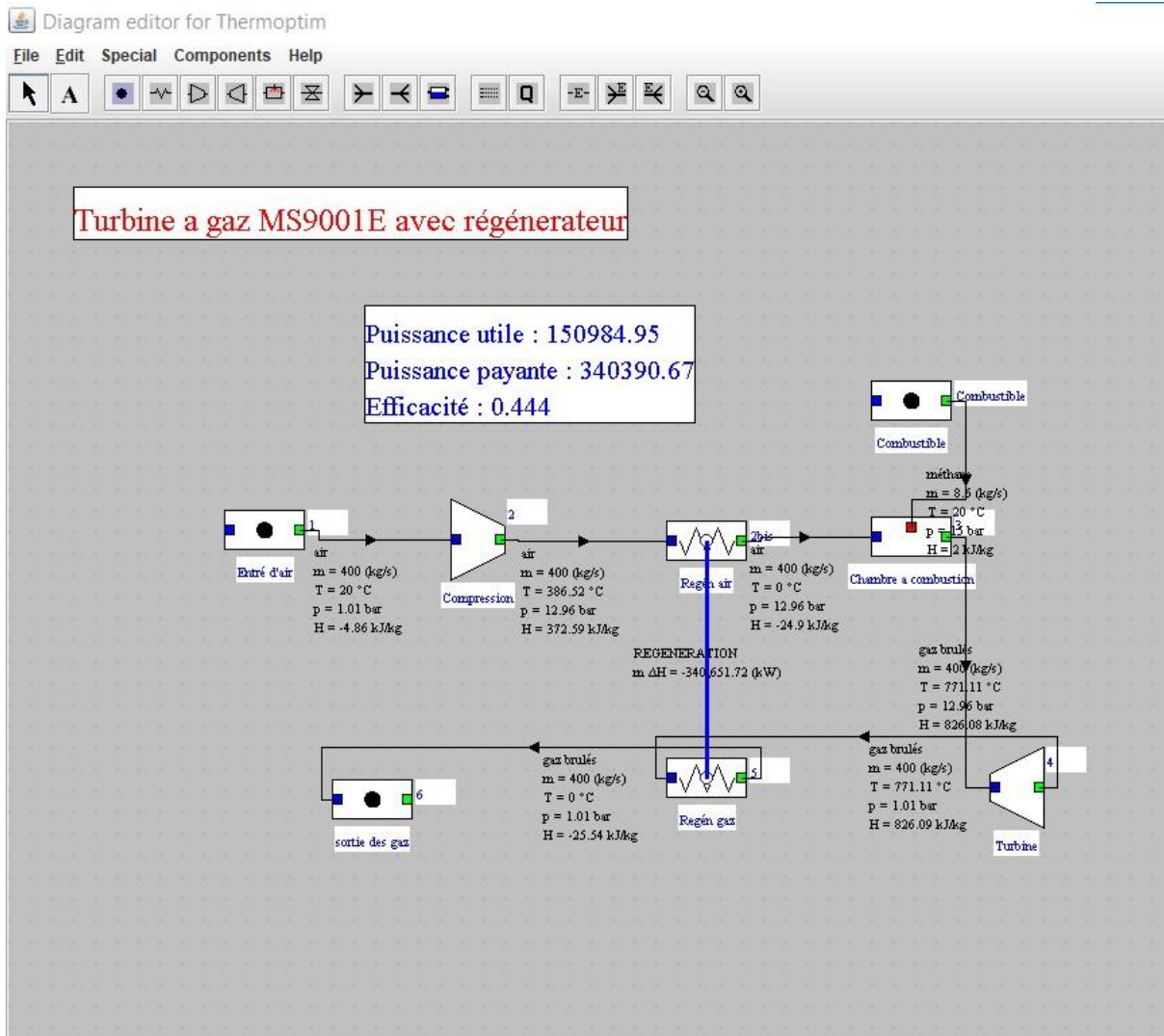


Figure III. 13: Simulation d'une turbine à gaz MS9001E avec régénérateur

III.9.5 Exposition d'une turbine à gaz a refroidissement intermédiaire :

Les turbines à gaz avec un système de refroidissement intermédiaire sont une technologie prometteuse qui améliore l'efficacité et la puissance des turbines à gaz.

En dépit des difficultés techniques et économiques à surmonter, les turbines à gaz à refroidissement intermédiaire (TGIR) ont le potentiel de jouer un rôle crucial dans la transition vers un système énergétique plus durable et efficace. Le cycle thermodynamique idéal des turbines à gaz, bien qu'efficace, se heurte à des limites théoriques en matière de rendement. Cependant, pour surmonter ces limitations, les TGIR incorporent une phase de refroidissement dans leur processus de compression. Cette innovation permet non seulement d'améliorer l'efficacité globale de la turbine, mais également d'accroître sa puissance. La figure en dessous (Figure III.15) indique un schéma de turbine à gaz avec

un système de refroidissement intermédiaire.

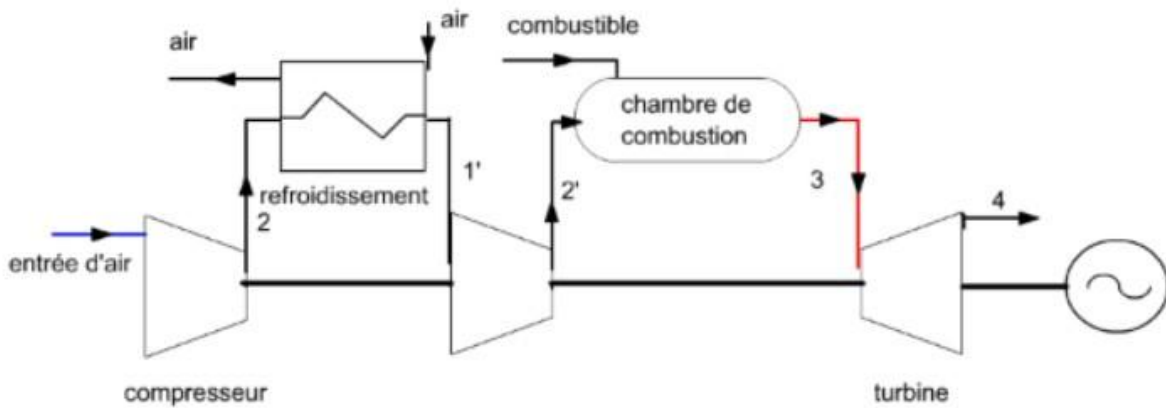


Figure III. 14: Schéma représente turbine à gaz a refroidissement intermédiaire

Analyse des résultats numériques obtenus :

Au début de cette transformation on a le point de départ qui est démontré par une pression et une température respectivement 1.013bar et 20°C par un compresseur multi corps, l'air est aspiré et comprimé jusqu'à 4bar et après un premier calcul la température de cette compression isentropique son rendement 88% égale à 183.67°C . Par la suite, l'air comprimé chaud est refroidi a 20°C grâce à un échangeur thermique son efficacité 90% avant d'être transféré dans un deuxième compresseur HP nous trouverons alors un résultat 155.7°C et que sa pression atteigne 12.96bar. Puis dans la chambre à combustion le carburant est introduit et brûlé à un rendement de 97%, ce qui génère des gaz à haute température 1150°C et pression 12.96 bar, les résultats sont illustrés dans le tableau ci-dessous.

Avec une transformation isentropique à 92%, la turbine génère une activité mécanique a une température 538.09°C, puisque la transformation entre le point 4 et 1 est isobare donc la pression égale à 1.013 bar, et les gaz sont éjectés dans l'air.

À la fin nous arrivons à déterminer le rendement de la turbine qui est égale à 50.3%, voir la figure III (16).

	Température (°C)	Pression(bar)	Enthalpie (Kj/Kg)	Rendement%
Entré d'air	20	1.013	-4.86	/
Compresseur	183.67	4	160.6	85
Refroidisseur	20	4	-4.86	90
Compression HP	155.7	12.96	132.03	88
Chambre a combustion	1150	12.96	1310.14	97
Turbine	583.09	1.013	561.56	92
Rendement				50.3

Tableau III. 4: Tableau de comparaison entre tous les TAG étudiées

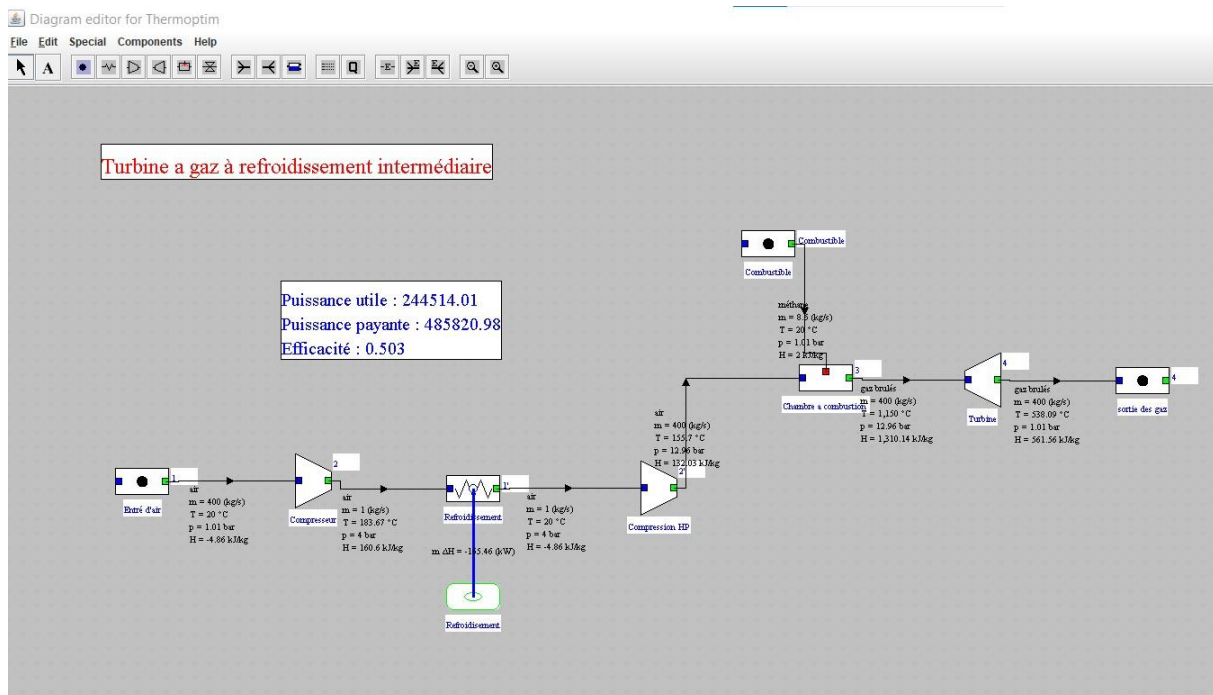


Figure III. 15: Simulation d'une turbine à gaz MS9001E a refroidissement intermédiaire

III.10.6 Analyse des résultats numériques obtenus :

	Turbine à gaz MS9001E simple	Turbine a gaz MS9001E Double arbre	Turbine a gaz MS9001E avec régénération	Turbine a gaz MS9001E a refroidissement intermédiaire
Energie utile	128953.4	139744.36	150984.95	244514.01
Energie payante	338045.52	338045.52	340390.67	485820.98
Rendement	38.1	41.3	44.4	50.3

Tableau III. 5: Tableau de comparaison entre tous les TAG étudiées

D'après les résultats obtenus on peut dire que :

- En examinant les bilans énergétiques des différentes interventions réalisées sur la turbine à gaz MS9001E, on a confirmé que chaque ajustement induit a une amélioration du rendement.
- La configuration à deux arbres offre la possibilité d'optimiser séparément les vitesses de rotation des turbines, ce qui accroît la flexibilité et améliore l'efficacité thermodynamique globale.
- La récupération de la chaleur dissipée contribue à améliorer l'efficacité thermodynamique du cycle et cela on préchauffant l'air avant la combustion, ce qui permet d'accroître la puissance générée par la turbine.
- Utilisation d'une compression à température plus basse favorise l'augmentation de la quantité d'air admise dans la chambre de combustion, entraînant ainsi une augmentation de la puissance produite, donc on favorise une amélioration de l'efficacité thermodynamique du cycle, ce qui entraîne une diminution de la consommation de combustible.

III.10 Conclusion :

Dans cette section, nous avons étudié différentes configurations d'une turbine à gaz MS9001E en utilisant le logiciel Thermoptim. Nous avons entrepris des calculs numériques pour examiner les diverses transformations qui se déroulent dans chaque composant du cycle.

À la suite de l'analyse de différentes configurations de turbines, nous avons déduit que la turbine à gaz MS9001E avec refroidissement intermédiaire est la méthode la plus efficace dans notre étude pour obtenir un rendement important.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale :

En conclusion, l'analyse approfondie de la turbine à gaz MS9001E a mis en évidence son rôle crucial dans la génération d'énergie et dans divers secteurs industriels. Nous avons examiné les performances spécifiques de la turbine à gaz MS9001E, soulignant sa puissance de sortie qui est élevée, son rendement énergétique adéquat, ses émissions contrôlées, sa fiabilité et sa disponibilité.

Cependant, l'amélioration continue des performances reste un défi majeur. Les approches telles que l'optimisation de la combustion, la modification du cycle thermodynamique, la maintenance préventive et les avancées technologiques sont proposées pour accroître son efficacité, sa puissance et sa durabilité tout en réduisant son impact environnemental.

Ce rapport de projet nous a offert une compréhension approfondie du système de production d'électricité basé sur un cycle de turbine à gaz, nous permettant ainsi d'approfondir nos connaissances sur son fonctionnement et ses spécificités. De plus, nous avons acquis une connaissance détaillée du fonctionnement et d'utilisation du logiciel Thermoptim. Grâce à une modélisation précise, nous avons obtenu des résultats plus fiables et cohérents, offrant ainsi une représentation plus proche de la réalité.

L'analyse comparative avec le cycle de Carnot a permis de mettre en lumière les facteurs contribuant à la faible efficacité du cycle. Dans cette perspective, l'approche la plus efficace identifiée dans notre étude est la turbine à gaz MS9001E avec refroidissement intermédiaire.

Référence Bibliographique

Référence Bibliographie :

- [1] ENSPM Formation Industrie - IFP Training. Machines Tournantes : turbines à gaz technologie et fonctionnement
- [2] Djeddou hessen, « Etude thermodynamique et amélioration de turbine à gaz de type PGT25 », mémoire de fin d'étude de master en mécaniques de spécialité énergétique, Université de Biskra, 2021
- [3] Belkhamza, S. Abd esselam, S., "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.
- [4] Institut Supérieur des Sciences et d Technologie de l'environnement Borj Cédria « I.S.S.T.E », GE. Créer un modèle de calcul de la performance d'une turbine à gaz. Projet de fin d'études «PFE».
- [5] Laissaoui M, Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission, PFE de Magister, Université m'hamed bougara Boumerdes, 2012
- [6] Moussau A, Zoubir A, «Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C», mémoire de fin d'étude de master en mécaniques des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes, 2009.
- [7] Bouguelmouna, Sohaib, and Mohammed Islam Boudia. Etude thermo-énergétique de la turbine à gaz MS9001E de la centrale HMO à Hassi Messaoud. Diss. Université KASDI-MERBAH Ouargla.
- [8] Metallaoui, Nassim. "Étude thermodynamique de la turbine à gaz MS7001EA au niveau du complexe GNL1K de Skikda." mémoire de fin d'étude de master en mécanique de option énergétique, Université de ANNABA (2017).
- [9] Cengel, Yunus A., and Michael A. Boles. "Mass and energy analysis of control volumes." Thermodynamics: An Engineering Approach (2006): 216-46.
- [10] GICQUEL, R. Le progiciel ThermoOptim, une boîte à outils pour l'énergétique, Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique, BE 8047, 2009.
- [11] Gicquel, Renaud. "ThermoOptim : une nouvelle méthode d'apprentissage et de simulation pour la thermodynamique et les systèmes énergétiques, THERMOPTIM : a new method of Learning and simulation for thermodynamics of energetic systems." Colloque Inter-Universitaire Franco-Québécois-Thermique des systèmes. 2001.
- [12] Rahmouni Adel, Ould slimane Nourdine, «Modélisation, simulation et amélioration d'une turbine à gaz», mémoire de fin d'étude de master en mécanique de option énergétique, Université de Bejaia, 2022
- [13] Matthieu. Optimizing the power-generation performance of flapping-foil turbines while simplifying their mechanical design with the use of elastic supports. Diss. Université Laval, 2019.

- [14] J.H. Keenan, J. Chao and J. Kaye, 'Gas Tables Thermodynamic Properties of Air Products of Combustion and Component Gases Compressible Flow Functions', Second Edition, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore, 1979
- [15] Scientific Report, 'Brayton and Southwest Solar Technologies Demonstrated World's', Second Dish Brayton System.
- [16] Frost, T. H., B. Agnew, and A. Anderson. "Optimizations for Brayton-Joule gas turbine cycles." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 206.4 (1992): 283-288.
- [17].Zezrouki Omar, Zaboub Feth allah, «Calcul et entretien de la turbine à gaz DR990 de Haoud Berkaoui», mémoire de fin d'étude de master en mécanique de option énergétique, Université de Tlemcen, 2015
- [18] Ben amor, Y. Rezig, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz, mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider – Biskra, 2010.

