

UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA
Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables et des
Sciences de la Terre et de l'Univers
Département : Forage et Mécanique des chantiers pétroliers



Mémoire

MASTER PROFESSIONNEL

Domaine : Sciences et techniques

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par :

• Boudalia Mouenes Abdel Basset

• Berkane Zineddine

Thème

**Amélioration des performances
thermodynamiques de la turbine à gaz par
l'incorporation d'une turbine à vapeur.**

Soutenu publiquement le : 04 / 06 / 2026

Devant le jury :

Mme. Rezaiguia Yamina	MAA	Président	UKMO
Mr. Hedjab Riad	MCA	Examineur	UKMO
Mr. Bouksani Mohamed	MCB	Encadreur	UKMO

Année Universitaire : 2025/2026

Remerciment

En premier lieu, nous tenons à remercier Allah, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Je tiens à remercier très chaleureusement, mon encadreur, Monsieur Bouksani Mohamed pour la qualité de l'encadrement dont j'ai bénéficié pendant ces quelques années.

Un remerciement à l'ensemble des professeurs de département Mécanique des chantiers pétrolier et Forage par leurs aides et effort Pour l'assurance d'une bonne formation.

Que toute personne ait participée de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.

Tous les membres de ma famille qui m'ont tant encouragé et soutenu mon cher père et ma chère mère, qui sans eux je n'aurais pas eu l'énergie nécessaire pour parvenir à la fin de mon cycle.

Dédicace

J'ai le grand honneur de dédier ce modeste travail :

À ma très chère mère qui me donne toujours l'espoir de vivre
et qui n'a jamais cessé de prier pour moi ainsi que pour son
amour et ses conseils.

À mon très cher père, mon exemple, pour ses encouragements,
son soutien, surtout pour son amour et son sacrifice afin que
rien n'entrave le déroulement de mes études.

À toutes mes adorables sœurs.

À toute ma famille de près et de loin.

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis.

SOMMAIRE

Introduction Générale :	1
Chapitre I : Généralités Sur Les Turbine A Gaz	
I.1. Introduction :	3
I.2. Définition de turbine à gaz :	3
I.3. Historique :	3
I.4. Utilisation des turbine à gaz :	4
I.5. Les éléments de turbine à gaz :	4
I.6. Principe de fonctionnement :	5
I.7. Classification des turbines à gaz :	6
I.7.1. Selon le mode de construction :	7
I.7.1.1. Turbine mono-arbre :	7
I.7.1.2. Turbine bi-arbre :	7
I.7.2. Selon le mode de travail :	8
I.7.2.1. Turbine à action :	8
I.7.2.2. Turbine à réaction :	8
I.7.3. Selon le mode de fonctionnement :	9
I.7.3.1. Turbine à cycle fermé :	9
I.7.3.2. Turbine à cycle ouvert :	9
I.8. Appellation des turbines à gaz GE (General Electric) :	9
I.9. Les avantages et inconvénients des turbines à gaz :	10
I.9.1. Les avantages :	10
I.9.2. Les inconvénients :	10
I.10. Amélioration des performances des turbines à gaz :	10
I.10.1. Injection de la vapeur d'eau :	11
I.10.2. Cycle combiné (gaz-vapeur) :	11
I.10.3. Régénération :	12
I.11. Conclusion :	13
Chapitre II : Description De La Turbine A Gaz MS5002C	
II.1. Introduction :	14
II.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C [15] :	14
II.3. Principe de fonctionnement :	17
II.4. Description détaillée de la turbine à gaz MS 5002c [15] :	18

SOMMAIRE

II.4.1. Section compresseur :.....	18
II.4.1.1. Généralités :.....	18
II.4.1.2. Rotor du Compresseur :	18
II.4.1.3 Stator du compresseur :.....	19
II.4.1.3.1 Corps d'admission :.....	20
II.4.1.3.2 Corps avant du Compresseur :	20
II.4.1.3.3. Corps de décharge du compresseur :.....	20
II.4.2. Section combustion :.....	21
II.4.2.1. Enveloppe de combustion :.....	22
II.4.2.2. chambre de combustion :.....	23
II.4.2.4. Détecteur de flamme :	24
II.4.2.5. Injecteur de combustible :	25
II.4.2.6. Tubes – foyers :.....	26
II.4.2.7 Pièce de transition :	26
II.4.3. Section turbine :.....	27
II.4.3.1. Stator de turbine:	27
II.4.3.2. Directrice de premier étage :.....	28
II.4.3.3.Directrice de deuxième étage :.....	29
II.4.3.4. Ensemble diaphragme :	30
II.4.3.5. Rotor de la turbine :.....	30
II.4.3.6. Aubes de la turbine:	31
II.4.3.7 Les Paliers:.....	32
II.4.4. Auxiliaires de la turbine :	34
II.4.4.1. Système du gaz combustible :.....	34
II.4.4.2. Système d'huile de graissage :.....	35
II.4.4.3. Système d'huile hydraulique :.....	35
II.4.4.4. Système d'huile de commande :	35
II.4.4.5. Système d'air d'étanchéité et de refroidissement :	36
II.5. Influences des agents externes sur les performances de la TAG :.....	37
II.5.1. La température ambiante :.....	37
II.5.2. La pression atmosphérique :	38
II.5.3. Humidité Relative :.....	38
II.6. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG :.....	39

SOMMAIRE

II.6.1. Chutes de pression dans la section d'admission :	39
II.6.2. Chutes de pression dans le système d'échappement :	40
II.6.3. Extraction d'air à partir du compresseur axial :	40
II.7. Conclusion :	41
Chapitre III : Calcule Thermodynamique De La Turbine MS5002C	
III.1. Introduction :	42
III.2. Étude thermodynamique de la turbine à gaz à deux arbres :	42
III.2.1. Cycle idéal de Brayton :	43
III.2.2. Cycle réel :	44
III.3. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C :	46
III.3.1. Données de la turbine à gaz MS-5002C :	46
III.3. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C à la température 15 °C :	46
III.3.2. Calculs des paramètres du compresseur axial :	46
III.3.3. Calculs des paramètres de la chambre de combustion :	50
III.3.3.1. Calcul de la pression P3 à la sortie de la chambre de combustion :	50
III.3.3.2. La composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible:	50
III.3.3.3. Les réactions chimiques de combustion :	51
III.3.3.4. Détermination du débit d'air stoechiométrique :	52
III.3.3.5. Détermination de la masse d'oxygène consommé par 1 kg de combustible :	52
III.3.4. calculs des paramètres de la turbine :	54
III.3.4.1. calcul de pression P_{4s} et P_{4r} de fin de détente isentropique et	54
réelle :	54
III.3.4.2. Calcul de la température de fin de détente isentropique T_{4s} :	54
III.3.4.3. Calcul du travail massique de la turbine :	55
III.3.5. Le rendement global de la turbine à gaz :	55
III.3.6. La consommation spécifique :	55
III.4. Conclusion :	56
Chapitre IV : La simulation à L'aide De Logiciel Aspen HYSYS	
IV.1. Introduction :	57
IV.2. Définition du logiciel Aspen HYSYS :	57
IV.3. Les concepts de base du simulateur HYSYS :	57
IV.4. Structure générale du HYSYS :	58

SOMMAIRE

IV.5. Les modèles thermodynamiques de HYSYS [21] :	59
IV.5.1. Equation de REDLICH-K WONG :	59
IV.5.2. Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG :	59
IV.5.3. Equation de PENG-ROBINSON :	60
IV.6. Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS :	60
IV.7. Simulation de la TAG par logiciel Aspen HYSYS :	61
IV.7.1. Démarrage de Aspen HYSYS :	61
IV.7.2. Choix la liste des composants :	62
IV.7.3. Sélection d'un modèle thermodynamique :	62
IV.7.4. Création des réactions chimiques :	63
IV.7.6. Compresseur :	65
IV.7.7. L'entrée de gaz naturel :	66
IV.7.8. Chambre de combustion :	67
IV.7.9. Turbine :	68
IV.8. Schéma équivalent de la TAG dans logiciel Aspen Hysys :	69
IV.9. Comparaison de résultats :	70
IV.10. Effet de la temperature ambiant sur le rendement et le puissance de la turbine à gaz :	70
IV.11. Effet de la taux de compression sur sur le rendement et le puissance de la turbine à gaz :	72
IV.13. Conclusion :	75

Chapitre V : Amélioration Des Performances De la Turbine A Gaz

V.1. Introduction :	76
V.2. Définition de la Turbine à vapeur :	76
V.3. Les Éléments constitutifs d'une turbine à vapeur :	76
V.4. Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur :	77
V.5. Classification de turbine à vapeur :	78
V.6.2. Cycle réel :	79
V.7. Le cycle combiné (Turbine à gaz - Turbine à vapeur) :	80
V.7.1. Rendement du cycle combiné :	81
V.8. Simulation de la TAV par logiciel Aspen HYSYS :	82
V.8.1. Chaudière :	82
V.8.2. La turbine :	82
V.8.3. condenseur :	83

SOMMAIRE

V.8.4. La pompe :	83
V.9. Schéma équivalent de la TAV dans logiciel Aspen Hysys :	84
V.10. Schéma équivalent de cycle combiné dans logiciel Aspen Hysys :	84
V.11. Effet de débit des gazes d'échappement sur le rendement et la puissance d'un système combiné :	85
V.12. Effet de débit des gazes d'échappement sur le débit de combustible qui est censé être brûlé dans chaudière :	86
V.13. Effet de débit d'eau sur la température de vapeur d'eau T_3 :	87
V.14. Conclusion :	89
Conclusion Générale :	90
Bibliographie :	91

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Les éléments de turbine à gaz	5
Figure I.2 : La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine a gaz.....	6
Figure I.3 : schéma de la classification des turbines à gaz	6
Figure I.4 : Turbines à gaz à mono-arbre et à bi-arbres	7
Figure I.5 : Schéma de turbine à action et à réaction	8
Figure I.6 : Méthode d'appellation des turbines à gaz	9
Figure I.7: Schéma d'injection vapeur d'eau	11
Figure I.8 : Schéma de cycle combiné	12
Figure I.9 : Schéma de régénération	12
Figure II .1 : turbine à gaz MS5002C	14
Figure II .2 : Schéma fonctionnel d'une turbine à gaz avec deux arbres a simple cycle .	17
Figure II .3 : Rotor du compresseur axial	19
Figure II .4 : stator du Compresseur	19
Figure II .5 : Corps de décharge du compresseur	21
Figure II .6 : Chambre de combustion	22
Figure II .7 : Ensemble enveloppe de combustion	22
Figure II .8 : la chambre de combustion	23
Figure II .9 : Bougies d'allumage rétractable	24
Figure II .10 : Détecteur de flamme ultraviolet	25
Figure II .11 : Injecteur de combustible	25
Figure II .12 : Tubes – foyers	26
Figure II .13 : Pièce de transition	26
Figure II .14 : Disposition enveloppe turbine	28
Figure II .15 : Section verticale - directrice 1er étage	29
Figure II .16 : Ensemble directrice 2ème étage	29
Figure II .17 : Ensemble diaphragme	30
Figure II .18 : Vue de l'ensemble rotor de turbine basse pression	31
Figure II .19 : Aubes de la turbine	32
Figure II .20 : Les Paliers porteur Elliptique et Patin oscillant	33
Figure II .21 : Les Paliers butée active et inactive	33
Figure II .22 : Système du gaz combustible	34
Figure II .23 : Système d'air d'étanchéité et de refroidissement	36
Figure II .24 : Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine	37
Figure II .25 : Courbe de correction de pression	38
Figure II .26 : Effet de l'humidité relative	39
Figure II .27 : L'influence des pourcentages d'extraction de l'air sur la la puissance et la consommation spécifique.....	41
Figure III .1 : Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres	42

LISTE DES FIGURES

Figure III .2 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz	43
Figure III .3 : Cycle réel d'une turbine à gaz	44
Figure III .4 : Bilan énergétique de la chambre de combustion	53
Figure III .5 : Cycle réel d'une turbine à gaz MS5002C	56
Figure IV.1 : Structure générale du HYSYS	58
Figure IV.2 : Fenêtre du Aspen HYSYS	61
Figure IV.3 : Fenêtre du Aspen HYSYS V14 dans new case	61
Figure IV.4 : les composants de différentes entrées de la TAG	62
Figure IV.5 : liste de fluide packages	63
Figure IV.6 : fenêtre des réactions créent.....	64
Figure IV.7 : les composants de l'air.....	64
Figure IV.8 : les conditions d'entrée d'air.....	65
Figure IV.9 : installation de compresseur.....	65
Figure IV.10 : Les paramètre de compresseur.....	66
Figure IV.11 : les composants de gaz naturel.....	66
Figure IV.12 : les conditions d'entrée de gaz naturel.....	67
Figure IV.13 : Installation de la chambre de combustion.....	67
Figure IV.14 : fenêtre de réaction dans la chambre de combustion.....	68
Figure IV.15 : Installation de la turbine	68
Figure IV.16 : fenêtre des paramètres de la turbine.....	69
Figure IV.17 : schéma équivalent de la TAG par Aspen Hysys	69
Figure IV.18 : l'influence de la température ambiant sur la puissance utile	71
Figure IV.19 : l'influence de la température ambiant sur le rendement	71
Figure IV.20 : l'influence de taux de compression sur la puissance.....	72
Figure IV.21 : l'influence de taux de compression sur le rendement.....	73
Figure IV.22 : l'influence de le débit de combustible sur la puissance	74
Figure IV.23 : l'influence de le débit de combustible sur le rendement	75
Figure V.1 : Schéma d'une turbine à vapeur	77
Figure V.2 : Classification des turbines à vapeur	78
Figure V.3 : cycle thermodynamique théorique d'une turbine à vapeur	78
Figure V.4 : cycle réel d'une turbine à vapeur	79
Figure V.5 : Schéma de cycle combiné, gaz-vapeur	81
Figure V.6 : présentation de la chaudière.....	82
Figure V.7 : présentation de la turbine.....	82
Figure V.8 : présentation de condenseur	83
Figure V.9 : présentation de la pompe.....	83
Figure V.10 : Schéma équivalent de la TAV par Aspen Hysys.....	84
Figure V.11 : Schéma équivalent de cycle combiné par Aspen Hysys	84
Figure V.12 : l'influence de débit des gazes d'échappement sur la puissance	85
Figure V.13 : l'influence de débit des gazes d'échappement sur le rendement.....	86

LISTE DES FIGURES

Figure V.14 : l'influence de débit des gazes d'échappement sur le débit de combustible	87
Figure V.15 : l'influence de débit d'eau sur la température de vapeur d'eau T3.....	88

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1 : Ensemble des Paliers	33
Tableau II.2 : Effets des chutes de pression.....	40
Tableau III.1 : Compositions et caractéristiques du gaz combustible	51
Tableau III.2 : Masse de l'O ₂ nécessaire à la combustion d' 1kg de combustible.....	53
Tableau IV. 1 : Validaion des perforances obtenues de MS5002C	70

NOMENCLATURES

Abréviation	Significations
TAV	Turbine à gaz
TAG	Turbine à vapeur
HRSG	Générateur de vapeur à récupération de chaleur
RK	Equation de Redlich-Kwong
SRK	Equation de Soave-Redlich-Kwong
PR	Equation de ping-Robinson

Symbols	Unités	Significations
h	kJ/Kg	Enthalpie spécifique
C_p	KJ/Kg.K	Chaleur spécifique à pression constante
$\dot{m}$	Kg/s	Débit massique
$\dot{m}_c$	Kg/s	Débit de combustible
P_c	W	Puissance du compresseur
P_P	kW	Puissance de la pompe
P_{cc}	Bar	Pression de la chambre de combustion
P_T	W	Puissance de la turbine
P_U	W	Puissance utile
Q_{cc}	W	Puissance de la chambre de combustion
PCI	kcal/kg	Pouvoir calorifique inferieur
T	K	Température
T_{Ge}	K	Température d'entrée des gaz d'échappement
T_{Gs}	K	Température de sortie des gazes d'échappement
W	kJ/kg	Travail massique
W_C	kJ/kg	Travail massique du compresseur
W_T	kJ/kg	Travail massique de la turbine
W_P	kJ/kg	Travail massique de la pompe
$\dot{m}_{gaz}$	kg/s	Débit des gazes d'échappement
γ	/	Exposant isentropique
α	/	Coefficient d'excès d'air
τ	/	Taux de compression
η	/	Rendement
ρ	Kg/m ³	Masse volumique

Résumé

Résumé :

Les turbine à gaz permettent de transformer l'énergie thermique issue de la combustion d'un gaz en énergie mécanique produite par un rotor tournant autour d'un axe pour l'entraînement des générateurs d'électricité dans la production d'électricité, et dans l'industrie pétrolière pour la réinjection de gaz dans les gisements pétroliers et pour entraîner les compresseurs centrifuges dans les installations de compression et de traitement du gaz naturel. Ces machines sont très sensibles aux conditions climatiques, c'est-à-dire, à la température de l'air ambiant et à l'humidité, Il faut donc trouver une solution à ce problème via porte sur l'étude thermodynamique d'un cycle combiné gaz vapeur fonctionnant avec de l'énergie fossile L'installation est équipée d'une turbine à gaz couplée à une turbine à vapeur par l'application du logiciel Aspen HYSYS de simulation de procédés industriels largement utilisé dans l'industrie chimique et pétrochimique. Le logiciel HYSYS nous a permis de déterminer ses paramètres de fonctionnement (le rendement de cycle combiné). Tel est l'objectif de ce mémoire dans laquelle la méthode suggérée a été étudiée Analysée et comparée à un cycle simple.

Mots Clés : cycle combiné gaz-vapeur, étude thermodynamique, Logiciel Aspen Hysys, amélioration du rendement

Summary :

Gas turbines convert thermal energy from the combustion of gas into mechanical energy produced by a rotor rotating around an axis, which is used to drive electricity generators in power generation, and in the oil industry for reinjecting gas into oil reservoirs and for driving centrifugal compressors in natural gas compression and processing facilities. These machines are highly sensitive to climatic conditions, that is to say, to ambient air temperature and humidity, A solution to this problem must therefore be found through the thermodynamic study of a combined cycle gas-steam plant operating on fossil fuels. The plant is equipped with a gas turbine coupled to a steam turbine using the Aspen HYSYS industrial process simulation software, which is widely used in the chemical and petrochemical industries. The HYSYS software enabled us to determine its operating parameters (the combined cycle efficiency). This is the objective of this thesis, in which the proposed method has been studied, analysed and compared with a simple cycle.

Keywords : gas-steam combined cycle, thermodynamic study, Aspen Hysys software, efficiency improvement

INTRODUCTION

GENERALE

Introduction Générale

Introduction Générale :

Les turbines à gaz, ces équipements thermiques utilisés pour transformer l'énergie thermique en énergie mécanique via un processus de transformation thermodynamique. Ces dernières années, on a observé une expansion significative dans diverses applications industrielles, spécialement dans le secteur des hydrocarbures et des centrales thermiques destinées à la production d'électricité. De plus, cela s'étend également au domaine aéronautique pour les avions civils et militaires.

Les turbines à gaz occupent une place centrale dans l'évolution et l'amélioration des capacités énergétiques de notre nation. Ces dernières sont employées pour la production d'électricité, mais également dans le secteur du gaz, particulièrement pour la réinjection de gaz dans les gisements pétroliers et pour entraîner les compresseurs centrifuges dans les installations de compression et de traitement du gaz naturel.

Généralement, les turbines à gaz sont conçues en se basant sur des conditions ambiantes spécifiques (ISO), telles qu'une température de 15°C, une humidité relative de 60% et une altitude de zéro mètre. Toutefois, ces conditions ne sont pas constamment réunies, car elles dépendent des fluctuations météorologiques tout au long de l'année. Par conséquent, le rendement de la même turbine à gaz peut varier d'une saison à l'autre.

L'impact significatif de la température ambiante, qui fluctue considérablement entre l'été et l'hiver, ou entre le jour et la nuit, sur ces appareils, affecte leur rendement thermique d'exploitation. Il faut donc trouver une solution à ce problème afin de réduire son impact sur les performances de la machine et de maintenir une productivité relativement stable.

Principal objet de ce présent travail consiste en l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz MS5002C, par l'incorporation d'une turbine à vapeur (cycle combiné).

Le présent travail est réparti en cinq chapitres :

- ✓ Le premier chapitre consiste essentiellement en une revue bibliographique sur les turbines à gaz, leurs domaines d'utilisation et leurs particularités de fonctionnement, les modes de Classification, ainsi que les avantages et les inconvénients et des méthodes d'amélioration des performances de ce type de moteurs thermiques.

Introduction Générale

- ✓ Le deuxième chapitre nous attèlerons Une description détaillée de la turbine à gaz MS5002C où l'on a passé au revu tous les organes constitutifs de la turbine tout en détaillant leur technologie, leur fonctionnalité, les mécanismes de fonctionnement, les facteurs externes et internes influent sur les performances de la turbine à gaz.
- ✓ Dans le troisième chapitre la description des cycles thermodynamiques théorique et réel auxquels soumise une turbine à gaz et des calculs thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C avec des données du constructeur dans des conditionnements ISO.
- ✓ Le quatrième chapitre est consacré à la présentation du logiciel Aspen HYSYS et fait une simulation d'une installation de turbine à gaz MS5002C et comparée les résultats avec de le constructeur.
- ✓ Dans le dernier chapitre, une étude de la méthode d'amélioration des performances de la turbine à gaz par l'incorporation d'une turbine à vapeur à l'aide de logiciel Aspen HYSYS, On termine par la Discussion des résultats.

Enfin, nous terminons ce travail par une conclusion générale.

Chapitre I :

Généralités Sur Les

Turbine A Gaz

I.1. Introduction :

La turbine à gaz est actuellement un composant crucial dans le secteur de la production d'énergie et de la propulsion. Elle a la capacité de convertir l'énergie chimique d'un carburant en énergie mécanique puis électrique via un mécanisme de compression, combustion et expansion des gaz chauds. La turbine à gaz, reconnue pour sa dimension réduite, sa grande puissance et son démarrage rapide, est couramment employée dans les centrales électriques, l'industrie pétrolière ainsi que dans le domaine de l'aéronautique. Dans le contexte actuel de hausse de la demande énergétique, son importance stratégique explique l'attention scientifique et technique qui lui est portée.

I.2. Définition de turbine à gaz :

Une turbine à gaz est un dispositif thermique rotatif qui convertit l'énergie chimique d'un combustible (comme le gaz naturel ou le kérosène) en énergie mécanique grâce à une combustion ininterrompue. Il opère sur la base du cycle thermodynamique de George Brayton, également connu sous le nom de cycle de Brayton. Elle se compose essentiellement d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine. Le processus commence par la compression de l'air, qui est ensuite combiné au carburant et brûlé. Les gaz chauds générés se détendent par la suite dans la turbine, créant un mouvement rotatif utilisé pour générer de l'électricité ou fournir une propulsion.

I.3. Historique :

Il convient de citer les inventeurs des moteurs thermiques utilisant un gaz permanent (en l'occurrence, l'air chaud), en tant que pionniers de la turbine à gaz contemporaine, même si ces moteurs ont été élaborés sur la base du fonctionnement des machines à vapeur à piston. Effectivement, ces innovations ont rendu possible l'identification des diverses modifications qu'un gaz permanent utilisé comme fluide moteur doit subir, semblablement au cycle thermodynamique de la turbine à gaz dont plusieurs cycles portent encore le nom de leurs créateurs, tels que le cycle de Joule et le cycle d'Ericsson. Nous exposons ci-après une progression chronologique de la turbine à gaz.[1] :

- **1791** : Premiers brevets de turbine à gaz de John Barber, Angleterre
- **1900/1904** : Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze
- **1905** : Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth
- **1906/1908** : Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Dr. Holzwarth

Chapitre I : Généralités sur la turbine à gaz

- **1909-1910** : Première turbine à gaz employée industriellement en Allemagne
- **1928** : BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée
- **1933** : Mise en opération de la première turbine Holzwarthde BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.
- **1934**: Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939
- **1937** : Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe: 2000 Kw
- **1937** : Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple
- **1939** : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel.

I.4. Utilisation des turbine á gaz :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des [2] :

✓ Appareils fixes :

- Générateur d'électricité.
- Compresseurs.
- Pompes.

✓ Appareils mobiles :

- Chemin de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.

I.5. Les éléments de turbine á gaz :

Dans sa configuration la plus simple, une turbine à gaz se compose de trois éléments fondamentaux [3] :

- ✚ **Le compresseur (C)** : centrifuge, ou plus communément axial, destiné à comprimer l'air ambiant à une pression se situant actuellement entre 10 et 30 bars environ.
- ✚ **La chambre de combustion (CC)** : où un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec une quantité d'air considérable pour contrôler et limiter la température des gaz d'échappement.
- ✚ **La turbine (TU)** : généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

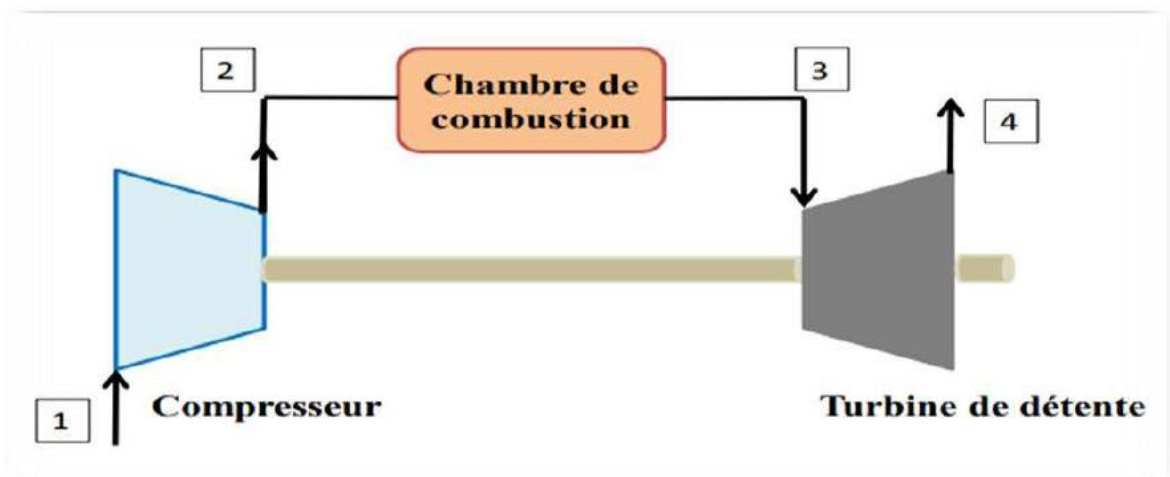


Figure I. 1: Les éléments de turbine à gaz [4]

I.6. Principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante [5] :

L'air froid provenant de l'extérieur est d'abord aspiré, ensuite comprimé par le compresseur, avant d'être introduit dans la chambre de combustion. Cette action s'effectue en utilisant une partie de l'énergie mécanique qui est déduite de l'énergie produite par la turbine.

Avant d'atteindre la chambre de combustion, une réaction chimique entre le carburant et l'air génère une hausse de la température sous une pression assez stable.

En effet, la diminution de pression entre la sortie du compresseur et l'entrée de la turbine varie généralement de 2% à 4% par rapport à la pression initiale. Dans ce processus, l'énergie calorifique du carburant est convertie en énergie thermique pour les gaz.

Finalement, dans la turbine de détente, les gaz chauds se détendent jusqu'à atteindre la pression ambiante, ce qui entraîne une baisse de leur température. Cette étape génère une

Chapitre I : Généralités sur la turbine à gaz

vaste quantité d'énergie mécanique, en partie utilisée par le compresseur, mais principalement orientée vers le réseau via le générateur de puissance.

La figure montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

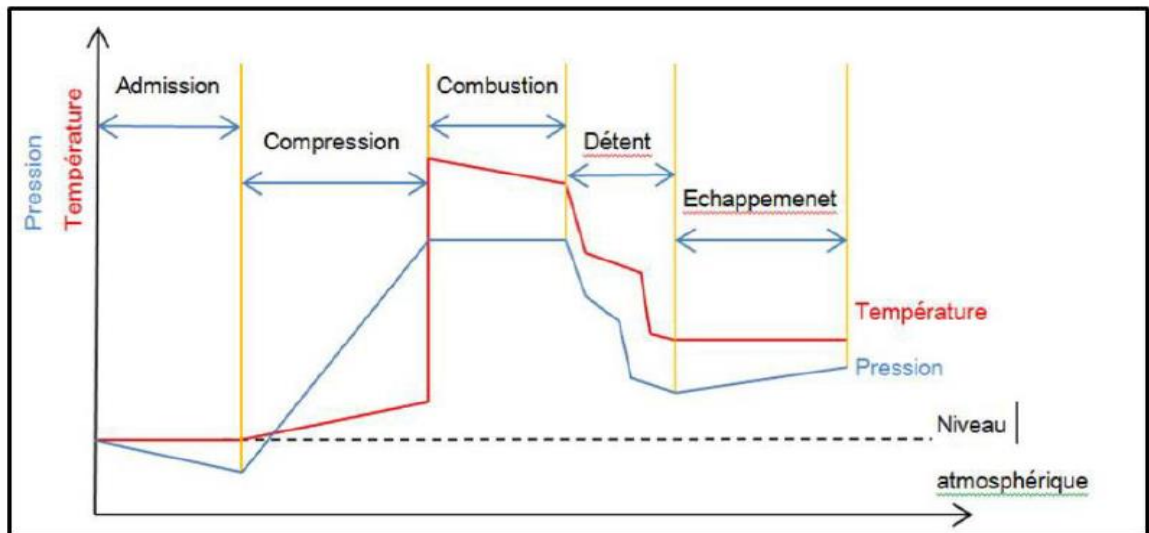


Figure I. 2: La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine a gaz

I.7. Classification des turbines à gaz :

Les turbines à gaz sont classées comme nous montre le schéma ci-dessous :

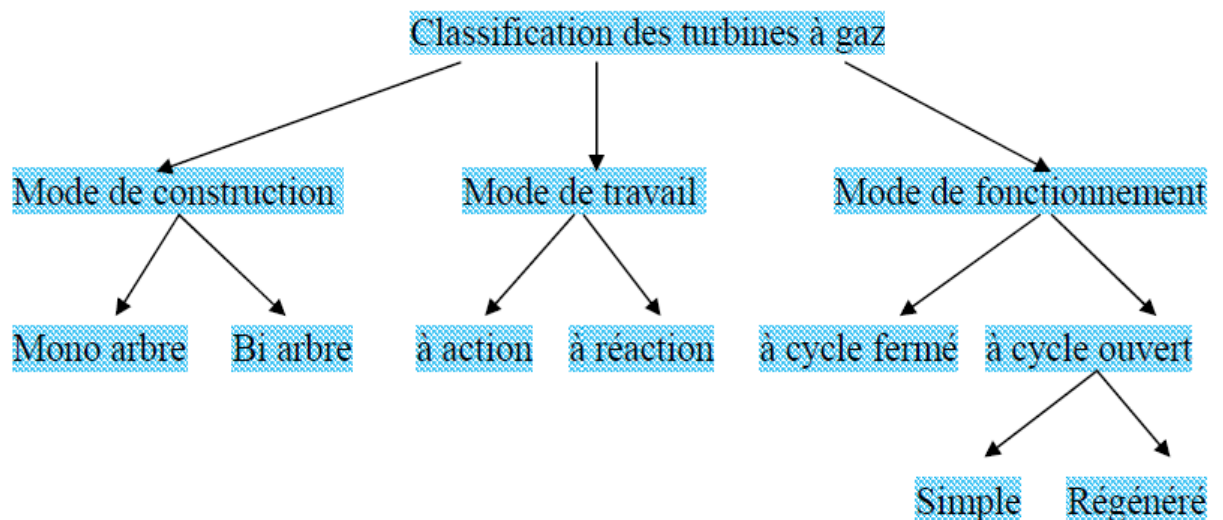


Figure I. 3: schéma de la classification des turbines à gaz [2]

I.7.1. Selon le mode de construction :

I.7.1.1. Turbine mono-arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entraîner le compresseur ainsi que l'énergie pour entraîner la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante. Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante. Telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique. [7]

I.7.1.2. Turbine bi-arbre :

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs). Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur. [7]

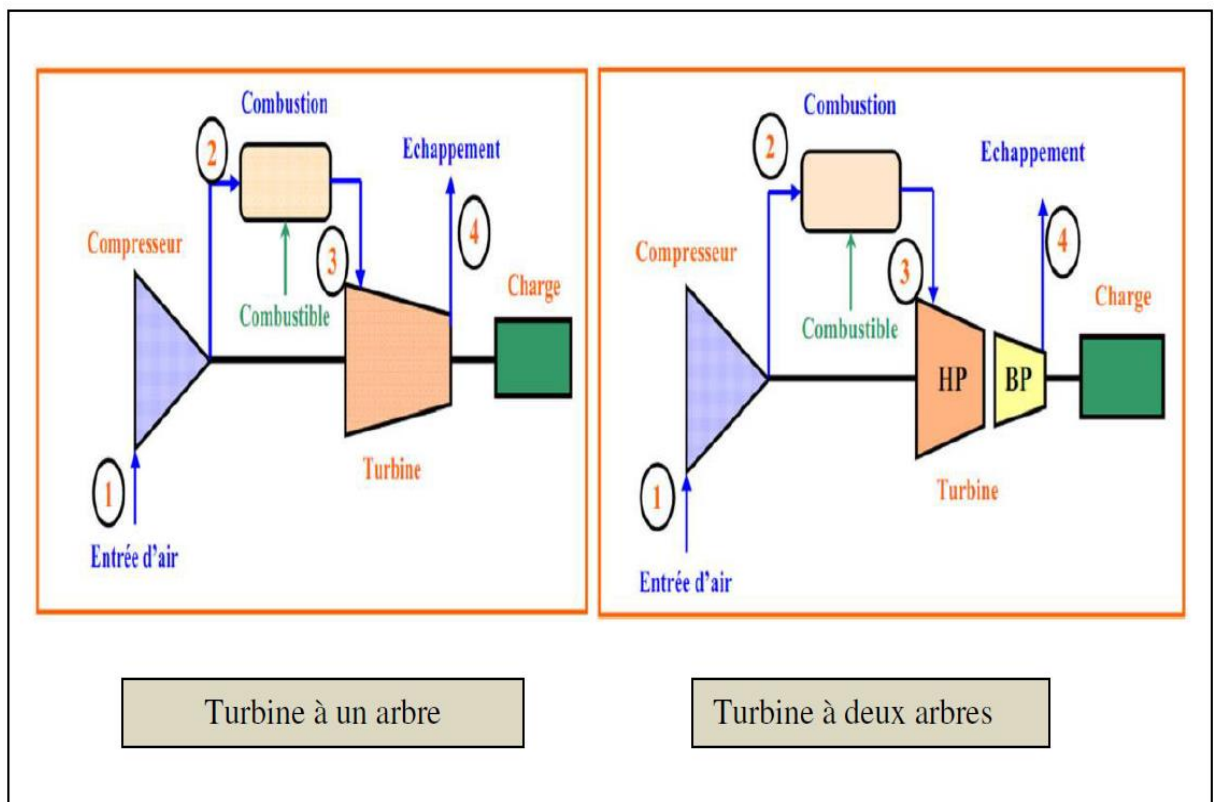


Figure I. 4: Turbines à gaz à mono-arbre et à bi-arbres [8]

I.7.2. Selon le mode de travail :

I.7.2.1. Turbine à action :

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation Thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes). Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ($p_1 > p_2$) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ($p_2 = p_3$). [9]

I.7.2.2. Turbine à réaction :

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_0 > P_1 > P_2$. [9]

Avec :

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

P_2 : Pression des gaz à la sortie de la directrice

P : Pression des gaz à la sortie de la turbine

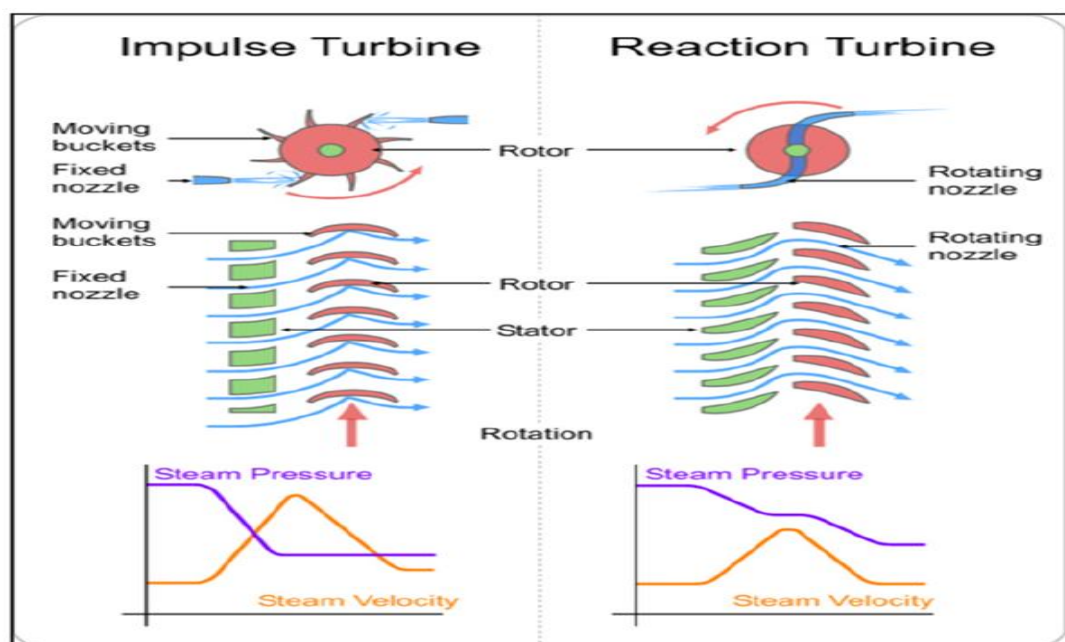


Figure I. 5: Schéma de turbine à action et à réaction [10]

I.7.3. Selon le mode de fonctionnement :

Il existe deux cycles thermodynamiques [3] :

I.7.3.1. Turbine à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

I.7.3.2. Turbine à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type se divise en deux classes :

- **Turbine à cycle simple** : C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- **Turbine à cycle régénéré** : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

I.8. Appellation des turbines à gaz GE (General Electric) :

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

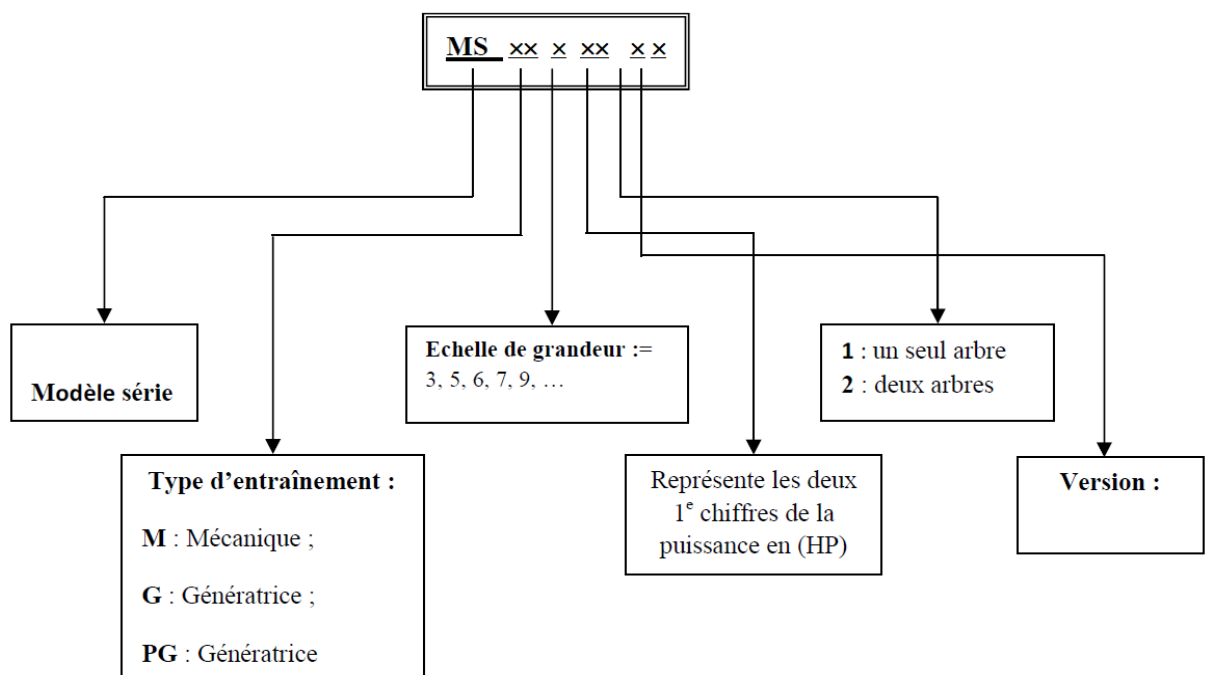


Figure I. 6 : Méthode d'appellation des turbines à gaz [1]

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

I.9. Les avantages et inconvénients des turbines à gaz :

I.9.1. Les avantages :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans le quel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait être logé
- A l'exception du démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue
- Démarrage facile même à grand froid
- Diversité de combustible pour le fonctionnement
- Possibilité de fonctionnement à faible charge
- Aptitude potentielle à utiliser des combustibles varies et de moindre qualité (gaz pauvre). [8]

I.9.2. Les inconvénients :

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

I.10. Amélioration des performances des turbines à gaz :

La turbine à gaz est considérée comme l'une des meilleures et des plus importantes inventions dans le domaine industriel en raison de sa diffusion et de ses nombreuses utilisations, en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'électricité. Cependant, cette dernière est soumise à plusieurs facteurs tels que les changements de température ambiant et d'humidité qui affectent son cycle de fonctionnement. Il existe donc de nombreuses façons d'améliorer son fonctionnement, parmi lesquelles nous pouvons citer :

I.10.1. Injection de la vapeur d'eau :

Ce processus consiste à injecter de la vapeur d'eau au niveau de la chambre de combustion en fonction de la température élevée générée par les gaz d'échappement au niveau de l'échangeur thermique. Cette méthode permet d'améliorer le cycle de fonctionnement de la turbine (d'augmenter le rendement) et réduire la formation d'oxydes d'azote (Nox).

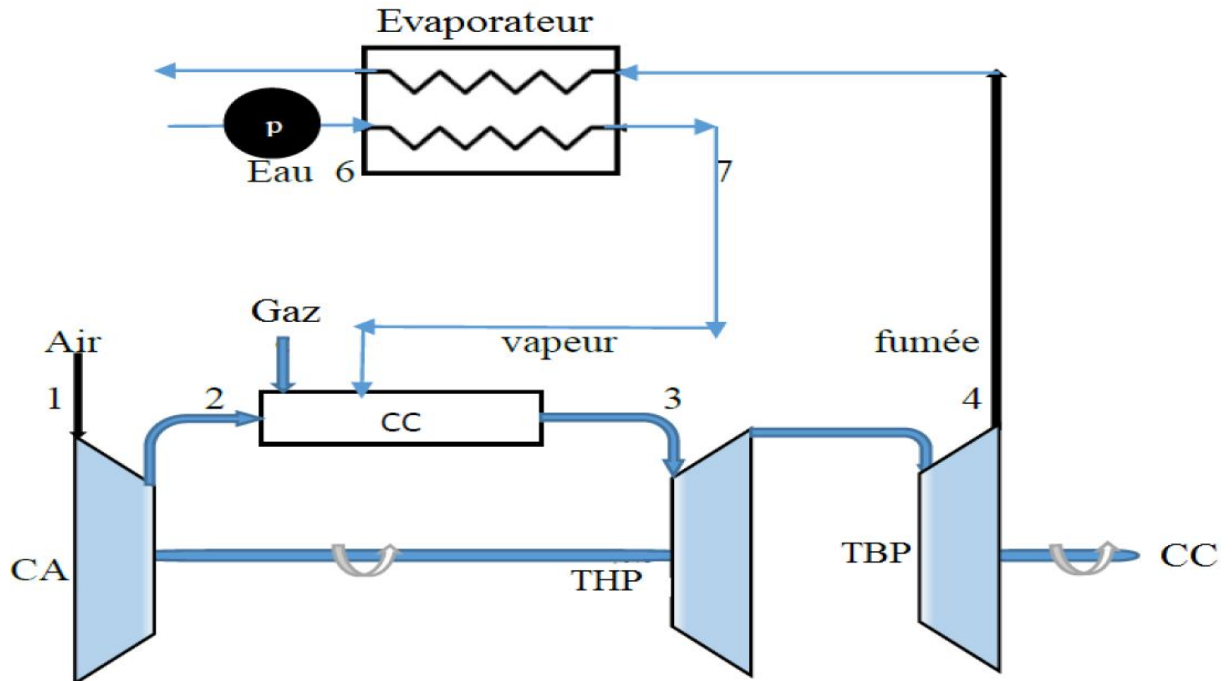


Figure I. 7: Schéma d'injection vapeur d'eau [11]

I.10.2. Cycle combiné (gaz-vapeur) :

Une turbine (TAG) alimentée en gaz naturel va produire de l'électricité, c'est le premier cycle. Comme toute turbine à combustion, elle va occasionner de la production de la chaleur. Une partie de cette chaleur est alors récupérée, pour réchauffer une masse d'eau et la vaporiser, pour alimenter une seconde turbine (TAV) fonctionnant à la vapeur, c'est le second cycle. Une partie de la vapeur produite peut être également utilisée à d'autres fins c'est le cas de la cogénération. L'association des deux cycles permet d'optimiser le rendement

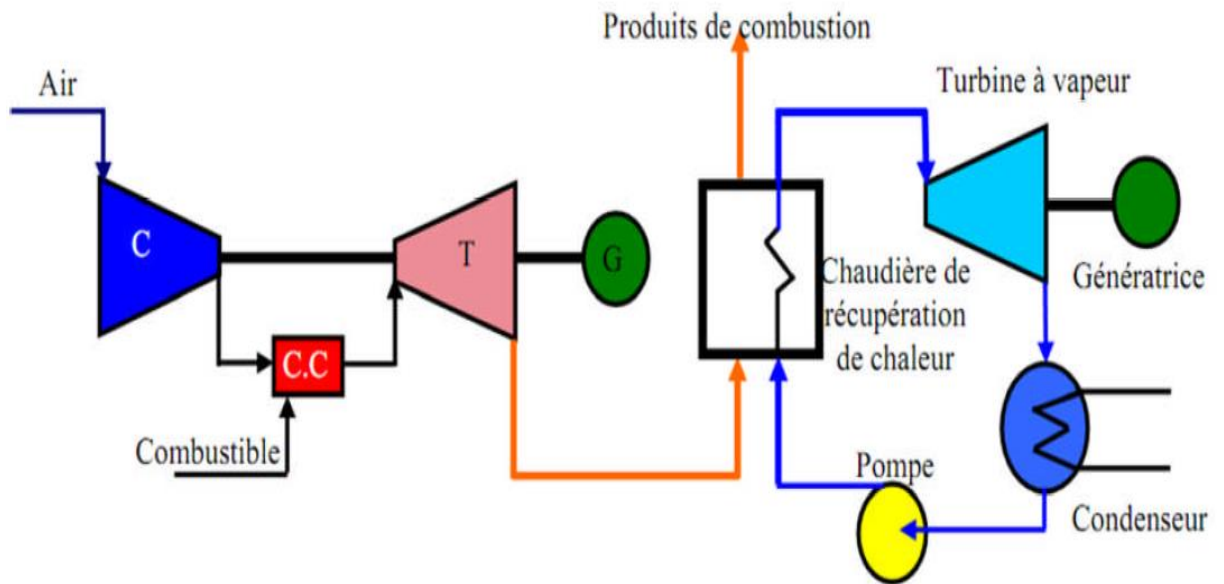


Figure I. 8 : Schéma de cycle combiné [12]

I.10.3. Régénération :

Utilisation de la chaleur élevée des gaz d'échappement pour réchauffer l'air comprimé par le compresseur avant son entrée dans la chambre de combustion. L'objectif de ce processus est de réduire la consommation de combustible et d'améliorer l'efficacité grâce à un échangeur de chaleur.

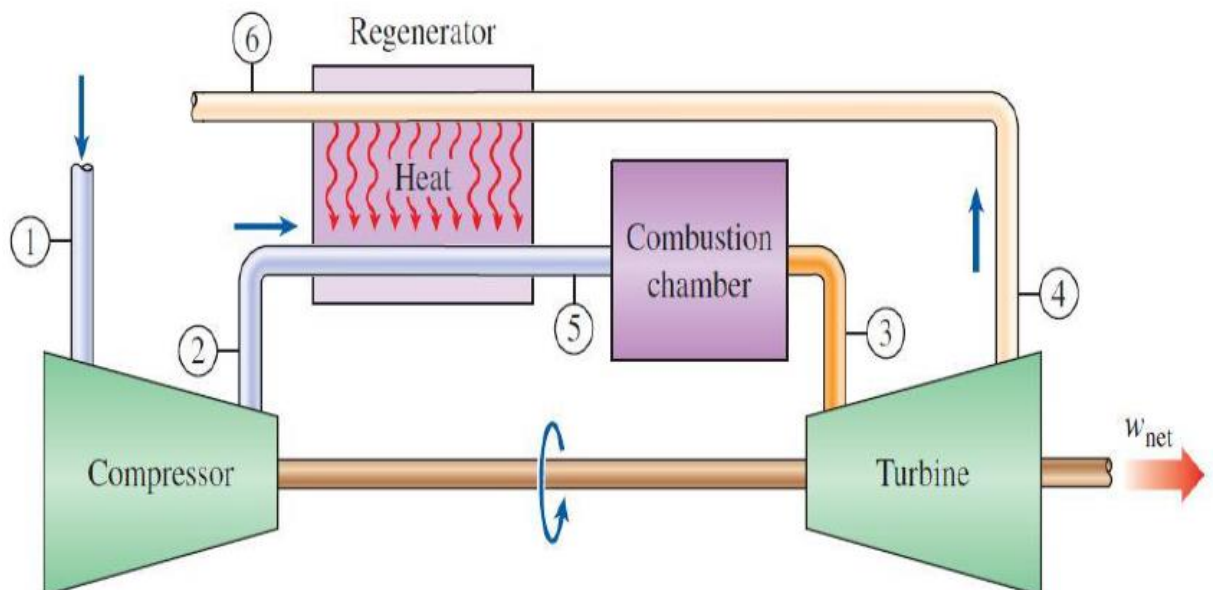


Figure I. 9 : Schéma de régénération [13]

I.11. Conclusion :

Dans ce chapitre, des généralités concernant les turbines à gaz ont été présentées. Une description fonctionnelle, ce qui nous a permis de conclure qu'il s'agit d'une machine de la famille des moteurs à combustion interne qui convertit l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique. et en mentionnant leurs principaux composants et domaines d'application. De cette façon, nous pouvons également voir qu'elles peuvent être classées de différentes manières, comme selon le mode de fonctionnement et le mode de travail et donner leur avantages et inconvénients. Enfin, des méthodes utilisées pour optimiser le rendement et l'efficacité.

Chapitre II :

Description De La

Turbine A Gaz

MS5002C

II.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous aborderons en détail l'un des types de turbines à gaz les plus importants et les plus connus en termes d'utilisation et de diffusion dans l'industrie pétrolière, à savoir le modèle de la série 5002 C, une turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique. Cette partie va nous aider à bien comprendre la conception et connaître les compartiments la constituant, les éléments qui compose chaque compartiment.

La turbine à gaz MS 5002c est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion, Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente



Figure II . 1 : turbine à gaz MS5002C [14]

II.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C [15] :

Turbine à gaz, modèle série : MS-5002C

Application de la turbine à gaz : Entraînement mécanique

Cycle : Simple

Rotation de l'arbre : Sens inverse des aiguilles d'une montre

Type de fonctionnement : Continu

Vitesse de l'arbre : 5100 t/min haute pression et 4900 t/min basse pression

Commande : Système de commande électrostatique SPEEDTRONIC Mark V

Protection (types de base) contre : Sur vitesse, température excessive, vibrations et détection de flamme

Chapitre II : Description de la turbine à gaz MS5002C

Mécanisme de refroidissement. : Réducteur avec vireur

Insonorisation : Silencieux d'admission et d'échappement Pour satisfaire aux exigences du site

✓ VALEURS NOMINALES DE LA PLAQUE :

Puissance débitée : 38.000HP- Condition ISO

Température à l'entrée : 59°F

Pression d'échappement : 14,7 PSI

✓ SECTION COMPRESSEUR :

Nombre d'étages du compresseur : 16

Type du compresseur : Flux axial, service sévère

Fente de la caisse : Bride horizontale

Type des aubes de la directrice : Variables

✓ SECTION TURBINE :

Nombre d'étages de la turbine : 2(deux arbres)

Fente de la caisse : Horizontale

Directrices :

- Premier étage : Zone fixe
- Deuxième étage : Variable

✓ SECTION COMBUSTION :

Type : 12 chambres de combustion multiplex, à débit inversé

Disposition Des chambres : Concentriques autour du compresseur

Injecteurs de combustible : Type combustible gazeux, 1 par chambre

Bougies : 2type électrodes à ressort, auto rétractile

Détecteur de flamme : 4, type ultraviolet

✓ ENSEMBLE PALIERS :

Quantité : 4

Graissage : Sous pression

Palier N.1 (situé dans la caisse d'admission) : Actif et inactif, de butée et lisse, tous dans un seul ensemble

- Coussinet lisse : Elliptique
- Butée active : Patins oscillants, à compensation automatique
- Butée inactive : Patins oscillants, à compensation

Palier N.2 (situé dans le corps de refoulement du compresseur.) : Coussinet lisse, elliptique

Palier N.3 (situé dans le cadre d'échappement) : Coussinet lisse, elliptique

Chapitre II : Description de la turbine à gaz MS5002C

Palier N.4 (situé dans le cadre d'échappement) : Butée active et inactive et coussin lisse, tous dans un ensemble

- Coussinet lisse : Patins oscillants
- Butée active : Patins oscillants, compensation automatique
- Butée inactive : Patins oscillants, sans compensation

✓ **SYSTEME DE LANCEMENT :**

Dispositif de lancement : Moteur électrique

Type : Induction horizontale.

Réducteur Type : Non encastré avec vireur hydraulique

✓ **SYSTEME DU COMBUSTIBLE :**

Type : Gaz naturel

Signal de contrôle combustible : Panneau de commande turbine SPEEDTRONIC (*)

Vanne de commande, arrêt, détente gaz : Servocommande électro hydraulique

✓ **SYSTEME DE GRAISSAGE :**

Lubrifiant : Huile minérale

Capacité totale : 22.500 litre.

Pression du collecteur palier : 25 PSI (1,72 Bar)

Pompe de graissage principale : Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire

Pompe de graissage auxiliaire : Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, émergée

Pompe de graissage de secours : Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, émergée

Echangeur de chaleur (Fluide de graissage)

Type : Huile refroidi avec l'air

Quantité : Trois

Filtre (Fluide de graissage)

Type : Débit plein avec vanne de transfert

Quantité : Deux

Type de cartouche : Filtrage 25micron absolue

✓ **SYSTEME D'ALIMENTATION HYDRAULIQUE :**

Pompe hydraulique principale : Actionnée par engrenage accessoire, piston axiale à déplacement variable.

Pompe auxiliaire hydraulique : Actionnée par moteur, type rotor à engrenages

Filtre(s) hydrauliques d'alimentation

Type : En circuit principal

Quantité : Double avec vanne de transfert

II.3. Principe de fonctionnement :

Le rotor du compresseur et de la turbine haute pression est initialement porté à 20% de sa vitesse maximale par un dispositif de démarrage. L'air atmosphérique, aspiré dans le compresseur, est dirigé vers les chambres de combustion où le carburant est injecté sous pression. Après l'allumage initial, la combustion se maintient de manière continue dans les chambres. Les gaz chauds produits augmentent la vitesse de rotation du rotor du compresseur et de la turbine haute pression, ce qui accroît la pression de refoulement au niveau du compresseur. Avec l'augmentation de cette pression, le rotor de la turbine basse pression commence à tourner, et les deux rotors des turbines accélèrent progressivement jusqu'à atteindre leur vitesse de fonctionnement optimale. Les produits de la combustion, constitués de gaz à haute pression et haute température, se dilatent d'abord dans la turbine haute pression, puis dans la turbine basse pression, avant d'être rejetés dans l'atmosphère. Lorsque ces gaz en expansion traversent la turbine haute pression et interagissent avec les aubes, ils entraînent la rotation de la turbine, ce qui actionne le compresseur et génère un couple transmis aux équipements auxiliaires. Ces gaz entraînent également la rotation de la turbine basse pression avant leur expulsion, permettant ainsi d'actionner la charge connectée. Le rotor tourne dans le sens antihoraire lorsqu'il est observé depuis le côté de l'admission. [15]

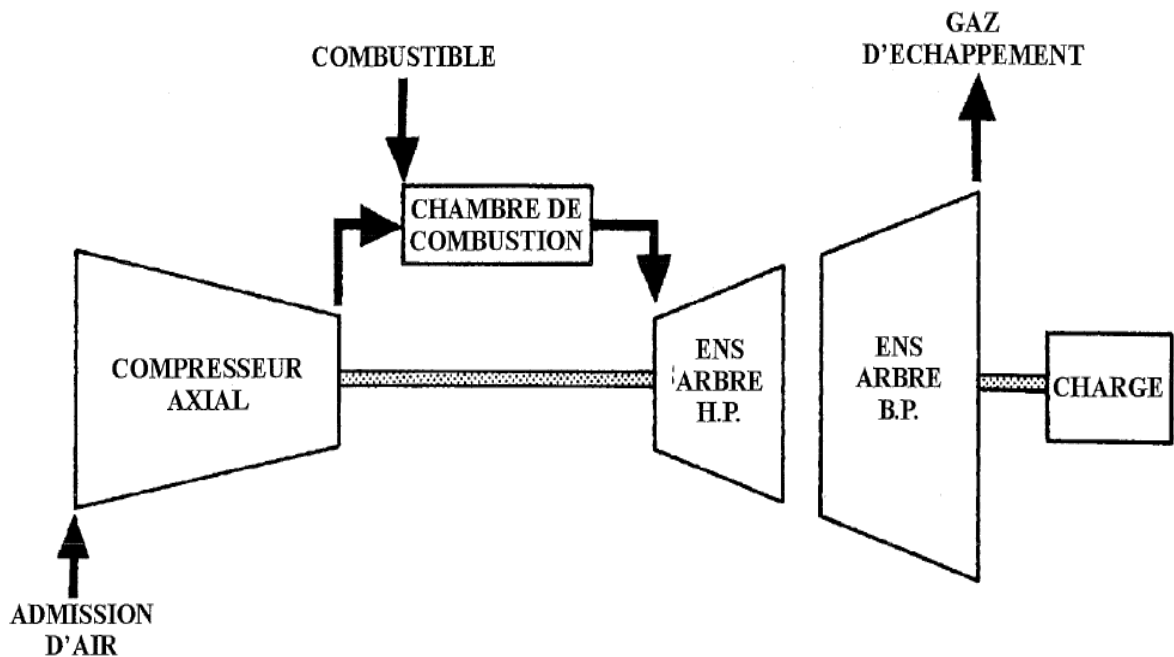


Figure II . 2 : Schéma fonctionnel d'une turbine à gaz avec deux arbres a simple cycle
[15]

II.4. Description détaillée de la turbine à gaz MS 5002c [15] :

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002c sont :

- Section de compression.
- Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion).
- Section turbine (HP et BP).
- La partie auxiliaire.

II.4.1. Section compresseur :

II.4.1.1. Généralités :

La section du compresseur à écoulement axial consiste en rotor et corps du compresseur qui comprend les seize étages de compression, les aubes directrices variables d'admission et deux aubes de guidage de sortie.

Dans le compresseur, l'air est renfermé dans l'espace entre l'ailettage du rotor et du stator où il est comprimé en étapes par une série d'aubes rotatrices alternées (rotor) et stationnaires (stator) en forme d'aile. Les aubes du rotor fournissent la force nécessaire pour la compression de l'air à chaque étage et les aubes du stator guide l'air pour qu'il entre dans l'étage suivant du rotor à l'angle correspondant.

L'air comprimé sort par la carcasse de décharge du compresseur vers l'enveloppe de combustion et les chambres de combustion. L'air est également extrait du compresseur pour le refroidissement de la turbine et pour l'étanchement à huile des paliers.

II.4.1.2. Rotor du Compresseur :

Le rotor du compresseur est constitué d'un ensemble comprenant seize roues, un faux arbre, des boulons d'ancrage et des aubes de rotor. Chaque roue ainsi que la portion avant des roues du faux arbre sont dotées de fentes brochées réparties autour de leur périphérie. Les aubes du rotor sont insérées dans ces fentes et maintenues en position axiale par des entretoises fixées par agrafage à chaque extrémité des fentes. Ces aubes, en forme d'aile, ont été conçues pour comprimer l'air de manière efficace à des vitesses élevées au niveau des extrémités des aubes. Les roues et le faux arbre sont assemblés l'un à l'autre à l'aide de feuillures d'accouplement pour assurer la concentricité, et sont solidarisés par des boulons d'ancrage. Le positionnement sélectif des roues est effectué afin de minimiser les besoins en correction d'équilibrage. Une fois assemblé, le rotor est soumis à un équilibrage dynamique avec une précision fine. Le faux arbre avant fournit les surfaces de butée avant et arrière, ainsi que le fusée d'arbre nécessaires aux joints d'étanchéité à l'huile du palier n° 1 et à l'étanchéité à l'air du compresseur.

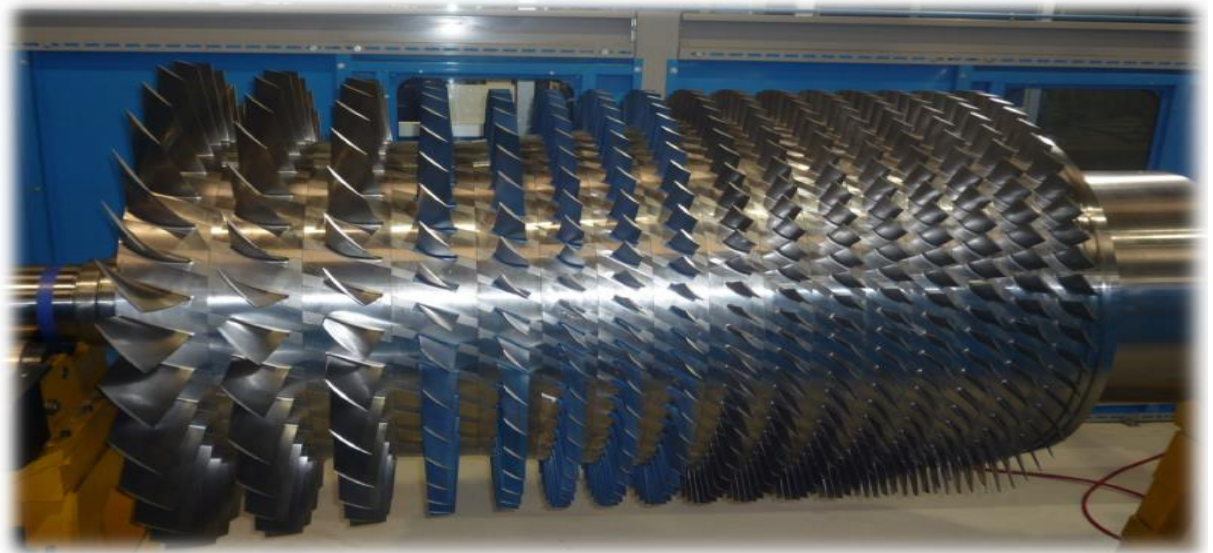


Figure II . 3 : Rotor du compresseur axial [14]

II.4.1.3 Stator du compresseur :

La zone du stator (corps) de la section compresseur se compose de trois sections majeures:

- a- Corps d'admission
- b- Corps avant du compresseur.
- c- Corps de décharge du compresseur

Ces sections avec l'enveloppe de la turbine, forment la structure primaire externe de la turbine à gaz. Elles soutiennent le rotor aux points d'appuis et constituent la paroi extérieure de l'espace annulaire de la voie des gaz. L'alésage du corps est maintenu aux tolérances closes relatif aux bouts d'aubes du rotor pour rendement maximum

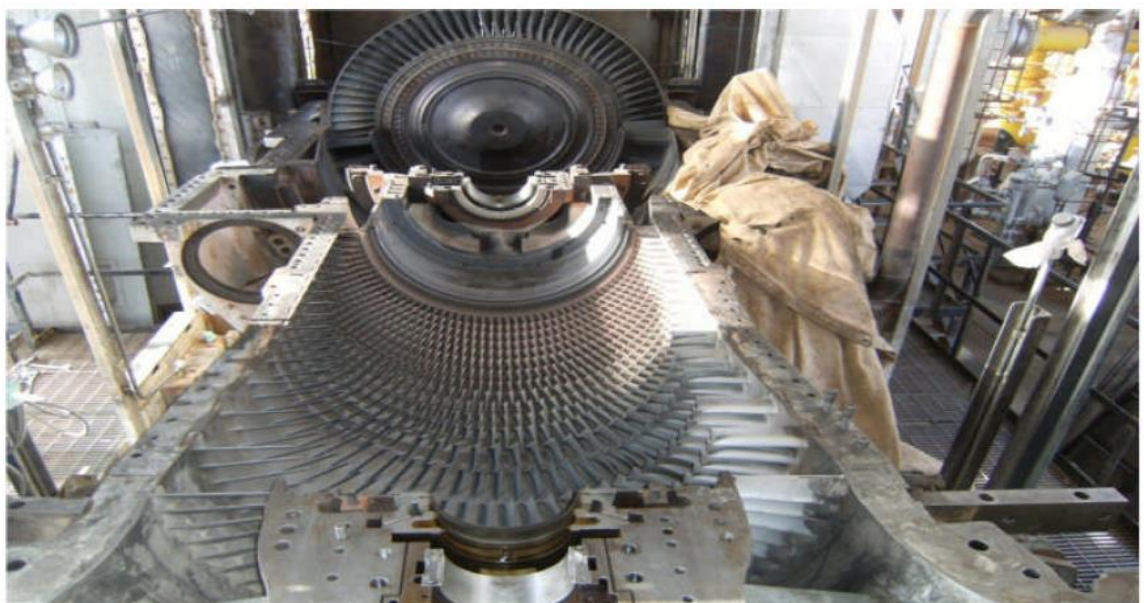


Figure II . 4 : stator du Compresseur [16]

II.4.1.3.1 Corps d'admission :

Le corps d'admission est positionné à l'extrémité avant de la turbine à gaz.

Sa principale fonction est de diriger uniformément l'air dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier No. 1 dont la demi-carresse inférieure est une enveloppe séparée, bride et boulonnée à la moitié inférieure du corps. L'évasement intérieur est positionné à l'évasement extérieur par sept éléments radiaux en forme d'aile et sept barres axiales de raccordement. Les éléments et les barres sont encaissés dans les parois de l'évasement: Il y a des aubes directrices d'admission variables installées à l'extrémité arrière du corps d'admission. Les aubes directrices d'admission variables permettent l'accélération rapide, uniforme de la turbine sans choc (impulsion) du compresseur.

L'huile hydraulique est utilisée pour activer les aubes directrices d'admission par l'intermédiaire d'une couronne d'engrenage et de multiples petits pignons. Au démarrage, les aubes sont réglées en position à 44 de rés ce que c'est la position fermée.

Le corps d'admission fait également transférer les charges de la structure des corps adjacents au support avant qui est boulonné et goujonné à la moitié inférieure du corps sur le côté avant.

II.4.1.3.2 Corps avant du Compresseur :

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf). Il transfère également les charges structurales du corps adjacent au support avant qui est boulonné et maintenu par une cheville à la bride avant du corps. Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle. Les aubes du stator situés dans l'avant du compresseur sont montés dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures en queue d'aronde, usinées dans la paroi du corps d'admission. Une longue clavette de blocage, montée dans une rainure usinée dans une bride de raccordement horizontale de la moitié inférieure du corps, empêche ces ensembles de tourner dans les rainures du stator. dans les cannelures du stator et de tomber lors du levage de la moitié supérieure du corps du compresseur.

II.4.1.3.3. Corps de décharge du compresseur :

Le corps de décharge (refoulement) du compresseur est la dernière partie de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long, il se trouve à égale distance entre les supports avant et les supports arrière de la turbine. Les fonctions du corps de refoulement du

compresseur sont d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois internes et externes de diffuseur et de relier le compresseur au stator de la turbine. Il sert également de support à la directrice de la turbine du premier étage.

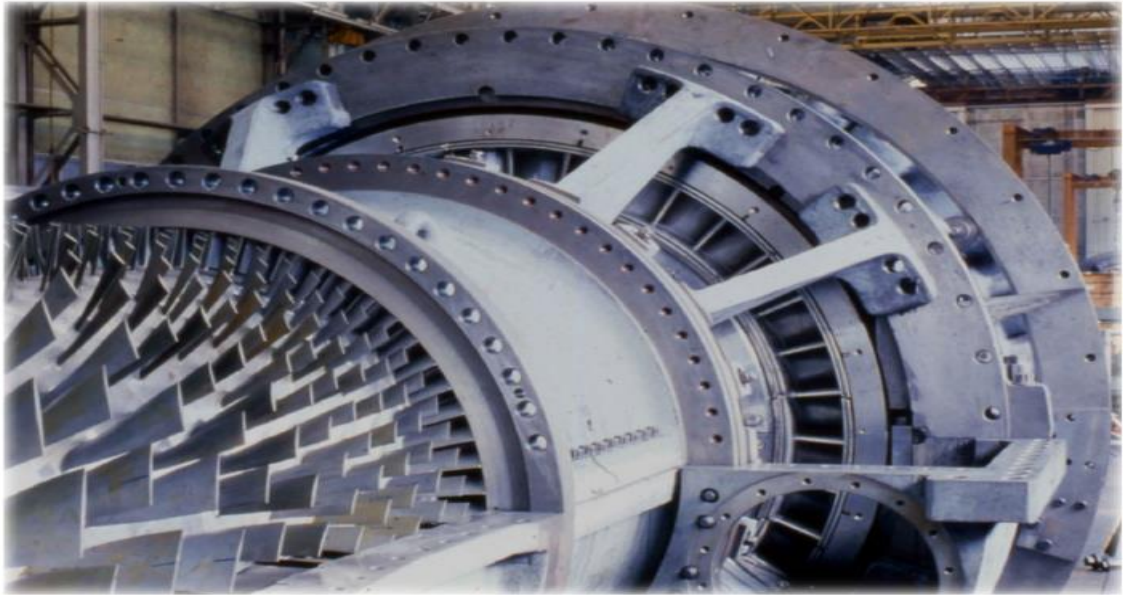


Figure II . 5 : Corps de décharge du compresseur [14]

II.4.2. Section combustion :

La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze corps de combustion extérieur (uniquement une enveloppe courte), douze ensembles chapeau et chemise de combustion, douze ensembles de pièces de transition, douze injecteurs de combustible, deux bougies, deux transformateurs d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes-foyer et divers garnitures et " hardware ".

L'enveloppe de combustion est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial. Des enveloppes de combustion de différente longueur de calcul sont utilisées sur les turbines à gaz MS 5002C : Cycle simple (court) et cycle régénératif (long). Les corps de combustion se trouvent à l'extérieur sur les ensembles d'enveloppe courte et à l'intérieur sur l'enveloppe longue.

Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise, la combustion des mélanges air- combustible est déclenchée par les bougies, lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers et vont allumer le mélange air- combustible des autres chambres.

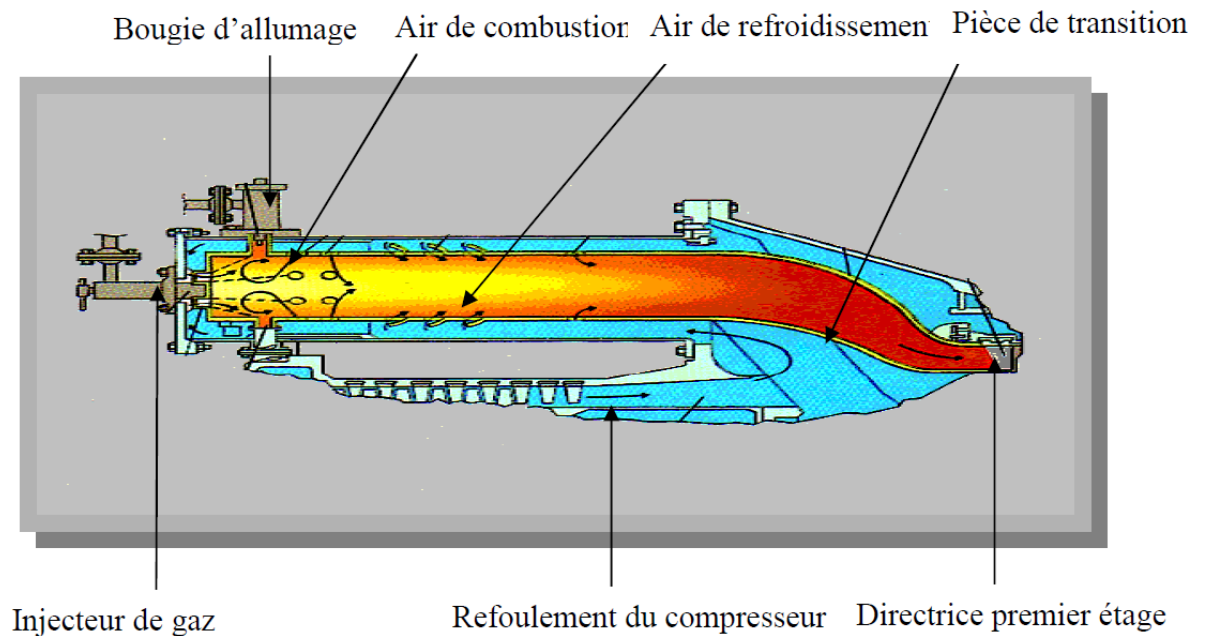


Figure II . 6 : Chambre de combustion [17]

II.4.2.1. Enveloppe de combustion :

L'enveloppe de la chambre de combustion soutient les douze carcasses des chambres de combustion et renferme les douze pièces de réduction. C'est une clôture soudée recevant l'air de décharge du compresseur à flux axial et le fait transférer aux chambres de combustion. Les deux moitiés supérieure et inférieure de l'enveloppe sont assemblées à la section arrière du corps de décharge du compresseur. La bride d'arrière de l'ensemble enveloppe est boulonnée à la bride verticale d'avant de l'enveloppe de turbine ; la bride d'avant est boulonnée à la bride d'arrière du corps de décharge du compresseur.

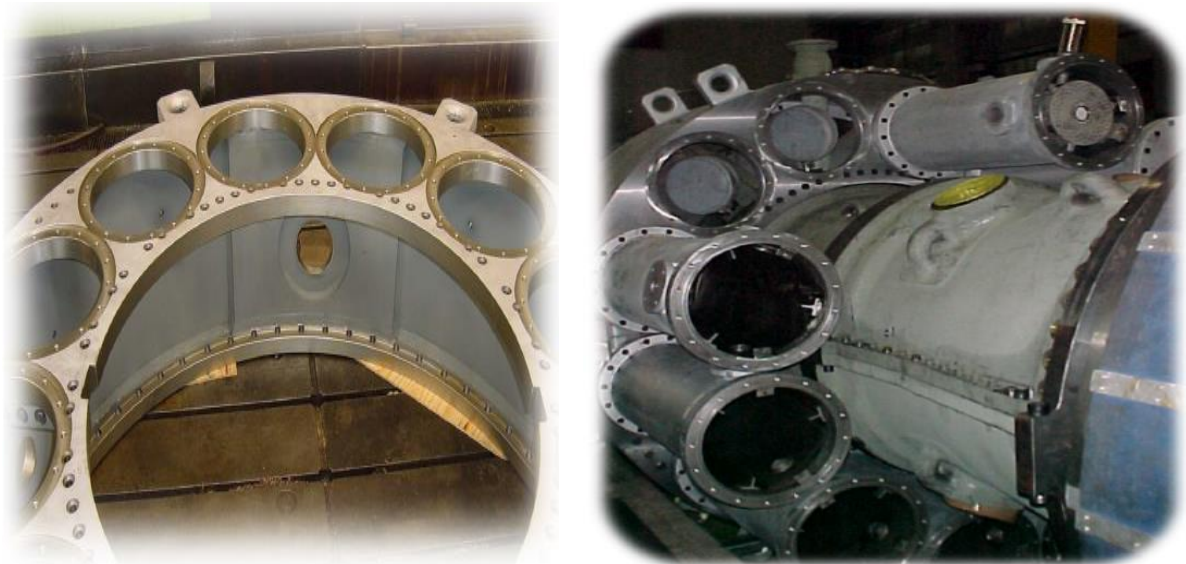


Figure II . 7 : Ensemble enveloppe de combustion [14]

II.4.2.2. chambre de combustion :

Toutes les douze chambres de combustion (manchons et couvercles de flux et doublures) sont assemblées dans l'enveloppe de combustion avec chacun des couvercles et doublures interconnectés par des tubes transversaux.

Les injecteurs de combustible, montés sur les couvercles des chambres de combustion, s'étendent dans les chambres et fournissent du combustible pour la combustion.

Les carcasses de combustion sont numérotées depuis un à douze et peuvent être identifiées en regardant en aval de l'admission de la turbine et en comptant en sens anti-horaire depuis une position de douze heures.

Pendant le fonctionnement, l'air du compresseur d'écoule dans l'enveloppe de la chambre de combustion et dans l'espace annulaire entre la doublure des chambres et les manchons de flux. Cet air à grande pression s'écoule dans la doublure, se mélange avec du combustible et s'allume. Les gaz chauds résultant s'écoulent de la doublure dans la pièce de réduction serrée à l'ensemble injecteur du premier étage. Les détecteurs de flammes, installés dans quatre des chambres, transmettent un signal au système de commande qui indique que l'allumage s'est effectué.

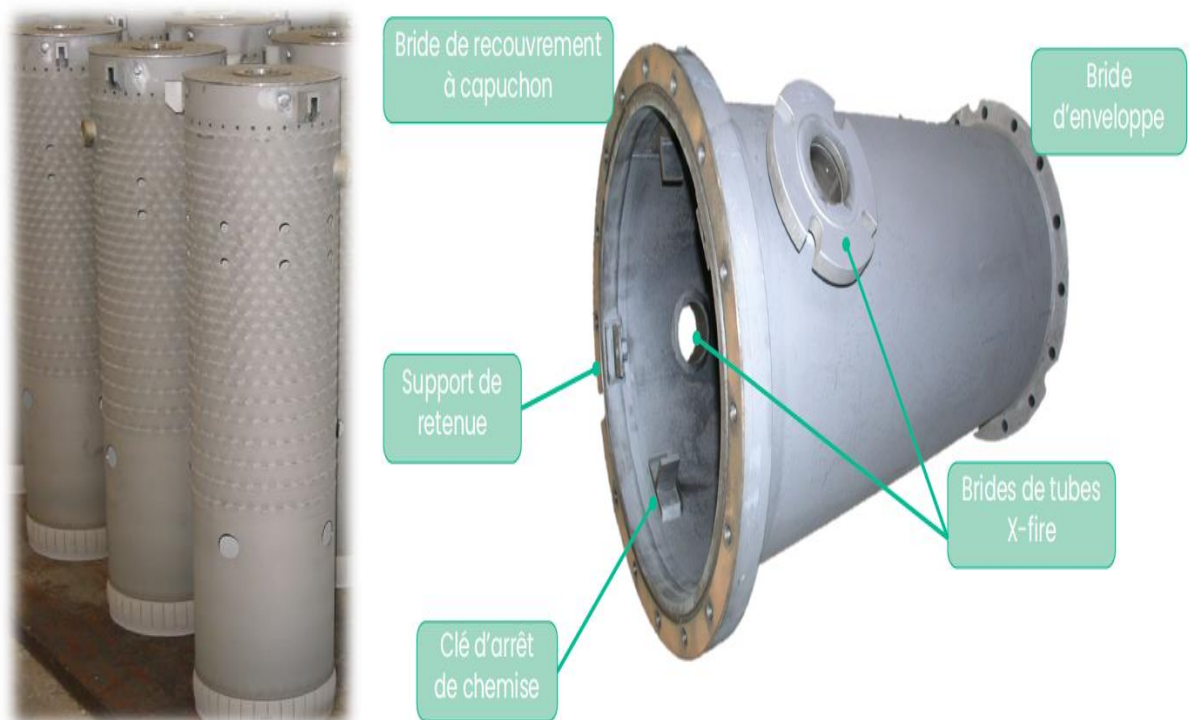


Figure II . 8 : la chambre de combustion [14]

II.4.2.3. Bougies d'allumage :

La combustion du mélange air-carburant est déclenchée par des bougies à électrodes rétractables. Deux bougies sont disposées dans chacune des deux chambres de combustion, désignées sous les numéros 9 et 10, et sont alimentées en énergie par des transformateurs d'allumage. Les autres chambres, dépourvues de bougies, sont initiées par la flamme provenant des chambres équipées, grâce à des tubes transversaux d'interconnexion qui assurent la propagation de la combustion.



Figure II . 9 : Bougies d'allumage rétractable [14]

II.4.2.4. Détecteur de flamme :

Au cours de la séquence de démarrage, il est nécessaire de transmettre au système de commande une indication signalant la présence ou l'absence de flamme. À cette fin, un système de contrôle de flamme est mis en place, constitué de deux capteurs placés sur deux chambres de combustion voisines et d'un amplificateur électrique installé dans le tableau de commande de la turbine.

Le capteur de flamme à ultraviolets se compose d'un détecteur rempli de gaz, sensible aux rayonnements ultraviolets émis par une flamme d'hydrocarbures. Une tension continue, délivrée par l'amplificateur, est appliquée aux bornes du détecteur. Lorsqu'une flamme est détectée, le gaz à l'intérieur du détecteur s'ionise, permettant la conduction dans le circuit électronique et générant une sortie indiquant la présence de flamme. À l'inverse, en l'absence de flamme, une sortie opposée est produite, signalant « pas de flamme ».

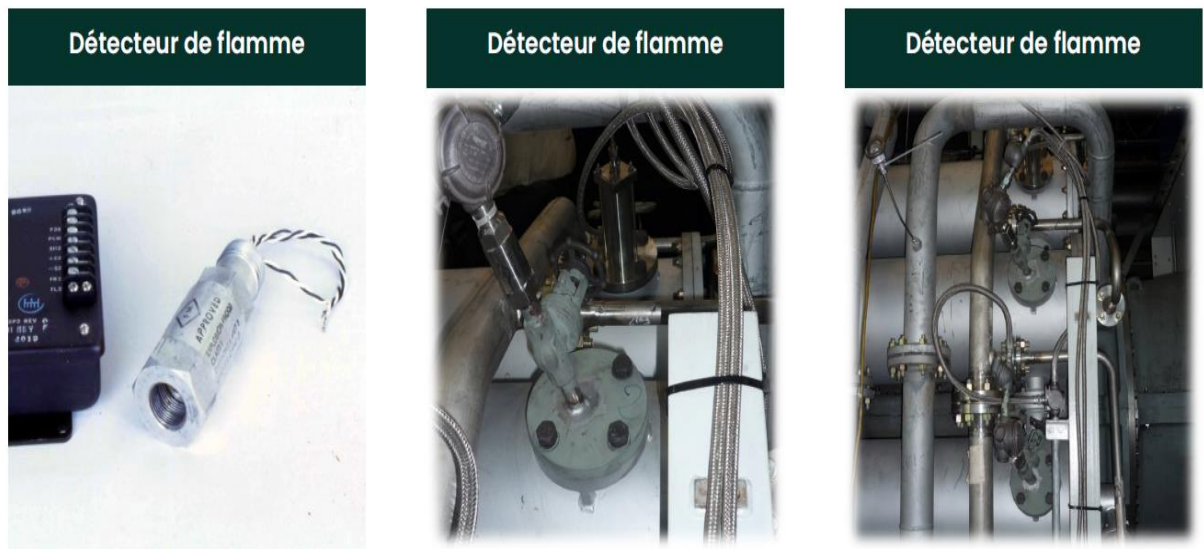


Figure II . 10 : Détecteur de flamme ultraviolet [14]

II.4.2.5. Injecteur de combustible :

Chacune des chambres de combustion est équipée d'un injecteur de combustible qui jette une quantité mesurée de combustible dans la chambre de combustion. Le combustible gazeux est admis directement dans chaque chambre par les trous de dosage positionnés au rebord extérieur du bout des injecteurs de combustible.

L'action du tourbillonnement du couvercle du tubage imprime un tourbillonnement à l'air de combustion avec le résultat d'une combustion plus complète et essentiellement le fonctionnement sans fume du groupe.

Des informations détaillées sur l'inspection et l'entretien relatif aux injecteurs de combustible et d'autres composants du système de combustion sont à trouver dans la section Entretien.

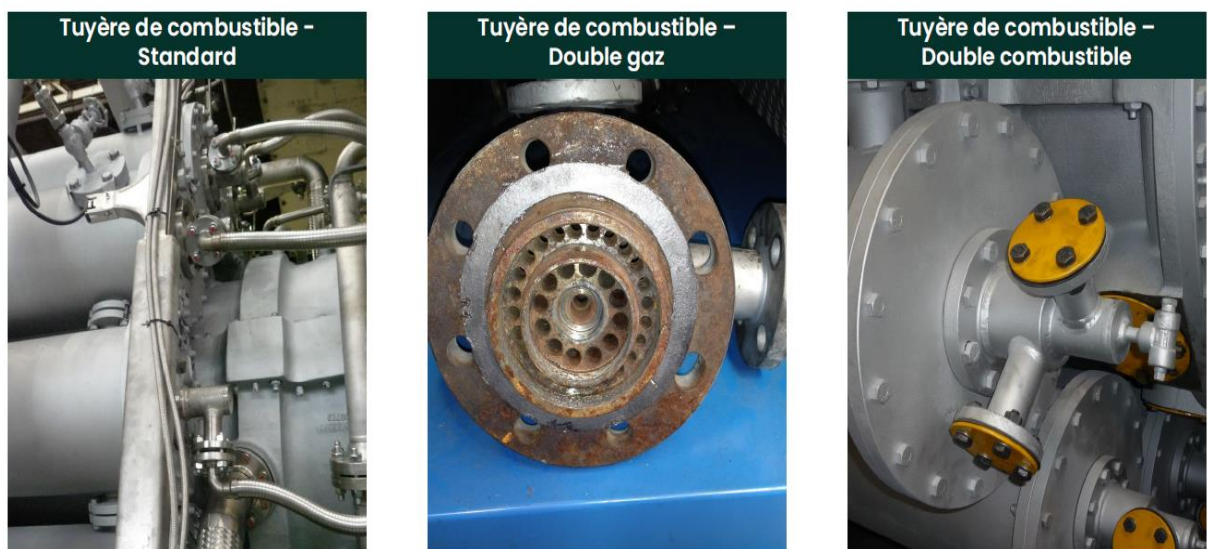


Figure II . 11 : Injecteur de combustible [14]

II.4.2.6. Tubes – foyers :

Les 12 chambres de combustion sont interconnectées par l'intermédiaire des tubes transversaux. Ces tubes permettent à la flamme des chambres amorcées contenant des bougies se propager vers les chambres non amorcées.



Figure II . 12 : Tubes – foyers [14]

II.4.2.7 Pièce de transition :

La pièce de transition, élément clé d'une turbine à gaz, se situe entre la chambre de combustion et le premier étage de la turbine. Elle a pour fonction de diriger les gaz de combustion, caractérisés par des températures très élevées (souvent au-delà de 1500 °C) et une vitesse importante, vers les aubes de la turbine, tout en garantissant une transition fluide pour réduire les pertes de pression et améliorer l'efficacité énergétique. Généralement constituée de superalliages à base de nickel résistants à la chaleur, elle est conçue pour supporter l'oxydation et la fatigue thermique engendrées par ces conditions extrêmes.

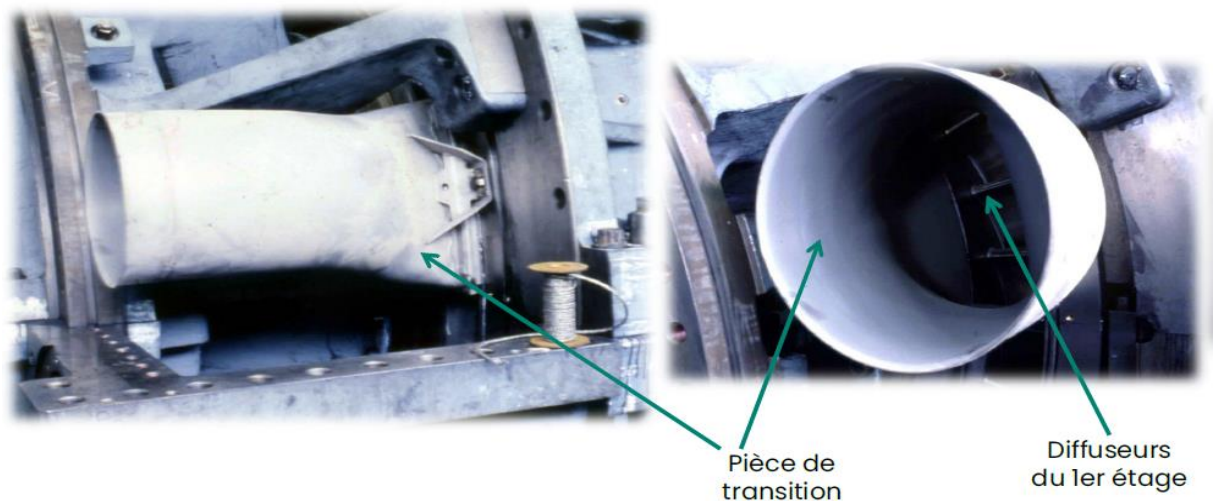


Figure II . 13 : Pièce de transition [14]

II.4.3. Section turbine :

La section turbine est celle où les gaz chauds venant de la section combustible sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants: le corps de la turbine, la directrice de premier étage, la roue de la turbine premier étage (appelée également turbine haute pression), la directrice à aubes variables de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (appelée également turbine basse pression). Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages. Pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.

II.4.3.1. Stator de turbine:

Le corps de la turbine est un membre structurel principal de l'ensemble turbine à gaz étant boulonné à l'extérieur à l'extrémité avant aux éléments comprimés du corps de décharge du compresseur et à son extrémité arrière au cadre d'échappement. Le corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent la voie d'écoulement des gaz de la chambre de combustion aux travers les roues de la turbine jusqu'au cadre d'échappement: les partitions et les anneaux de protection de l'injecteur du premier étage, les segments de parois internes et externes de la voie de gaz entre les étages, le diaphragme et l'étanchement à air du deuxième étage ainsi que les partitions et les anneaux de protection de l'injecteur du deuxième étage. L'anneau de commande actionnant les partitions de l'injecteur à angle variable du deuxième étage est soutenu sur des rouleaux montés sur la paroi extérieure du corps de la turbine.

La paroi interne du corps de la turbine est isolée contre les parties de la voie des gaz chauds excepté les surfaces nécessaires de localisation de l'injecteur et des anneaux de protection. L'air d'échappement du compresseur qui s'écoule au delà des segments de l'injecteur du premier étage dans l'espace entre la paroi isolée de la carcasse de turbine et la paroi externe de la voie des gaz entre étages aide à transporter la chaleur radiée de la paroi externe de la voie des gaz. Les trous du déchargeur dans les brides de la carcasse correspondent aux trous de la bride du joint vertical d'avant du cadre d'échappement.

Par ces trous, l'air de l'ambient est dirigé pour le refroidissement de l'extrémité arrière du corps de la turbine et des éléments sous pression du cadre d'échappement dans la voie des gaz.

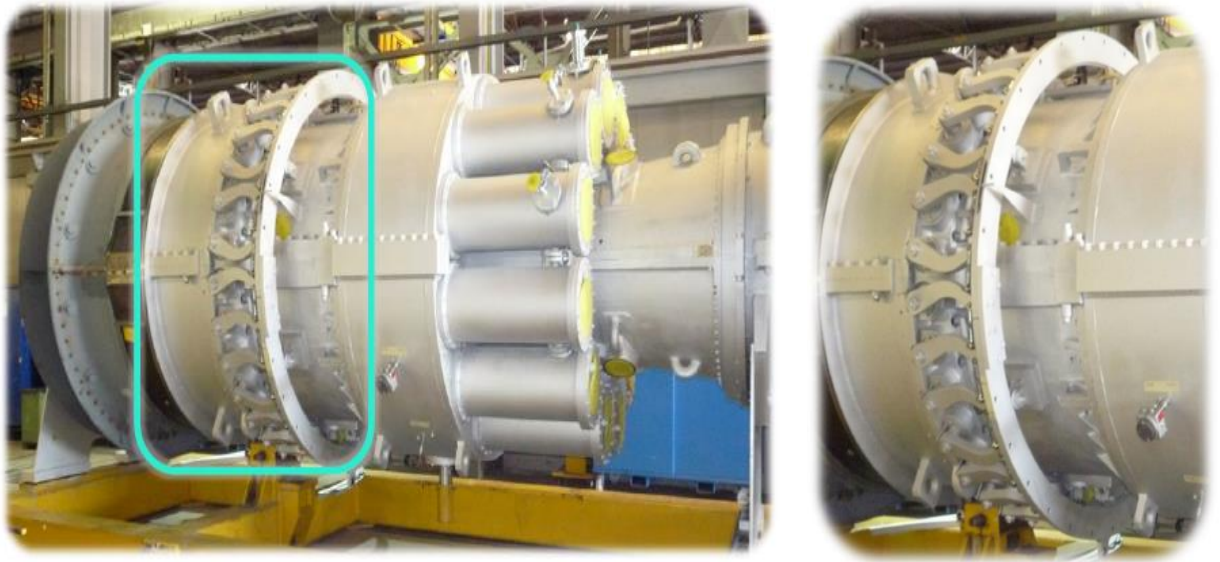


Figure II . 14 : Disposition enveloppe turbine [14]

II.4.3.2. Directrice de premier étage :

La directrice de premier étage comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz par un dispositif de fixation de la caisse de la turbine. La conception de l'ensemble de la directrice et la disposition de son support dans la caisse tiennent compte de la dilatation thermique due aux gaz chauds, et maintiennent l'ensemble correctement aligné dans la veine des gaz. Une autre caractéristique particulière de conception permet de démonter facilement la moitié inférieure de la directrice sans retirer le rotor. La bague de retenue de la directrice est fendue en deux sur le plan horizontal et les deux moitiés sont réunies par des boulons. Les segments d'aubes directrices ont des cloisons à profil aérodynamique situées entre une paroi latérale interne et une paroi latérale externe. Ces cloisons de la directrice sont creusées avec des trous de purge traversant la paroi de séparation à proximité du bord de fuite ce qui permet le passage de l'air de refroidissement des directrices. L'air de refoulement du compresseur venant de l'enveloppe de combustion passe autour de la bague de retenue, puis dans les cloisons creusées de la directrice et sort enfin par les trous de purge de la veine des gaz d'échappement. Cette veine d'air sert à refroidir les profils de la directrice.

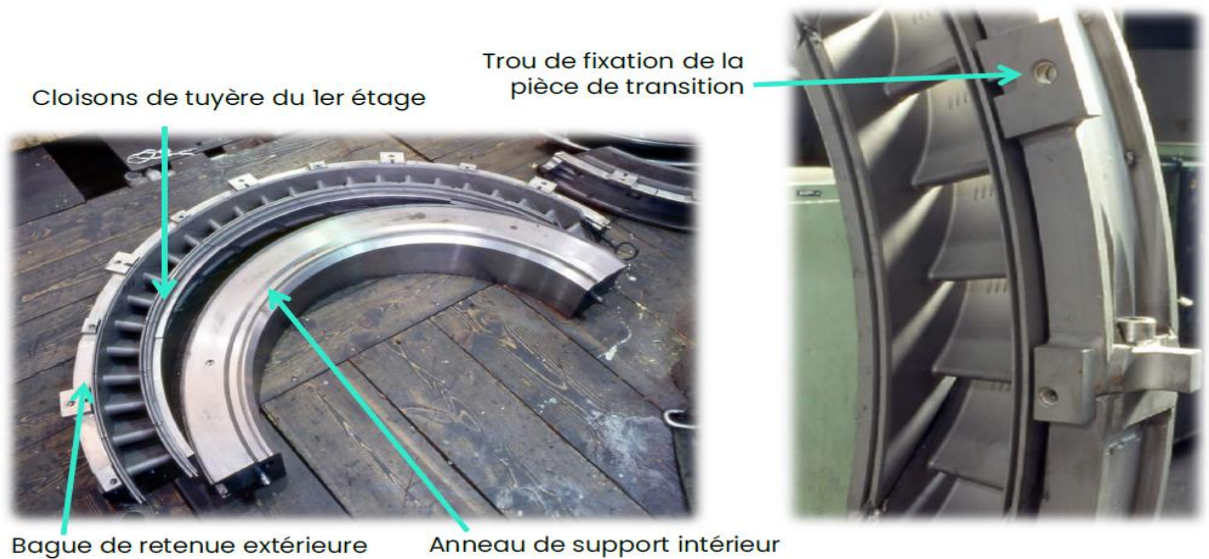


Figure II . 15 : Section verticale - directrice 1er étage [14]

II.4.3.3.Directrice de deuxième étage :

La directrice de deuxième étage comprend les cloisons (déflecteurs) formant une directrice à angle variable dans l'espace circulaire de la veine des gaz, juste à l'avant de la turbine de deuxième étage. Ces cloisons peuvent être déplacées en même temps grâce à des arbres saillants dans la caisse de la turbine à travers des douilles. Des leviers, fixés à l'extrémité des arbres, sont reliés par maillons à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique

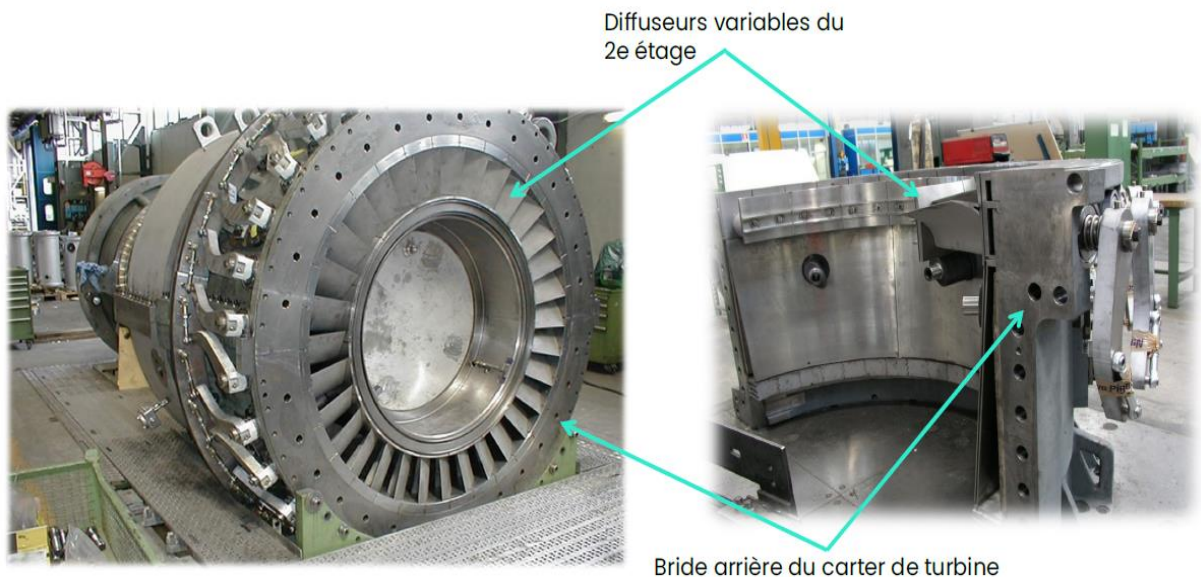


Figure II . 16 : Ensemble directrice 2ème étage [14]

II.4.3.4. Ensemble diaphragme :

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier étage et celles de la turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine et aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce diaphragme est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal. Un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former l'espace roues arrière de la turbine de premier étage et l'espace roues avant de la turbine de deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine et fermer hermétiquement la venue des gaz. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

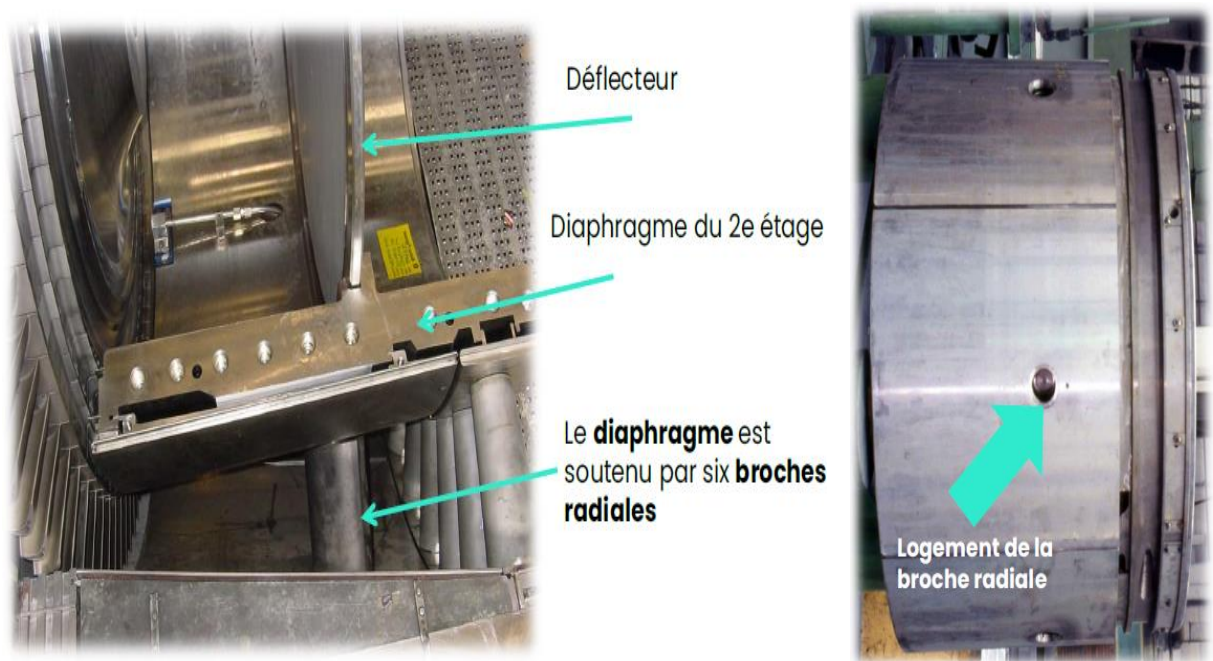


Figure II . 17 : Ensemble diaphragme [14]

II.4.3.5. Rotor de la turbine :

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : celui du 1er étage ou turbine haute pression, qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires entraînés par les arbres, et le rotor de la turbine de 2ème étage, ou turbine basse pression, qui entraîne la charge. Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à des vitesses différentes. La roue de la turbine du premier étage est boulonnée directement sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. La roue de deuxième étage est boulonnée sur un arbre de la roue pour former le rotor de turbine basse pression/puissance. Ce

rotor de turbine de puissance est soutenue par deux paliers : le coussinet lisse N°3 situé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée et coussinet lisse N°4 situé dans un logement de palier boulonné à l'arrière du cadre d'échappement. L'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse. Le rotor est équilibré avec la masse de survitesse située dans l'arbre avant le montage final, et il suffira d'une légère correction pour obtenir l'équilibrage final.



Figure II . 18 : Vue de l'ensemble rotor de turbine basse pression [14]

II.4.3.6. Aubes de la turbine:

Le corps de la turbine est une structure clé d'une turbine à gaz, fixée à l'avant au corps de décharge du compresseur et à l'arrière au cadre d'échappement. Il contient des éléments définissant le trajet des gaz : injecteurs et anneaux de protection du 1er étage, segments de parois internes et externes entre les étages, diaphragme et étanchéité du 2e étage, ainsi que des injecteurs à angle variable du 2e étage contrôlés par un anneau reposant sur des rouleaux. La paroi interne est isolée des gaz chauds, sauf aux points de fixation des injecteurs et anneaux. L'air du compresseur circule entre la paroi isolée et la voie des gaz, évacuant la chaleur. Des trous dans les brides du corps et du cadre d'échappement permettent à l'air ambiant de refroidir l'arrière du corps et les éléments sous pression du cadre d'échappement.



Figure II . 19 : Aubes de la turbine [14]

II.4.3.7 Les Paliers:

La turbine à gaz MS5002C a quatre paliers principaux, soutenant les rotors du compresseur La turbine à gaz MS5002C a quatre paliers principaux, soutenant les rotors du et de la turbine.

Ces paliers son №1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier №2 se trouve dans le corps de refoulement du d'admission du compresseur, le palier №2 se trouve dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers №3et 4 se trouvent dans les allongements s La turbine à gaz MS5002C a quatre paliers principaux, soutenant les rotors du paliers sont numérotés 1, 2,3 et 4. Palier №1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier №2 se trouve dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers №3et 4 se trouvent dans les allongements séparés, boulonnés à la ière du déflecteur interne du cadre d'échappement.

Les paliers №1et2 soutiennent le rotor du compresseur, la turbine HP et les paliers №3et4 soutiennent le rotor de la turbine de éparés, boulonnés à la partie arrière du déflecteur interne du cadre d'échappement.

Les paliers №1et2 soutiennent le rotor du compresseur, la turbine HP et les paliers №3et4 soutiennent le rotor de la turbine de rotor du compresseur, la turbine HP et les paliers №3et4 soutiennent le rotor de la turbine de puissance BP.

Chapitre II : Description de la turbine à gaz MS5002C

Paliers		
N°	Catégories	Type
1	Porteur	Elliptique
	Butée (active)	Patin oscillant (six patins) auto équilibrant
	Butée (inactive)	Forme conique
2	Porteur	Elliptique
3	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
4	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
	Butée	Patin oscillant (huit patins) auto équilibrant
	Butée	Patin oscillant (quatre patins) pas équilibrant

Tableau II. 1 : Ensemble des Paliers



Figure II . 20 : Les Paliers porteur Elliptique et Patin oscillant [14]



Figure II . 21 : Les Paliers butée active et inactive [14]

II.4.4. Auxiliaires de la turbine :

La turbine à gaz intègre plusieurs systèmes de commande, de protection et auxiliaires associés au fonctionnement correct de la turbine. Ces systèmes comprennent :

II.4.4.1. Système du gaz combustible :

Le combustible gazeux est d'abord purifié par un filtre lorsqu'il vient de la tuyauterie d'alimentation, avant de s'écouler par la soupape de gaz et dans la tuyauterie du collecteur de gaz. Le combustible gazeux est dosé et réglé par la soupape de gaz (soupape d'arrêt rapport et réglage de gaz) en vue de fournir le flux exigé au circuit de combustion de la turbine. La soupape d'arrêt rapport et réglage de combustible gazeux consiste en deux soupapes séparées (une soupape d'arrêt rapport et une soupape de réglage) combinées en un ensemble de logement. Les deux soupapes sont des soupapes à action unique, à opération électro-hydraulique. La vanne de réglage du gaz combustible est active par un signal de commande SPEEDTRONIC pour admettre la quantité correcte de combustible par la turbine à une charge ou vitesse donnée. La soupape d'arrêt rapport de gaz combustible s'utilise pour arrêter le gaz à la vanne de réglage. Cela permet à la vanne de réglage du gaz de contrôler l'écoulement du combustible à travers l'intervalle large exigée en conditions de démarrage et de fonctionnement de la turbine.

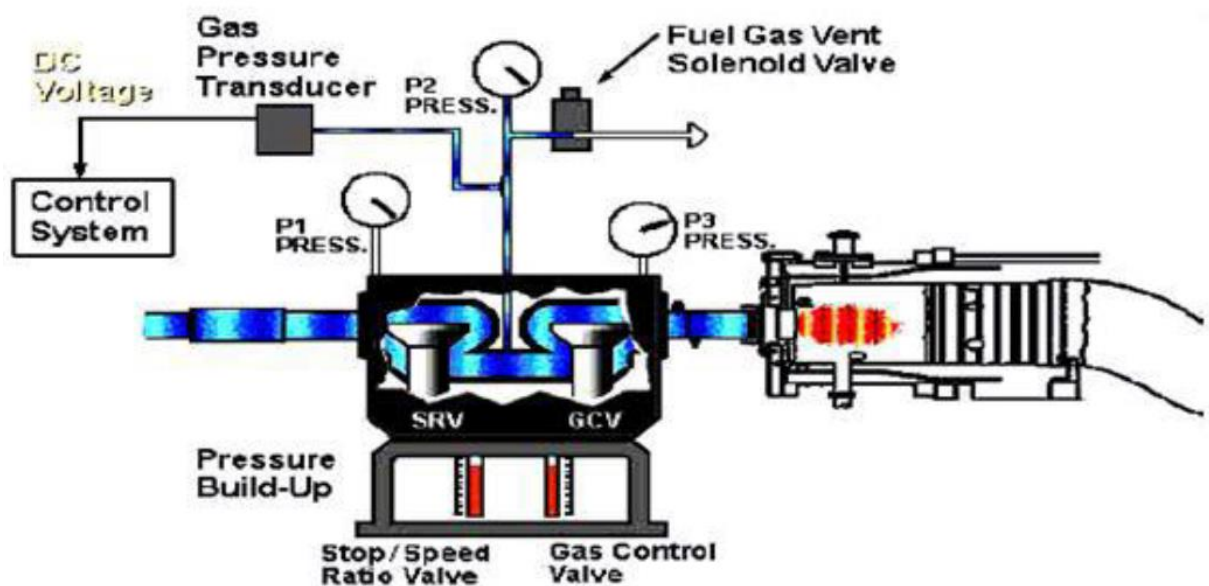


Figure II . 22 : Système du gaz combustible [11]

II.4.4.2. Système d'huile de graissage :

Le système est un circuit à circulation forcée à boucle fermée. L'huile de graissage est tirée du réservoir par les pompes et forcée sous pression par les échangeurs de chaleur, filtres d'huile et le collecteur de la colonne du palier, au palier. La pression, réglée à "24.5 PSI" pour la pression du de la colonne du palier, est dégagée des pompes. Il y a des dispositifs de protection incorporés dans ces systèmes, où nécessaire, pour la protection de l'équipement contre l'alimentation inférieure en lubrifiant, basse pression du lubrifiant et haute température du lubrifiant. Les · dispositifs de protection font sonner une alarme ou bien peuvent arrêter l'unité s'il apparaît une de ces conditions

II.4.4.3. Système d'huile hydraulique :

Les fonctions du système hydraulique sont nombreuses et comprennent entre autre l'alimentation en huile haute pression pour la commande de position de la vanne d'arrêt. Rapport de vitesse, de la vanne de commande du combustible, de la directrice du deuxième étage et le fonctionnement du système de déclenchement hydraulique de protection de la turbine. L'huile de lubrification filtrée et régulée provenant du collecteur des paliers de la turbine est utilisée comme fluide haute pression nécessaire pour satisfaire aux besoins du système hydraulique. Cette huile est d'abord pressurisée à l'aide d'une pompe du type à piston entraînée par l'engrenage accessoire.

II.4.4.4. Système d'huile de commande :

Le circuit d'huile hydraulique assure l'actionnement des aubes directrices d'admission variable et des partitions à angle variable des tuyères du deuxième étage. L'huile à haute pression du système d'alimentation hydraulique fait pressuriser la servo soupape de déclenchement. L'huile à basse pression du circuit de déclenchement, pris du circuit de l'huile de graissage de la turbine, est utilisée dans le système de déclenchement. Le fluide est fait passer par un orifice de tuyau pour devenir l'huile régulée. Cet orifice est dimensionné pour limiter l'écoulement du fluide de graissage et assurer une capacité adéquate pour le dispositif de déclenchement sans déterminer des quantités minimales d'huile dans le circuit de graissage lorsque le système d'huile de déclenchement est activé. L'huile à basse pression du circuit de déclenchement est fournie par un orifice au circuit de déclenchement de basse pression. A partir de ce point, l'huile est alimentée au circuit de combustible de la turbine.

II.4.4.5. Système d'air d'étanchéité et de refroidissement :

L'air est utilisé pour le refroidissement des diverses parties de la section turbine et pour la pressurisation des joints étanches à l'huile dans la turbine à gaz. Cet air est obtenu du compresseur à écoulement axial de la turbine à gaz et de l'air de l'ambient au champ de la turbine à gaz. Les parties de la section turbine refroidies par air consistent en 1) surfaces avant et arrière de la roue de turbine du premier et deuxième étage, 2) l'ensemble tuyère et anneau de retenue du premier étage, 3) carcasse du rotor turbine et 4) le cadre d'échappement et des éléments de support sous pression du corps de cylindre interne. Les doublures de la chambre de combustion, coudes et raccords de réduction sont conçus pour l'utilisation de l'air de combustion (air comprimé) pour le refroidissement effectif de ces parties. En général, la description des passages d'air de refroidissement et d'étanchéité étant incorporés dans des diverses parties et sections de la turbine, est incluse dans une autre partie du présent manuel. Les circuits d'air de refroidissement et d'étanchéité sont indiqués sur le Diagramme schématique des tuyauteries. Ces circuits sont décrits en plus de détails dans les paragraphes suivants. L'air, obtenu du compresseur à écoulement axial, consiste en a) air d'extraction du 10ème étage, b) air de fuite de l'étanchement à air de haute pression du compresseur et c) air de décharge du compresseur.

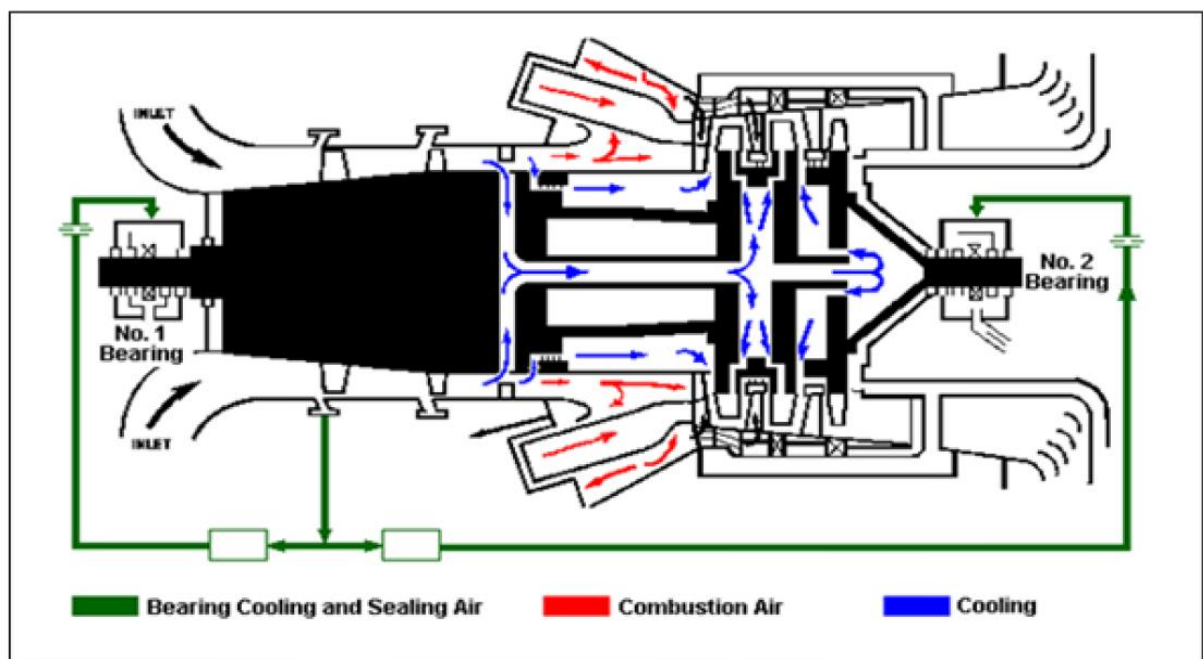


Figure II . 23 : Système d'air d'étanchéité et de refroidissement [11]

II.5. Influences des agents externes sur les performances de la TAG :

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc, ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur. Ces facteurs sont [15] :

II.5.1. La température ambiante :

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique γ). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et, donc, la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit. Ce lien entre la température d'admission du compresseur, la puissance et le rendement change de turbine à turbine, selon les paramètres du cycle, le rendement de compression et d'expansion et le débit d'air.

La Figure ci-dessous montre un exemple de la façon dont la puissance, la consommation spécifique et le débit de gaz d'échappement sont influencé par la température ambiante.

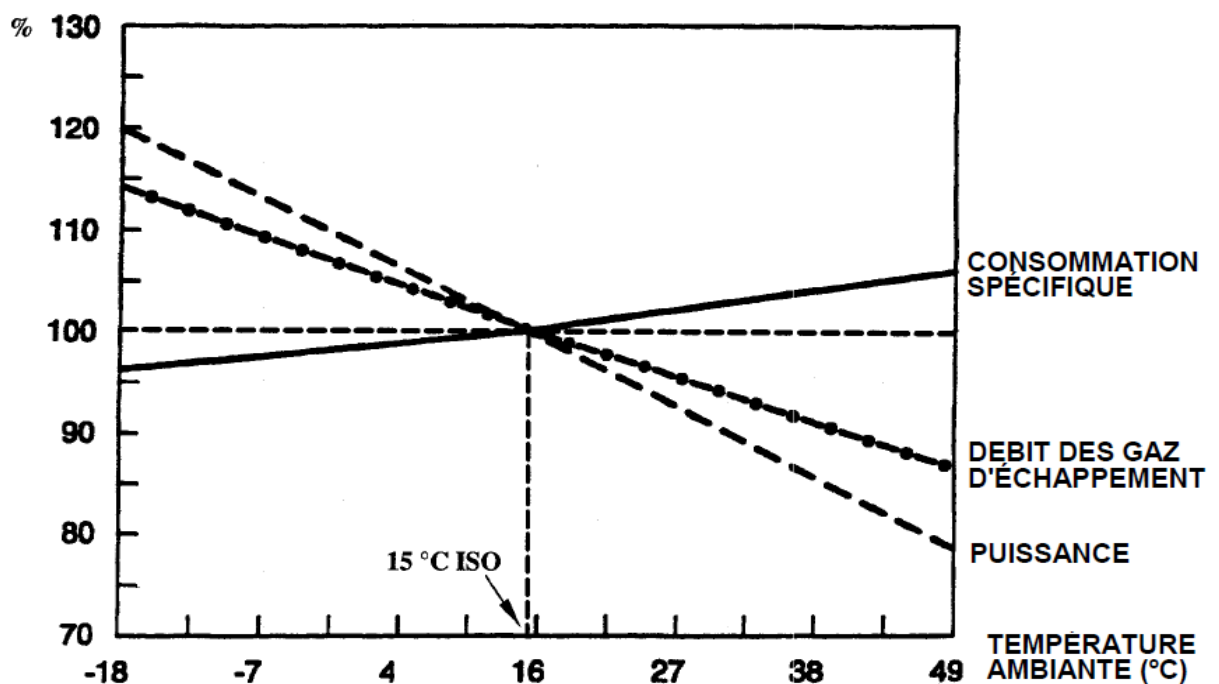


Figure II . 24 : Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine

[15]

II.5.2. La pression atmosphérique :

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR, etc.) ne sont pas influencés.

La Figure II.25 montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation.

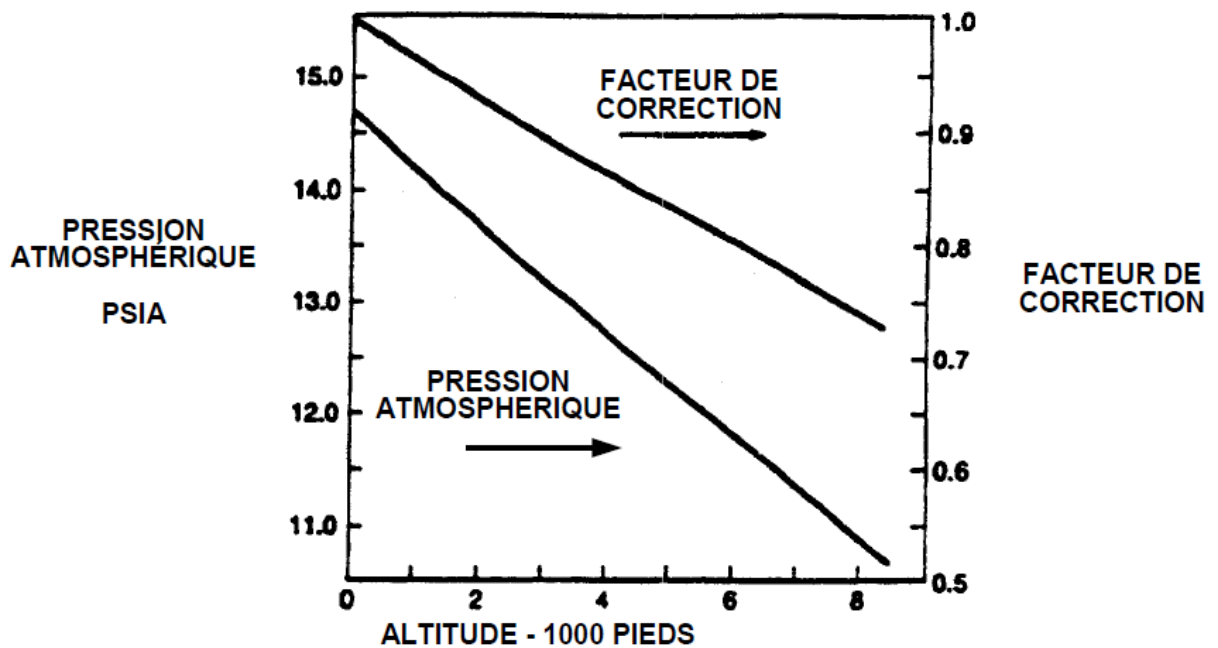


Figure II . 25 : Courbe de correction de pression [15]

II.5.3. Humidité Relative :

L'humidité relative influence la masse spécifique de l'air d'admission du compresseur. En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique (HR) augmente (fig. II.26). Dans le passé, un tel effet était négligé. De nos jours, comme on produit des turbines à gaz toujours plus puissantes et que l'on ajoute de l'humidité sous forme d'eau ou vapeur pour réduire les NOx, cet effet doit être pris en compte.

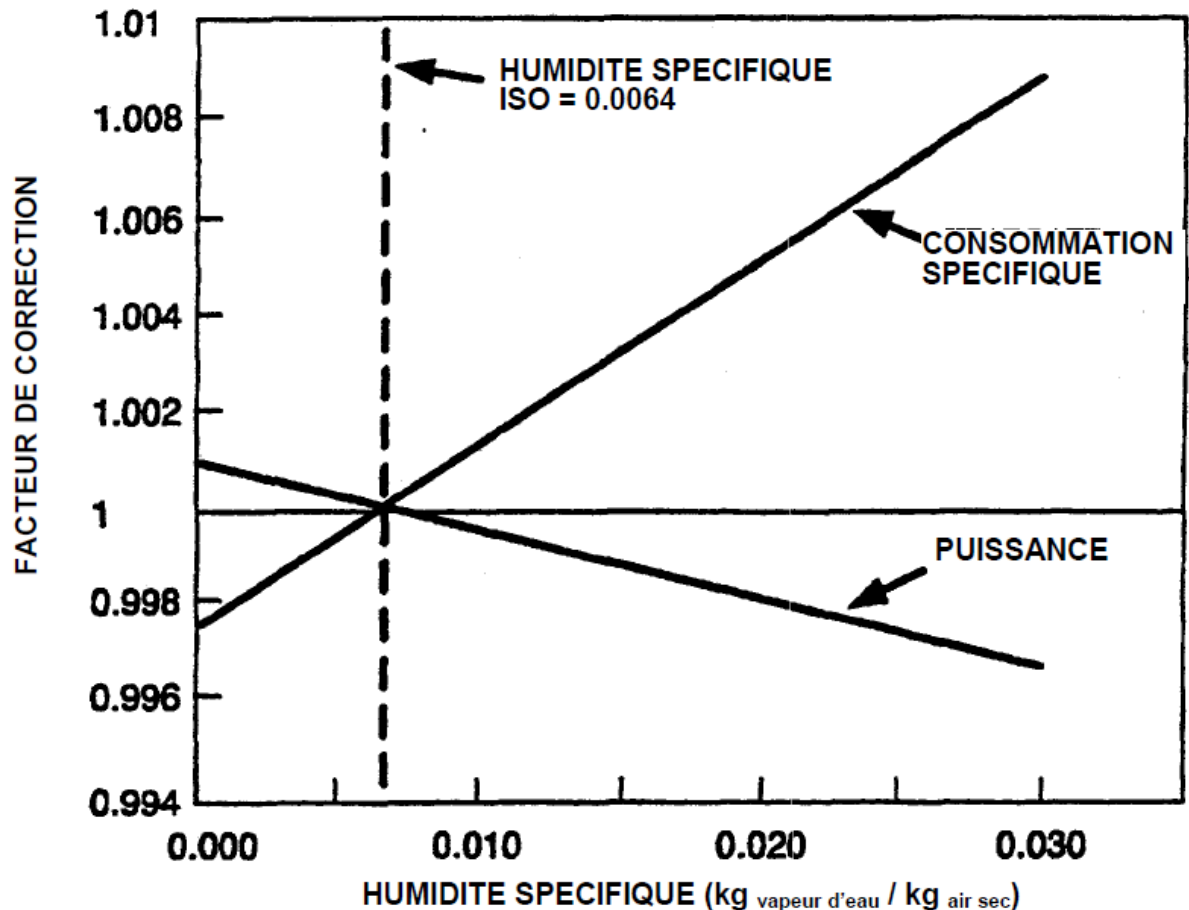


Figure II . 26 : Effet de l'humidité relative [15]

II.6. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG :

Outre aux trois facteurs "extérieurs" décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement les performances d'une turbine à gaz. Ceux-ci peuvent être définis comme des facteurs "intérieurs", parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. Ils sont énumérés ci-dessous [15] :

II.6.1. Chutes de pression dans la section d'admission :

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine à gaz, composé d'un filtre d'air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries, etc., installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement, qui réduit sa pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment mentionné à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

II.6.2. Chutes de pression dans le système d'échappement :

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine à gaz, composé d'un ou plusieurs silencieux, un coude, une chaudière de récupération (en cas de cycles combinés ou de cogénération), des aiguillages, des diffuseurs, etc., par lesquels les gaz d'échappement sont expulsés à l'atmosphère. Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues au frottement, qui augmentent la valeur de la contre-pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure et atmosphérique. Ces pertes réduisent la détente de la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

Le tableau II.2 donne des valeurs typiques montrant comment les performances sont influencées par les chutes de pression de l'admission et de l'échappement. Pour les raisons expliquées ci-dessus, ces effets sont proportionnels aux chutes de pression.

Tous les 100 millimètres de H ₂ O à l'aspiration:	Tous les 100 millimètres H ₂ O à l'échappement:
1.42 % pertes de puissance	0.42 % pertes de puissance
0.45 % augmentation de la consommation spécifique	0.42 % augmentation de la consommation spécifique
1 °C augmentation de la température d'échappement	1 °C augmentation de la température d'échappement

Tableau II. 2 : Effets des chutes de pression

II.6.3. Extraction d'air à partir du compresseur axial :

Dans quelques applications de la turbine à gaz (processus chimiques, balayage des canalisations pendant la mise en service opérationnelle, etc.) il peut être nécessaire d'extraire de l'air comprimé à partir du refoulement du compresseur. En règle générale, et sauf indication contraire, dans le cas des machines dérivées de l'aéronautique, il est possible d'extraire même 5% du débit du compresseur sans faire aucune modification à la conception de la turbine. Il est possible de réaliser des valeurs d'extraction entre 6 et 20%, selon la machine et la configuration de la chambre de combustion, si des changements sont faits aux carters, à la tuyauterie et au système de contrôle/commande.

La Fig. II.27 montre comment les pourcentages d'extraction de l'air influencent la puissance débitée et la consommation spécifique prenant également en considération la température ambiante.

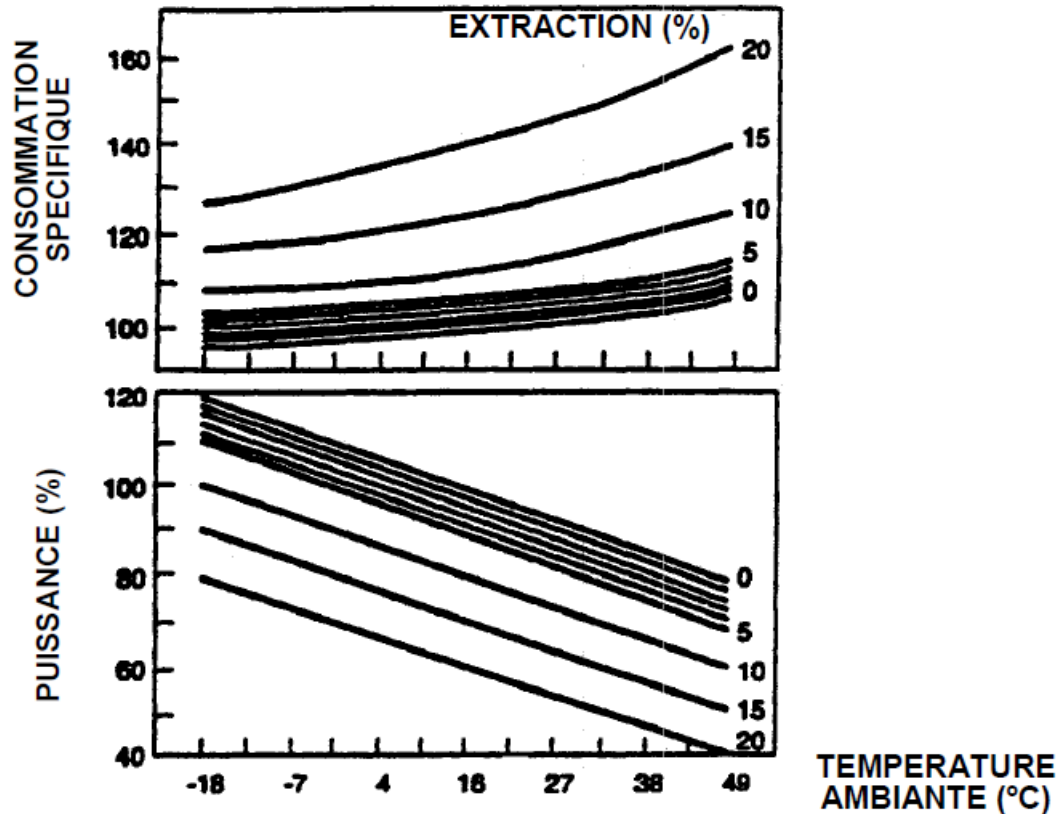


Figure II . 27 : L'influence des pourcentages d'extraction de l'air sur la la puissance et la consommation spécifique[15]

II.7. Conclusion :

La turbine à gaz type MS5002C est une machine motrice très compliquée du point de vue technique. Une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C a été présentée le long de ce chapitre. Toutes les parties constituant de cette turbine ont été abordées du point de vue technologique et fonctionnel et étude tous les facteurs soit externe ou interne influent sur les performances de la turbine. Enfin la grande puissance de la turbine MS5002C, son rendement élevé et sa fiabilité on fait de cette machine un équipement indispensable dans l'industrie pétrolière.

Chapitre III :

Calcule

Thermodynamique

De La Turbine

MS5002C

III.1. Introduction :

L'utilisation des turbines à gaz dans l'industrie des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique est très répandue. Le concept de la turbine à gaz est semblable à celui d'un moteur à combustion qui converti l'énergie d'un carburant en énergie mécanique, mais la différence c'est que le cycle de turbine à gaz fonctionne sans interruption au lieu des cycles alternatifs.

Dans ce chapitre, nous allons étudier le cycle de la turbine (cycle idéal) et donner la différence avec le cycle réel, calculer les paramètres thermodynamiques de la turbine à gaz MS 5002C en utilisant les données standards du constructeur.

III.2. Étude thermodynamique de la turbine à gaz à deux arbres :

Une turbine à gaz à deux arbres est schématiquement représentée à la Figure (III.1). Pour simplifier l'analyse, les sections de détente haute pression (HP) et basse pression (BP) sont regroupées et considérées comme une seule section de détente.

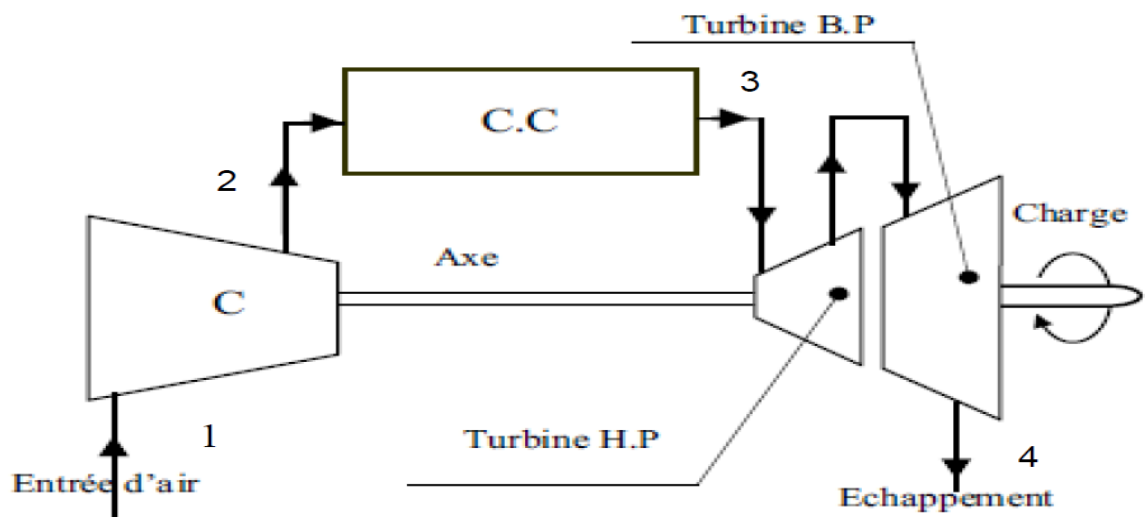


Figure III . 1 : Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres [17]

Dans le schéma :

CA : Compresseur axial ;

CC : Chambre de combustion ;

HP : Turbine haute pression ;

BP : Turbine basse pression.

III.2.1. Cycle idéal de Brayton :

Le cycle thermodynamique avec le quel fonctionne une turbine à gaz sans récupération est dit : "cycle de Brayton".

Est un cycle thermodynamique utilisant un fluide caloporteur gazeux. Il tire son nom de l'ingénieur George Brayton (1830–1892), qui l'a développé, bien que son origine remonte à l'invention de Barber en 1791. Ce cycle est également connu sous l'appellation de cycle de Joule.

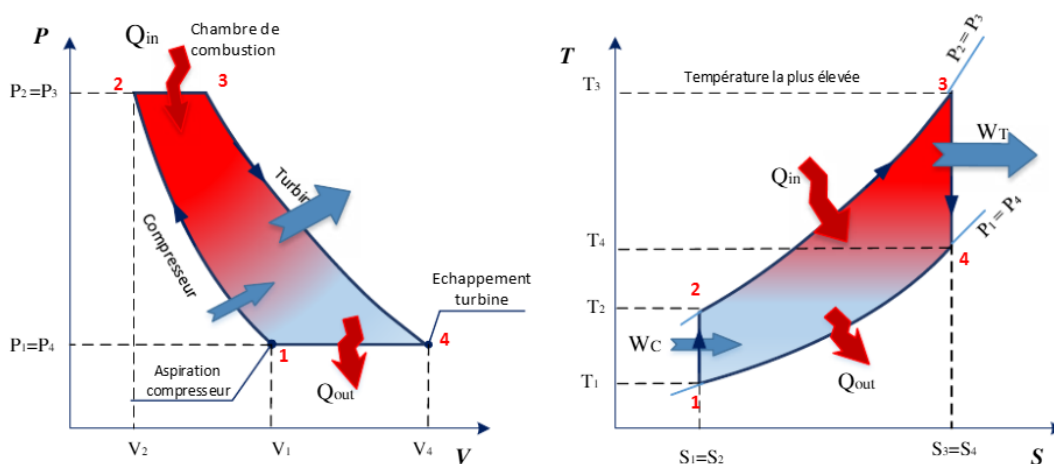


Figure III.2 : Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz [18]

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air (compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare (échangeur de chaleur).
- 3 à 4 : détente isentropique (turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique (échangeur de chaleur).

Dans le cas d'un cycle théorique, la compression est considérée comme isentropique.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \varepsilon \dots \dots \dots (III.1)$$

- Travail de compression (évolution 1 à 2) est : $W_C = h_2 - h_1 = C_{pC} (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (III.2)$

- Echauffement isobare (évolution 2 à 3) est : $Q_{CC} = h_3 - h_2 = C_{pCC} (T_3 - T_2) \dots \dots \dots (III.3)$

- Travail de récupéré sur la turbine (évolution 3 à 4) est : $W_T = h_3 - h_4 = C_{pT} (T_3 - T_4) \dots \dots \dots (III.4)$

- Le travail utile récupéré sur arbre de la machine est : $W_U = W_T - W_C$ (III.5)

- Rendement théorique du cycle est : $\eta_{th} = \frac{W_u}{Q}$ (III.6)

III.2.2. Cycle réel :

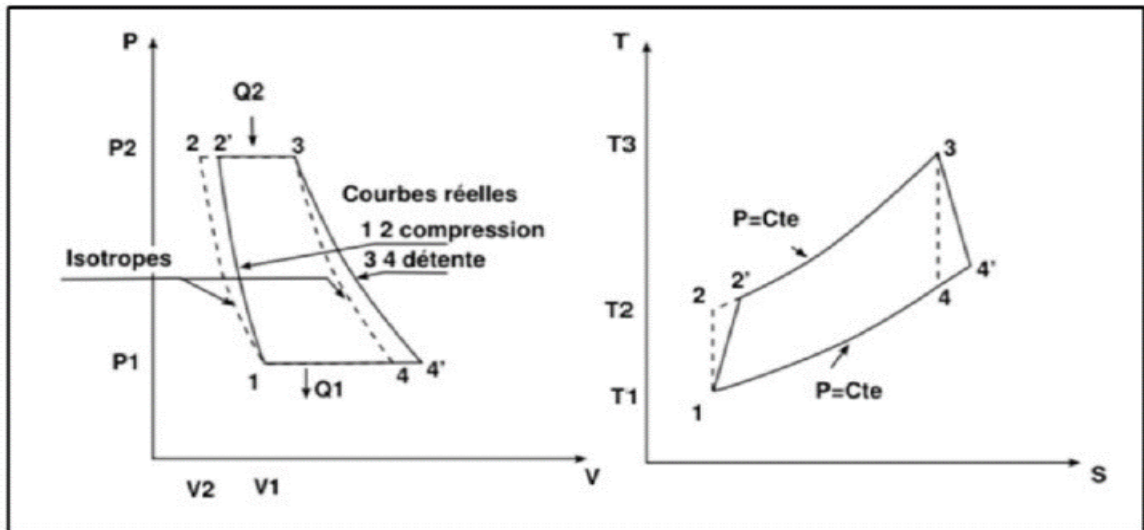


Figure III . 3 : Cycle réel d'une turbine à gaz [5]

En réalité, les processus 1–2 et 3–4 ne sont pas parfaitement isentropiques (c'est-à-dire adiabatiques et réversibles).

Ils ne sont **pas strictement adiabatiques**, car une certaine quantité de chaleur est échangée avec le milieu extérieur.

Ils ne sont **pas non plus réversibles**, puisque la compression et la détente s'effectuent de manière brusque, induisant ainsi des irréversibilités.

Par conséquent, une correction s'impose : au cours de ces deux processus comme pour tout processus thermodynamique dans un système isolé (l'entropie augmente).

Cela se traduit par un décalage vers des entropies plus élevées, ce qui fait passer les états 2s à 2r, et 4s à 4r.

Ainsi :

- La compression réelle et la détente réelle sont irréversibles ;
- La combustion s'effectue de manière quasi-isobare ;
- Le rejet des gaz brûlés s'effectue à pression constante, égale à la pression atmosphérique.

Chapitre III : Calcul Thermodynamique de La Turbine MS5002C

Nous allons maintenant recalculer le rendement réel du cycle de Brayton. Dans cette analyse :

- L'indice **s** désignera les processus isentropiques (théoriques) ;
- L'indice **r** représentera les processus irréversibles (réels).

Pour le compresseur : le rendement du compresseur est le rapport du travail fourni par le gaz avec ceux qui est donné pour le gaz

$$\eta_c = \frac{\text{travail isentropique}}{\text{travail réel}} = \frac{-C_p (T_{2s} - T_1)}{-C_p (T_{2r} - T_1)} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2r} - T_1)}$$

$$\eta_c = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2r} - T_1)} \dots\dots\dots (III.7)$$

Pour la turbine :

$$\eta_t = \frac{\text{Travail réel}}{\text{Travail isentropique}} = \frac{C_p (T_{4r} - T_3)}{C_p (T_{4s} - T_3)}$$

$$\eta_t = \frac{(T_{4r} - T_3)}{(T_{4s} - T_3)} \dots\dots\dots (III.8)$$

$C_p (T_{4r} - T_3)$ (III.9) est le travail réellement fourni par le système (gaz dans la turbine), donc positif. La valeur de ce travail est inférieure à celle du travail théorique qui ne contient pas les pertes de chaleur dans la turbine. Le travail théorique : $C_p (T_{4s} - T_3)$ (III.10) est plus grand que le travail réel : $C_p (T_{4r} - T_3)$.

-Travail de compression (évolution 1 à 2) est : $W_{Cr} = h_{2r} - h_1 = C_{pe}(T_{2r} - T_1)$ (III.11)

-Echauffement isobare (évolution 2 à 3) est : $Q_{CCr} = h_3 - h_{2r} = C_{pcc} (T_3 - T_{2r})$ (III.12)

-Travail de récupéré sur la turbine (évolution 3 à 4) est : $W_{Tr} = h_3 - h_{4r} = C_{pt}(T_3 - T_{4r})$ (III.13)

-Le travail utile récupéré sur arbre de la machine est : $W_{Ur} = W_{Tr} - W_{Cr}$ (III.14)

Rendement théorique du cycle est : $\eta_{th} = \frac{W_{Ur}}{Q_{CCr}}$ (III.15)

III.3. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C :

III.3.1. Données de la turbine à gaz MS-5002C :

Le tableau ci-dessous donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C données par le constructeur dans les conditions ISO :

Température ambiante	$T_1 = 15^\circ\text{C}$
Température chambre de combustion	$T_3 = 966^\circ\text{C}$
Pression ambiante	$P_1 = 1.013 \text{ bar}$
Taux de compression	$\tau = 7$
Débit d'air total	$\dot{m}_{\text{air}} = 447480 \text{ kg/h}$
Débit d'air pour la combustion	$\dot{m}_{\text{air-comb}} = 435492 \text{ kg/h}$
Débit de combustible	$\dot{m}_c = 7200 \text{ Kg/h}$
Pouvoir calorifique inférieur	$P_{ci} = 10835 \text{ kcal/Kg}$
Rendement de la chambre de combustion	$\eta_{cc} = 98\%$
Rendement de compresseur axial	$\eta_c = 88\%$
Rendement de la détente de la turbine	$\eta_{d-t} = 90\%$
Vitesse de rotation de la turbine HP	$N_{\text{THP}} = 5100 \text{ rpm}$
Vitesse de rotation de la turbine BP	$N_{\text{TBP}} = 4670 \text{ rpm}$
γ de l'air	1.4
γ des gaz	1.35
Rendement globale	28.8 %

III.3. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C à la température 15 °C :

III.3.2. Calculs des paramètres du compresseur axial :

- ✓ **La température d'admission T_1 :** La température T_1 étant considérée comme la température de l'air ambiante. $T_1 = 15^\circ\text{C} = 288.15^\circ\text{K}$
- ✓ **La pression d'admission du compresseur P_1 :** $P_1 = P_a = 1.013 \text{ bar}$
- ✓ **La pression P_2 et la température de la fin de compression isentropique à la sortie du compresseur :** $P_2 = P_1 * \tau$

Chapitre III : Calcul Thermodynamique de La Turbine MS5002C

Dans le cycle théorique de BRAYTON la compression (1-2) est isentropique donc

$$P*T^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = cste$$

On a la relation suivant :

$$T_{2s} = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

D'où : $T_{2s} = 502.429 \text{ K}$

✓ La pression P_{2r} et la température T_{2r} de la fin de la compression polytropique au cours de cycle de BRAYTON :

$$P_{2r} = P_{2s} = 7.091 \text{ bar}$$

✓ Calcul de la température T_{2r} du compresseur axial :

$$\text{On a: } \eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c}$$

D'où : $T_{2r} = 531.649 \text{ K}$

✓ Pression P_s et la température T_s de soutirage :

$$\text{On a: } \frac{P_n}{P_{n-1}} = \tau^{\frac{1}{n}}$$

Tel que n désigne le niveau de l'étage.

Pour $n = 16$:

$$\frac{P_{16}}{P_{15}} = \tau^{\frac{1}{16}} \rightarrow P_{15} = \frac{P_{16}}{\tau^{\frac{1}{16}}}$$

Pour $n = 15$

$$\frac{P_{15}}{P_{14}} = \tau^{\frac{1}{15}} \rightarrow P_{14} = \frac{P_{15}}{\tau^{\frac{1}{15}}}$$

De la même manière on trouve la pression au 10^{ème} étage :

$$\frac{P_{11}}{P_{10}} = \tau^{\frac{1}{11}} \rightarrow P_{10} = \frac{P_{11}}{\tau^{\frac{1}{11}}}$$

D'où : $P_{10} = P_s = 2.943 \text{ bar}$

D'après l'équation (III.2) on trouve :

$$T_{sth} = 390.801 \text{ K}$$

Et on utilise l'équation (III.1) on trouve :

$$T_s = 404.799 \text{ K}$$

✓ Variation de la chaleur spécifique de l'air :

La variation de la chaleur spécifique de l'air en fonction de la température est donnée par la formule suivante :

$$C_{p \text{ air}} = a * T^4 - b * T^3 + c * T^2 - d * T + e \text{ [J/kg. K]}, T \text{ [K]}$$

Avec :

$$a = 1.9327 \times 10^{-10}$$

$$b = 7.9999 \times 10^{-10}$$

$$c = 1.1407 \times 10^{-3}$$

$$d = 4.4890 \times 10^{-1}$$

$$e = 1.0575 \times 10^3$$

Donc :

$$C_{p \text{ air}}(T_1 = 288.15 \text{ K}) = 1024.175 \text{ J/kg. K}$$

$$C_{p \text{ air}}(T_s = 404.799 \text{ K}) = 1067.839 \text{ J/kg. K}$$

$$C_{p \text{ air}}(T_2 = 531.649 \text{ K}) = 1156.583 \text{ J/kg. K}$$

On prend la valeur moyenne de la chaleur spécifique de l'air entre les températures (T_1 et T_s) et (T_1, T_2) :

$$C_{p_{air}}(t_1, t_s) = \frac{C_{p_{air}}|_0^{t_s} t_s - C_{p_{air}}|_0^{t_1} t_1}{t_s - t_1}$$

$$C_{p_{air}}(t_1, t_s) = 1079.389 \text{ J/ kg. K}$$

$$C_{p_{air}}(t_1, t_2) = 1118.704 \text{ J/ kg. K}$$

✓ **Calcul du travail de la compression W_c :**

Tenant compte du soutirage au niveau du dixième étage du compresseur axial, utilisé pour le refroidissement de l'étanchéité et des paliers, on a : $W_c = W'_c + W_s$

W_s : Travail de soutirage au dixième étage.

W'_c : Travail réalisé au seizième étage.

✓ **Calcul du travail de soutirage :**

$$\text{On a : } W_s = C_{p_{air}}(T_1, T_s)(T_s - T_1)$$

$$\text{D'où : } W_s = 125.909 \text{ kJ/kg}$$

✓ **Calcul du travail réalisé au seizième étage :**

$$\text{On a : } W'_c = C_{p_{air}}(T_1, T_2)(T_2 - T_1)$$

$$\text{D'où } W'_c = 272.403 \text{ kJ/kg}$$

✓ **Puissance absorbé par le compresseur axial :**

La puissance se détermine par la formule suivante :

$$P_c = \dot{m}_a * W'_c + \dot{m}_{as} * W_s \text{ [MW]}$$

Tel que $\dot{m}_a$: Débit massique d'air sortant du compresseur après soutirage [Kg/s]

$\dot{m}_{as}$: Débit massique d'air de soutirage [Kg/s]

$$\dot{m}_a = 120.97 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{as} = 3.33 \text{ kg/s}$$

D'où : $P_c = 33.371 \text{ MW}$

III.3.3. Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

$$Q_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_{p_{GE}}(T_3, T_2) (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}}$$

Q_{cc} : Puissance de la chambre de combustion.

$C_{p_{GE}}$: Chaleur spécifiques des gaz d'échappements [J/kg .K].

$\dot{m}_c$: Débit massique du combustible injecté [kg/s].

η_{cc} : Rendement chambre de combustion.

$$\text{Avec : } C_{p_{GE}} = 0.9718 + \frac{0.044}{\alpha} + \left(\frac{0.0536}{\alpha} + 0.0927 \right) \left(\frac{T}{1000} \right)$$

III.3.3.1. Calcul de la pression P3 à la sortie de la chambre de combustion :

D'après le cycle de BRAYTON on remarque que : $P_3 = P_{2s} = P_{2r}$

$$P_3 = 7.091 \text{ bar}$$

III.3.3.2. La composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible:

Constituants du gaz	$Y_i'_{\text{mol}}$	Masse mol $M_i(\text{Kg/Kmol})$	$M_i \times Y_i'_{\text{mol}}$	$Y_{i\text{massique}}$	PCI_i (Kcal/m ³)	$PCI_i \times Y_i$ (Kcal/m ³)
CH ₄	0.8272	16	13.24	0.7	8590	7105.64
C ₂ H ₆	0.0851	33	2.55	0.14	15408	1311.22
C ₃ H ₈	0.0196	44	0.86	0.046	22284	436.76
iC ₄ H ₁₀	0.0028	58	0.16	0.0086	29511	82.63
nC ₄ H ₁₀	0.0041	58	0.24	0.013	29643	121.53
iC ₅ H ₁₂	0.0008	72	0.058	0.003	37917	30.33
nC ₅ H ₁₂	0.0008	72	0.058	0.003	38049	30.44
nC ₆ H ₁₄	0.0005	86	0.043	0.002	46518	23.26
C ₇ ⁺	0.0001	100	0.01	0.0005	57896	5.79

Chapitre III : Calcul Thermodynamique de La Turbine MS5002C

CO ₂	0.003	44	0.11	0.0058	0	0
N ₂	0.057	28	1.58	0.084	0	0
Total	1		18.91	1		9147.6

Tableau III. 1 : Compositions et caractéristiques du gaz combustible

Poids moléculaire du chaque constituant i : PM_i

Le poids moléculaire moyen du gaz : $PM_{\text{moy}} = \sum M_i \times Y_i'_{\text{mol}} = 18,91 \text{ kg/ kmol}$.

Concentration massique: $Y_{i \text{ massique}} = (M_i \times Y_i'_{\text{mol}}) / \sum M_i \times Y_i'_{\text{mol}}$

Pouvoir calorifique inférieur moyen $PCI_{\text{moy}} = \sum PCI_i \times Y_i'_{\text{mol}} = 9147,6 \text{ kcal/m}^3 = 10835 \text{ kcal/kg}$

La chaleur spéciphique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (A + B \times T + C \times T^2 + D \times T^3)$$

A, B, C, D : Constantes spéciphiques pour chaque constituant du mélange i.

La chaleur spéciphique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$C'p_{\text{moy}} = \sum_{i=1}^7 C'p_i \times Y_i'$$

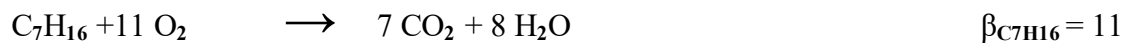
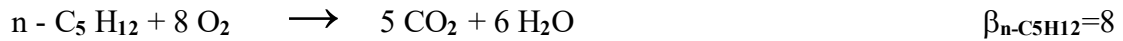
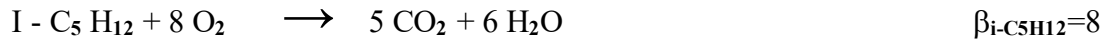
La chaleur spéciphique massique de l'air :

$$Cp_{\text{air}} = (6,713 + 4,697 \times 10^{-4} T + 1,147 \times 10^{-6} T^2 - 4,696 \times 10^{-10} T^3) / 29$$

T: Température de l'air

III.3.3.3. Les réactions chimiques de combustion :





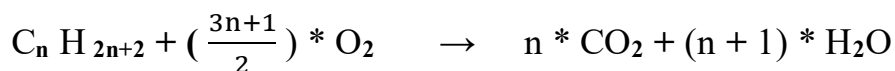
III.3.3.4. Détermination du débit d'air stoechiométrique :

$Y_{\text{Molaire } O_2 \text{ Dans l'air}} = 21\%$, donc $Y_{\text{mas}} = (0,21 * 32) / 29 = 0,23 \text{ kg d'O}_2 / 1\text{kg d'air}$

D'où debit d'air necessaire : $Q_{\text{air stoechiométrique}} = m_{O_2} / Y_{\text{mass}O_2}$

III.3.3.5. Détermination de la masse d'oxygène consommé par 1 kg de combustible :

Selon la reaction de combustion :



On obtient :

$$m_{O_2} = \frac{(M_{O_2} * \left(\frac{3n+1}{2} \right) * Y_i)}{M_i}$$

Le tableau (III.2) donne la masse d'O₂ consommée par chaque constituant i :

Constituants	Masse d'O ₂ consommée par constituant (Kg)
CH ₄	2,8
C ₂ H ₆	0,5
C ₃ H ₈	0,17
i - C ₄ H ₁₀	0,03
n - C ₄ H ₁₀	0,045
i - C ₅ H ₁₂	0,011
n - C ₅ H ₁₂	0,011
n - C ₆ H ₁₄	0,008
n - C ₇ ⁺	0,0019
CO ₂	/
N ₂	/
Total	3,58

Tableau III. 2 : Masse de l'O₂ nécessaire à la combustion d' 1kg de combustible.

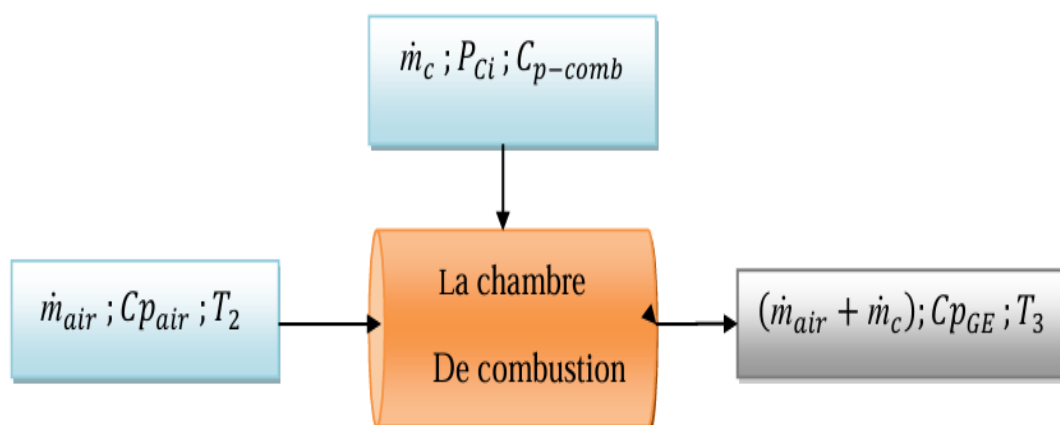


Figure III . 4 : Bilan énergétique de la chambre de combustion [11]

$$\dot{m}_{\text{air stoechiométrique}} = \frac{3,58}{0,23}$$

$$\dot{m}_{\text{air stoechiométrique}} = 15,56 \text{ Kg d'air /1Kg de combustible.}$$

déterminer la valeur de l'excès d'air :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\dot{m}_c \times \dot{m}_{\text{air stoechiométrique}}} = \frac{431613}{5785 \times 15,56}$$

$$\alpha = 4.795$$

Alors d'après les données de constructeur :

$$T_3 = 966^\circ\text{C} \approx 1239,15 \text{ K}$$

capacité calorifique $C_{p_{GE}}(T_3)$ des gaz d'échappement :

$$C_{p_{GE}}(T_3) = 1109.697 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$C_{p_{GE}}(T_3, T_2) = 1054.217 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$Q_{cc} = 93.590 \text{ MW}$$

III.3.4. calculs des paramètres de la turbine :

III.3.4.1. calcul de pression P_{4s} et P_{4r} de fin de détente isentropique et

réelle :

Dans le cycle de BRAYTON on remarque que P_{4s} et P_4 sont situés sur la ligne de pression (isobare), ce qui montre que $P_4 = P_{4s} = 1,0013 \text{ bar}$

$$P_4 = P_1 = 1,0013 \text{ bar}$$

III.3.4.2. Calcul de la température de fin de détente isentropique T_{4s} :

La température de la fin de détente isentropique est déterminée par la relation suivante:

$$T_{4s} = T_3 \times \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\text{On a : } \gamma = 1,35$$

$$\text{Donc : } T_{4s} = 748.047 \text{ K}$$

$$\eta_{d-T} = \frac{T_3 - T_{4s}}{T_3 - T_4}$$

D'où : $T_4 = 797.157 \text{ K}$

Avec la valeur T_{4r} , on cherche la valeur $C_{pT_{4r}}$ en utilisant la relation suivante :

$$C_{pT_{4r}} = 0.9718 + \frac{0.044}{\alpha} + \left(\frac{0.0536}{\alpha} + 0.0927 \right) \left(\frac{T_{4r}}{1000} \right)$$

$$C_{pT_{4r}} = 1067,338 \text{ J/kg.K}$$

$$C_p(T_3, T_{4r}) = \frac{C_p|_0^{T_3} \times T_3 - C_p|_0^{T_{4r}} \times T_{4r}}{T_3 - T_{4r}}$$

$$C_p(T_3, T_{4r}) = 1100.928 \text{ J/kg.K}$$

III.3.4.3. Calcul du travail massique de la turbine :

$$W_T = C_p(T_3, T_4) \times (T_3 - T_4)$$

$$W_T = 486.602 \text{ kJ/kg}$$

La puissance de la turbine :

$$P_T = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_c) \times C_p(T_3, T_{4r}) \times (T_3 - T_{4r})$$

$$P_T = 59.837 \text{ kJ/kg}$$

III.3.5. Le rendement global de la turbine à gaz :

$$\eta_g = \frac{P_u}{Q_{cc}} = \frac{P_T - P_c}{Q_{cc}}$$

$$\eta_g = 28.28\%$$

III.3.6. La consommation spécifique :

$$CSF = \frac{3600 \times \dot{m}_c}{P_u}$$

$$CSF = 0,2720 \text{ kg/kW h}$$

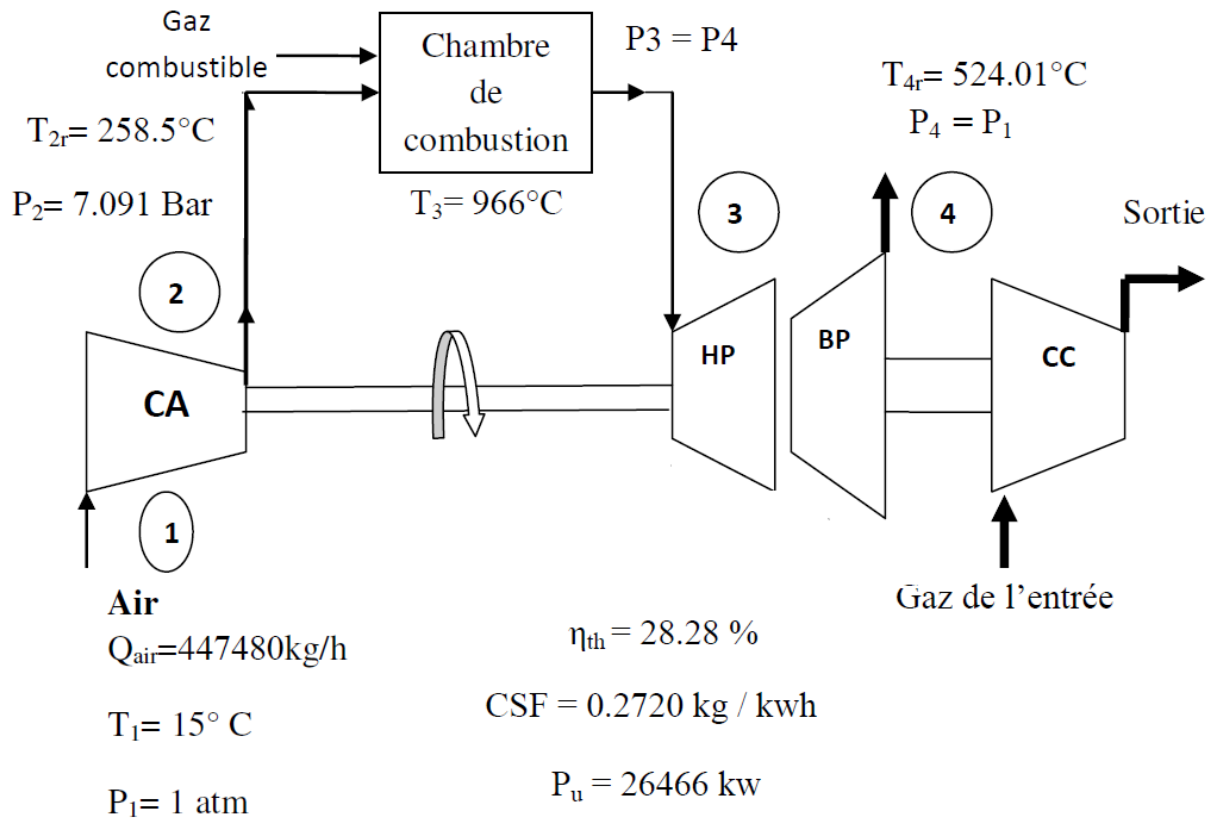


Figure III . 5 : Cycle réel d'une turbine à gaz MS5002C [19]

III.4. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons explicité les diverses équations qui décrivent le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz. Cette recherche nous a donné une bonne compréhension de l'analyse du cycle thermodynamique pour les turbines à gaz idéales et réelles. Des calculs du cycle thermodynamique pour la turbine MS5002C ont été réalisés en se basant sur les spécifications fournies par le constructeur.

Pour conclure, l'analyse thermodynamique que nous avons réalisée a permis de déterminer le rendement de la machine conjointe ainsi que la consommation spécifique.

Chapitre IV :

La simulation à

L'aide De Logiciel

Aspen HYSYS

IV.1. Introduction :

L'outil de simulation est couramment employé dans divers secteurs de l'ingénierie et de la recherche, offrant la possibilité d'examiner le fonctionnement d'un système avant sa mise en œuvre et d'améliorer ses performances en expérimentant diverses solutions et différentes conditions de travail.

Des simulateurs tels que Aspen Plus, ChemCAD, Hysim, Hysys et Pro-II sont parmi les plus populaires et ils deviennent de plus en plus essentiels pour la conception de nouvelles unités et l'optimisation des procédés industriels qui ne fonctionnent parfois pas à leur meilleur rendement. Cela dit, le simulateur HYSYS est l'un des plus performants logiciels de simulation.

IV.2. Définition du logiciel Aspen HYSYS :

Aspen HYSYS est un logiciel de simulation et de modélisation de procédés industriels, utilisé principalement dans les domaines de l'ingénierie chimique, pétrochimique et énergétique. Il permet de concevoir, simuler, analyser et optimiser des processus de production, en particulier ceux liés aux systèmes de traitement de fluides tels que les gaz, les liquides, ou les mélanges complexes.

IV.3. Les concepts de base du simulateur HYSYS :

On définit les principaux concepts de base et vocabulaires associés, qui sont utilisés pendant les étapes de construction d'un modèle dans le simulateur HYSYS [20] :

- ✓ **Flowsheet** : c'est un ensemble d'objets « Flowsheet Elements » (courants de matière, d'énergie, d'opérations unitaires, de variables opératoires) qui constituent tout ou une partie du procédé simulé et qui utilisent la même base de données thermodynamique « Fluid Package ». Il possède un certain nombre d'entités particulières : un « ProcessFlow Diagram » (PFD), un « Workbook ».
- ✓ **Fluid Package** : il permet de définir les composants chimiques présents dans le procédé simulé et leurs affecte, les propriétés chimiques et physiques contenues dans la base de données des corps purs. Il permet aussi de définir les modèles thermodynamiques qui seront utilisés pour le calcul des propriétés des mélanges et de définir les cinétiques des réactions chimiques mises en jeu dans le procédé.

- ✓ **Process Flow Diagram** : ce diagramme permet de visualiser les courants et les opérations unitaires, représentées par des symboles dans le « Flowsheet », ainsi que la connectivité entre les courants, les opérations unitaires et les tableaux des propriétés des courants.
- ✓ **Workbook** : il permet d'avoir accès à l'information sur les courants et les opérations unitaires sous forme de tableau de données.
- ✓ **Desktop** : c'est l'espace principal de HYSYS pour visualiser les fenêtres lors de la conception.
- ✓ **Property view** : il contient l'information décrivant un objet (opération ou courant).
- ✓ **Simulation Case (fichier de simulation)** : c'est l'ensemble des « Fluid Packages », « Flowsheets » et « Flowsheet Elements » qui constituent le modèle.

IV.4. Structure générale du HYSYS :

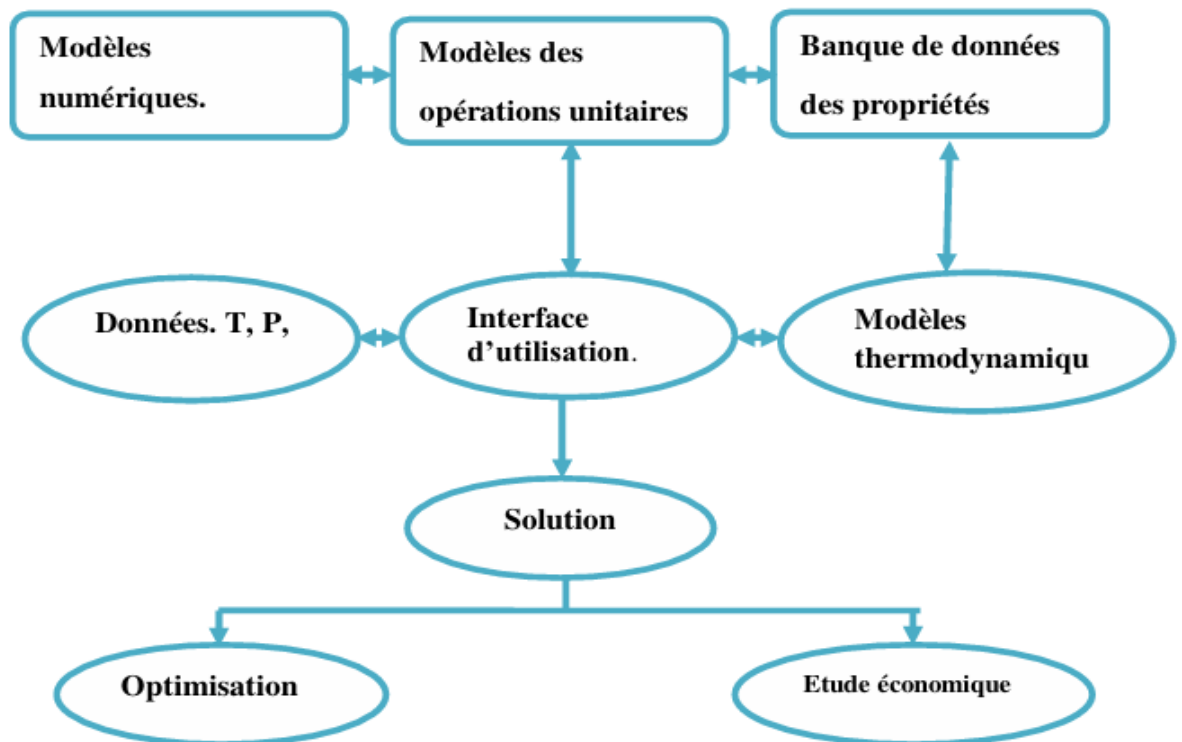


Figure IV. 1 : Structure générale du HYSYS [20]

IV.5. Les modèles thermodynamiques de HYSYS [21] :

Les modèles fondés sur les équations d'état, tels que Redlich-Kwong et Soave Redlich-Kwong Peng Robinson, sont fréquemment utilisés pour calculer les systèmes d'hydrocarbures et les systèmes proches de l'idéalité. Leur principal avantage par rapport aux autres modèles réside dans l'intégration des coefficients d'interaction binaire. En général, les équations d'état permettent de déterminer l'ensemble des propriétés des produits en fonction de la température et des fractions molaires.

IV.5.1. Equation de REDLICH-K WONG :

Considérer comme la plus simple des équations d'état, elle est très utilisée pour prédire d'état de la phase vapeur.

$$R = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)\sqrt{T}}$$

IV.5.2. Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG :

Cette équation modifiée celle de REDLICH-KWONG, par l'introduction d'une fonction $\alpha(T)$ qui dépend du facteur acentrique.

L'équation de SOAVE est de la même forme générale que l'équation

$$R = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{V(V+b)}$$

SOAVE a introduit les relations suivantes pour exprimer la fonction

$$\alpha(T) = a_c(T_R)$$

$$\text{Avec : } a(T_R) = (1+m(1-\sqrt{T_R}))^2$$

Le coefficient m est calculé en fonction du facteur acentrique ω :

$$m = 0.480 + 1.574 \omega - 0.176 \omega^2$$

IV.5.3. Equation de PENG-ROBINSON :

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

$$R = \frac{RT}{V-b} - \frac{\alpha(T)}{V^2 - b^2 + 2Vb}$$

Les paramètres α et b sont calculés à partir des coordonnées du point critique (mesurables expérimentalement) selon :

$$\alpha = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad b = 0.077796 \frac{RT_c}{P_c}$$

La fonction reliant le paramètre m au facteur acentrique ω est :

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

Ces équations sont très largement utilisées dans les modèles de simulation, en production et traitement de gaz. L'équation la plus recommandée pour les systèmes d'hydrocarbures est l'équation de PENG ROBINSON, car elle résout correctement les problèmes d'équilibre et permet de prédire des densités liquides plus en accord avec les valeurs réelles que les autres équations.

IV.6. Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS :

Pour réaliser une simulation en HYSYS, les pas suivants sont nécessaires :

- Démarrage de HYSYS.
- Création d'un fichier.
- Choix des composés.
- Sélection d'un modèle thermodynamique.
- Construction du PFD.
- Spécification des courants et des unités.
- Exécution du programme de simulation.
- Interprétation des résultats.

IV.7. Simulation de la TAG par logiciel Aspen HYSYS :

IV.7.1. Démarrage de Aspen HYSYS :

Démarrer une nouvelle simulation sous Aspen HYSYS :

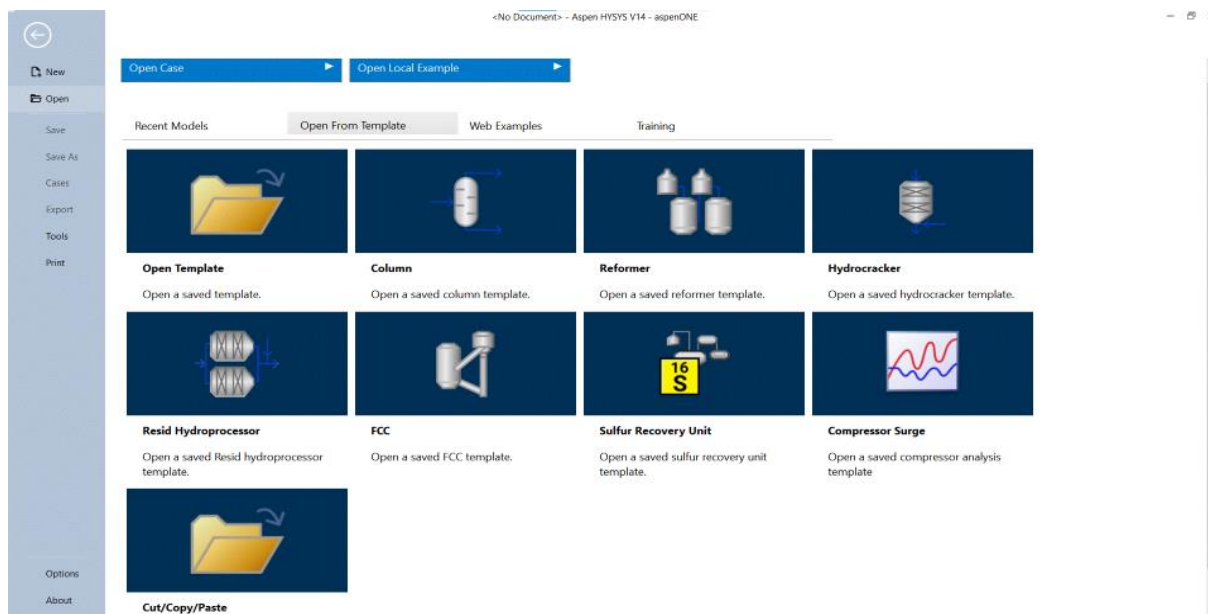


Figure IV. 2 : Fenêtre du Aspen HYSYS

Cliquez sur le "Case New "pour ouvrir le "Gestionnaire de simulation de base", qui est l'endroit où tous les composants et leurs propriétés peuvent être spécifiés.

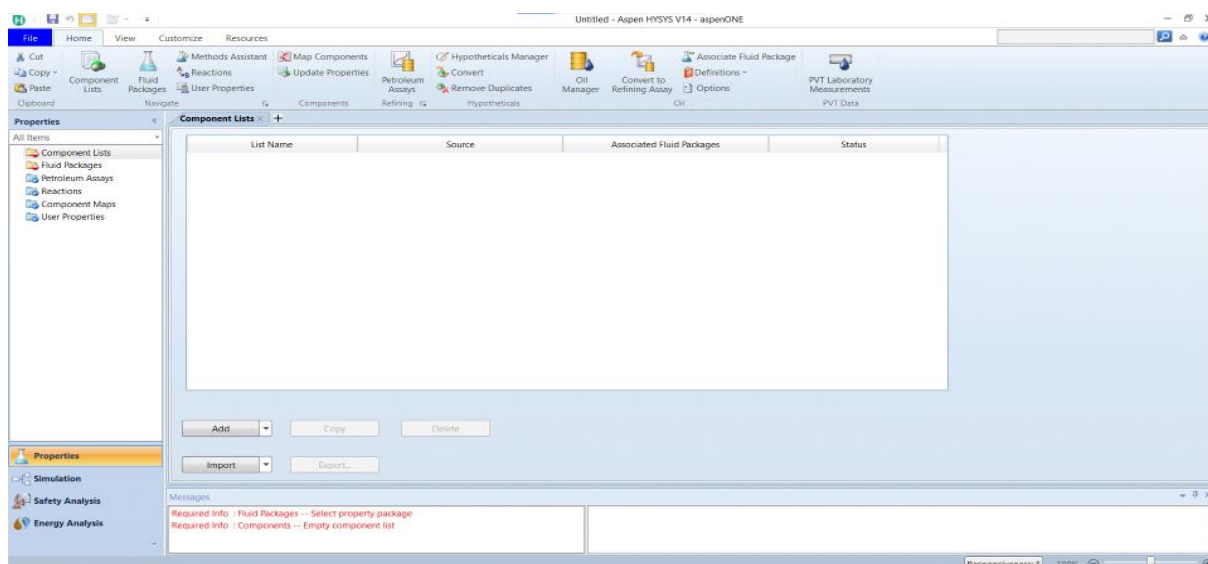


Figure IV. 3 : Fenêtre du Aspen HYSYS V14 dans new case

IV.7.2. Choix la liste des composants :

Pour ajouter des composants à la simulation, cliquez sur " component listes " puis sur le Bouton "Add" pour faire apparaître la liste des composantes disponibles dans HYSYS. Dans notre cas il faut définir les composants chimiques de l'air et de gaz naturel suivants : Méthane, Ethane, Propane, i-Butanes, n-Butane ,i-Pentane ,n-Pentane ,n-Hexane ,n-Heptane, Oxygène, Nitrogène, H2O et CO2.

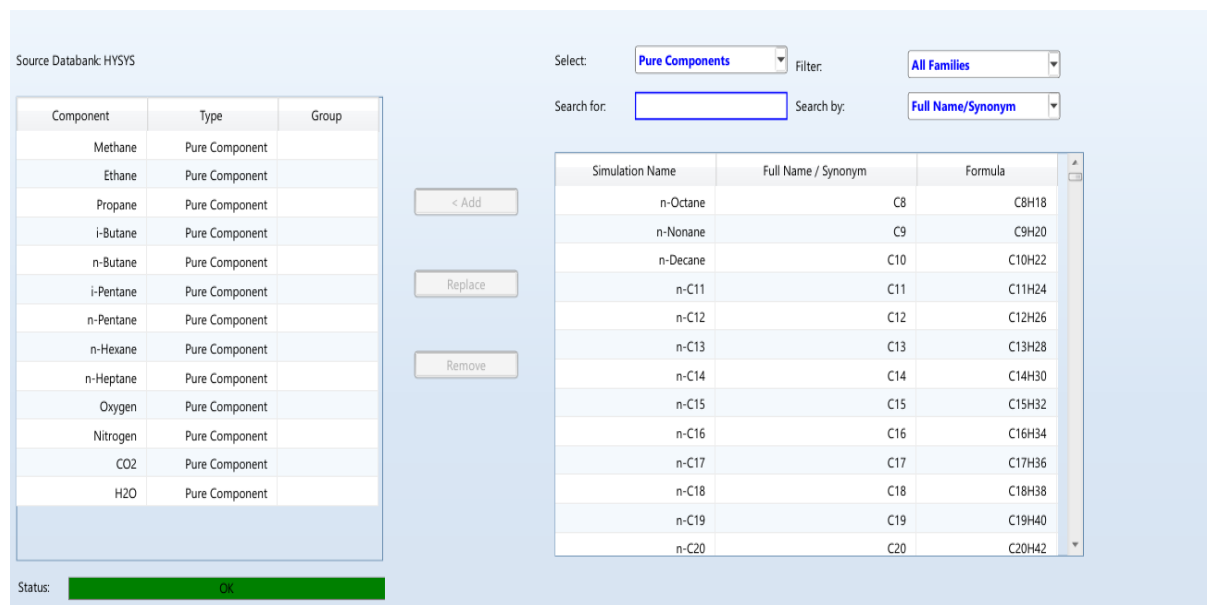


Figure IV. 4 : les composants de différentes entrées de la TAG

IV.7.3. Sélection d'un modèle thermodynamique :

Choix du modèle d'équation d'état dans la liste de « Fluid packages », l'étude des propriétés des gaz réels ou des mélanges les plus complexes, il existe des équations d'état qui relie les paramètres d'équilibre du système.

Cliquer sur le bouton "Add" pour spécifier un fluide package, Cela vous amènera à une liste de toutes les différentes équations d'états utilisées par ASPENHYSYS. Dans notre étude ont Sélectionné le Peng Robinson (PR) Comme modèle Thermodynamique, qui est recommandé pour un mélange d'hydrocarbures. Cela permet de calculer toutes les propriétés thermodynamiques des fluides de travail.

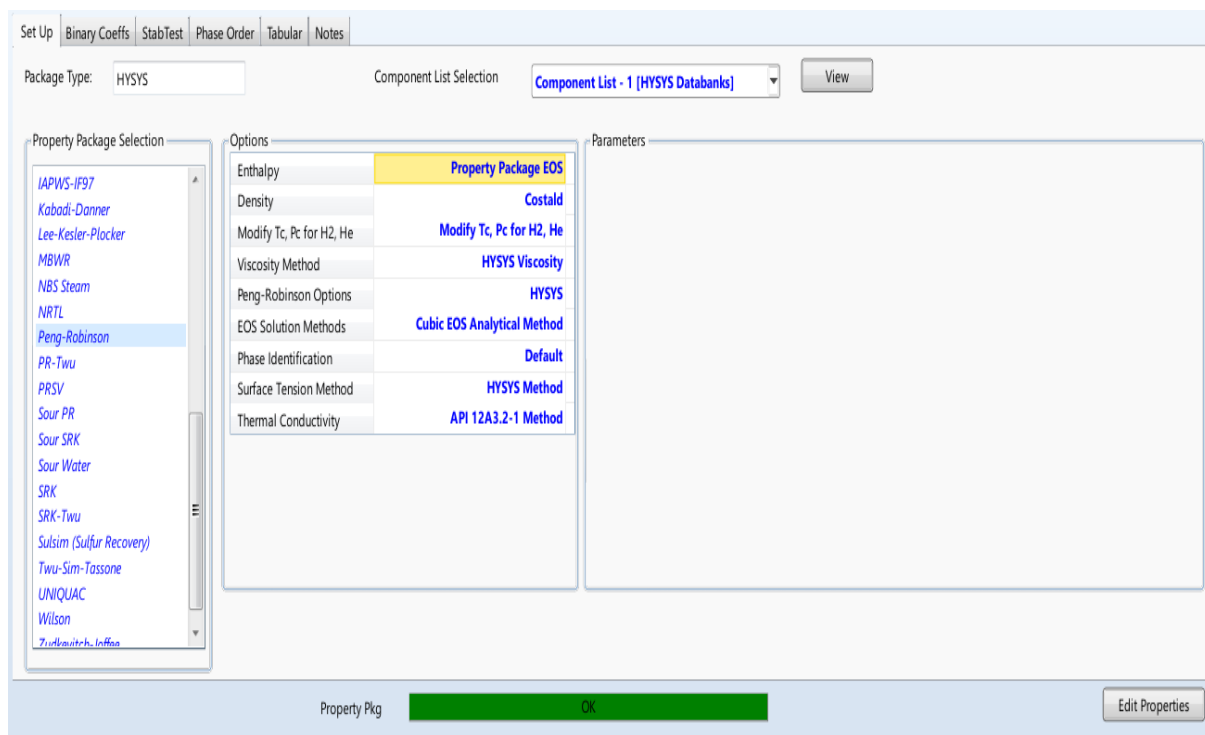
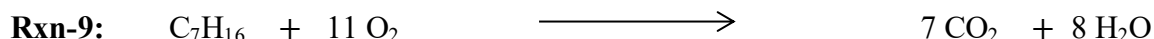
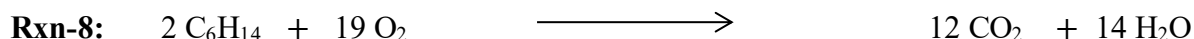
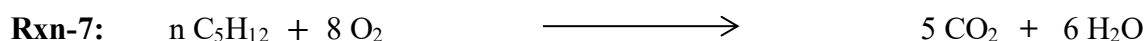
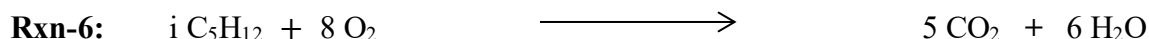
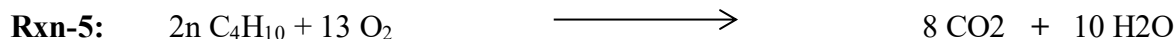
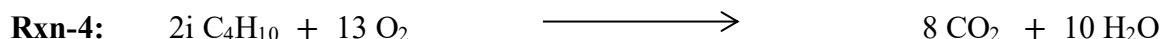
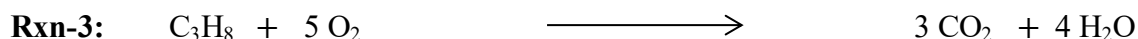
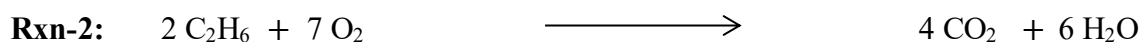
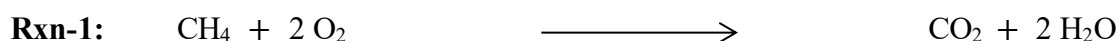


Figure IV. 5 : liste de fluide packages

IV.7.4. Création des réactions chimiques :

La définition des 9 réactions de combustion du gaz naturel :



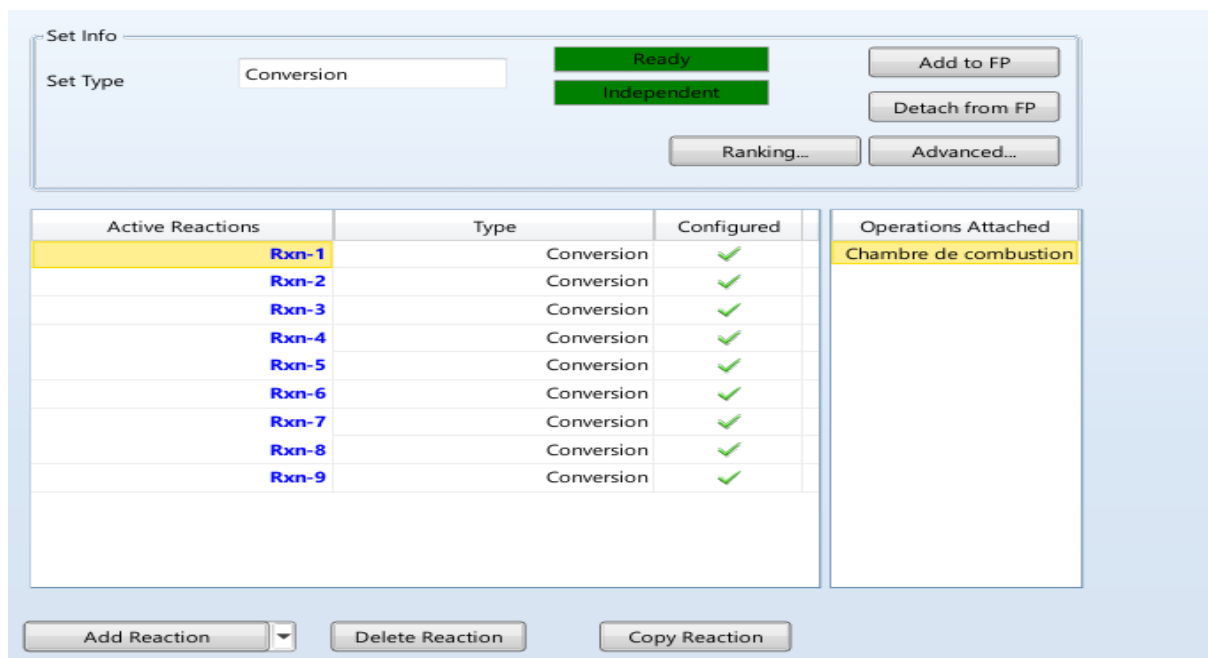


Figure IV. 6 : fenêtre des réactions créent

IV.7.5. L'entrée de l'air :

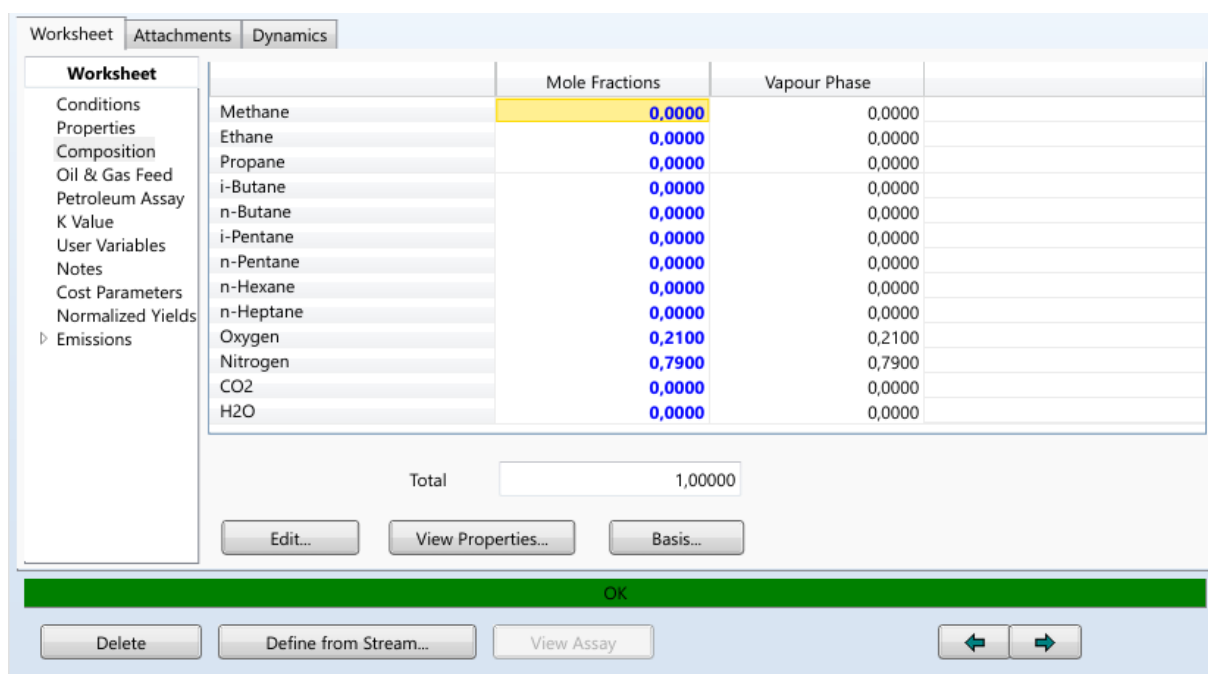


Figure IV. 7 : les composants de l'air

On entre les caractéristiques de l'air (la température, la pression et le débit massique), qui sont définies dans la Figure IV.8

The screenshot shows the 'Dynamics' worksheet in Aspen HYSYS. The 'Worksheet' tab is selected, and the 'Air' stream is highlighted. The table below lists the input conditions for the air stream.

Stream Name	Air	Vapour Phase
Vapour / Phase Fraction	1,0000	1,0000
Temperature [C]	15,00	15,00
Pressure [kPa]	101,3	101,3
Molar Flow [kgmole/h]	1,556e+004	1,556e+004
Mass Flow [kg/h]	4,475e+005	4,475e+005
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	521,0	521,0
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-299,8	-299,8
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	150,5	150,5
Heat Flow [kJ/h]	-4,664e+006	-4,664e+006
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	3,676e+005	3,676e+005
Fluid Package	Basis-1	

Buttons at the bottom: Delete, Define from Stream..., View Assay, and navigation arrows.

Figure IV. 8 : les conditions d'entrée d'air

IV.7.6. Compresseur :

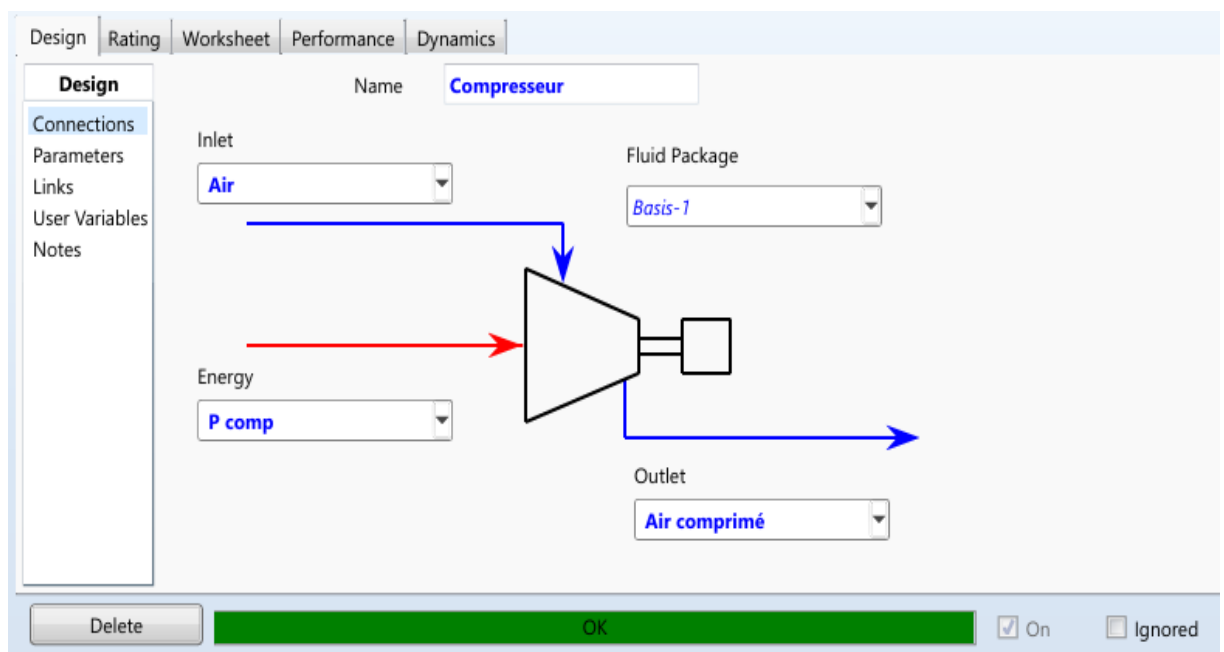


Figure IV. 9 : installation de compresseur

Dans paramètres, ajouter les valeurs (le rendement adiabatique et le rapport de pression) :

- Rendement isentropique : $\eta_{iso} = 0.88$

- Le rapport de pression : $\varepsilon = 7$

Design | Rating | Worksheet | Performance | Dynamics

Design

Connections
Parameters
Links
User Variables
Notes

Efficiency

Adiabatic Efficiency	88,000
Polytropic Efficiency	90,663

Polytropic Method

☒ Schultz
☐ Huntington
☐ Reference

Duty

30520,9 kW

Operating Mode

☒ Centrifugal ☐ Reciprocating
☐ Screw ☐ Wet gas

Curve Input Option

☒ Single-MW ☐ Multiple MW
☐ Multiple IGV ☐ Non-Dimensional
☐ Quasi-Dimensionless

Pressure Specs

Delta P: 607,9 kPa Pressure Ratio: 7,000

Surge Analysis

To study compressor surge under different emergency scenarios, click the "Surge Analysis" button here:

Surge Analysis

Delete OK On Ignored

Figure IV. 10 : Les paramètres de compresseur

IV.7.7. L'entrée de gaz naturel :

Worksheet | Attachments | Dynamics

Worksheet

	Mole Fractions	Vapour Phase
Methane	0,8264	0,8264
Ethane	0,0850	0,0850
Propane	0,0196	0,0196
i-Butane	0,0028	0,0028
n-Butane	0,0041	0,0041
i-Pentane	0,0008	0,0008
n-Pentane	0,0008	0,0008
n-Hexane	0,0005	0,0005
n-Heptane	0,0001	0,0001
Oxygen	0,0000	0,0000
Nitrogen	0,0569	0,0569
CO2	0,0030	0,0030
H2O	0,0000	0,0000

Total 1,00000

Edit... View Properties... Basis...

Delete Define from Stream... View Assay

Figure IV. 11 : les composants de gaz naturel

On entre les caractéristiques du gaz naturel (la température, la pression et le débit massique) représentées dans le Figure IV.12

Worksheet

Attachments

Dynamics

Worksheet

Conditions

Properties

Composition

Oil & Gas Feed

Petroleum Assay

K Value

User Variables

Notes

Cost Parameters

Normalized Yields

Emissions

Stream Name	Gaz naturel	Vapour Phase
Vapour / Phase Fraction	1,0000	1,0000
Temperature [C]	15,00	15,00
Pressure [kPa]	700,0	700,0
Molar Flow [kgmole/h]	379,5	379,5
Mass Flow [kg/h]	7200	7200
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	21,35	21,35
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-7,409e+004	-7,409e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	169,6	169,6
Heat Flow [kJ/h]	-2,812e+007	-2,812e+007
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	8945	8945
Fluid Package	Basis-1	

OK

Delete

Define from Stream...

View Assay

Figure IV. 12 : les conditions d'entrée de gaz naturel

IV.7.8. Chambre de combustion :

Définir à l'entrée (l'air comprimé et gaz naturel), la sortie de vapeur (produit) et la sortie de liquide (5) de la chambre de combustion.

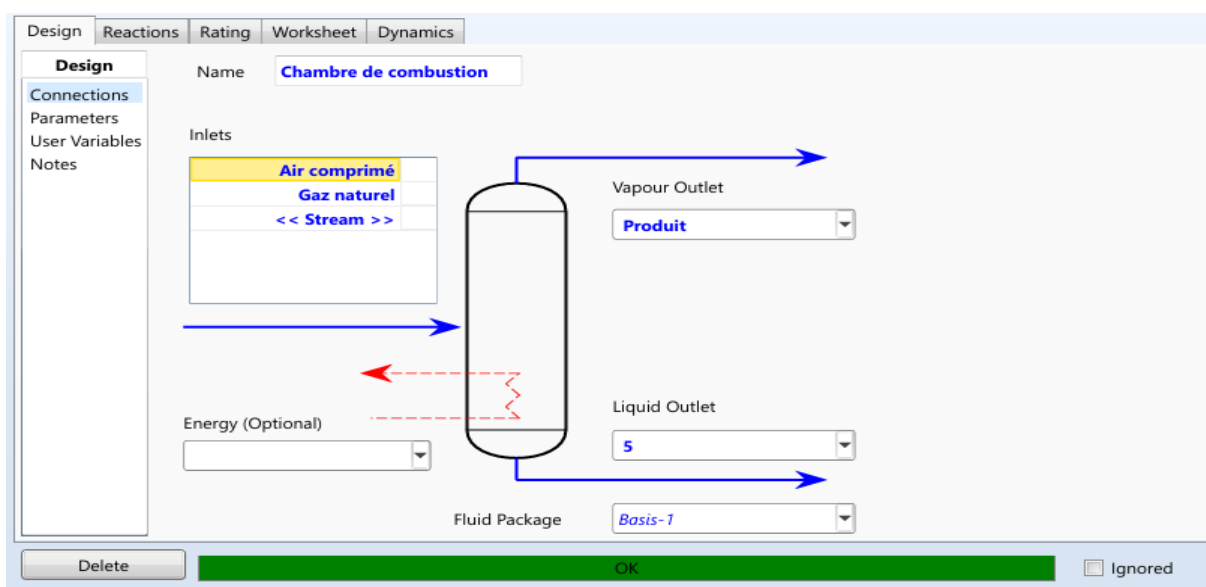


Figure IV. 13 : Installation de la chambre de combustion

On introduit les neuf réactions dans la chambre à combustion qu'on a définie auparavant :

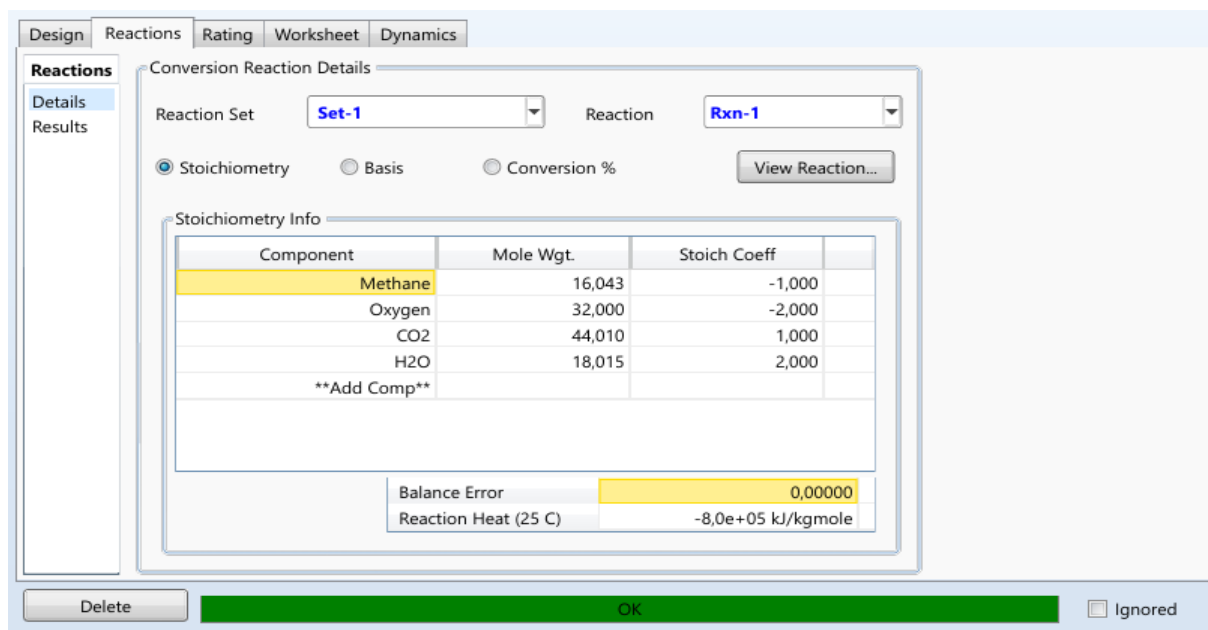


Figure IV. 14 : fenêtre de réaction dans la chambre de combustion

IV.7.9. Turbine :

On définit l'entrée, la sortie et l'énergie de la turbine.

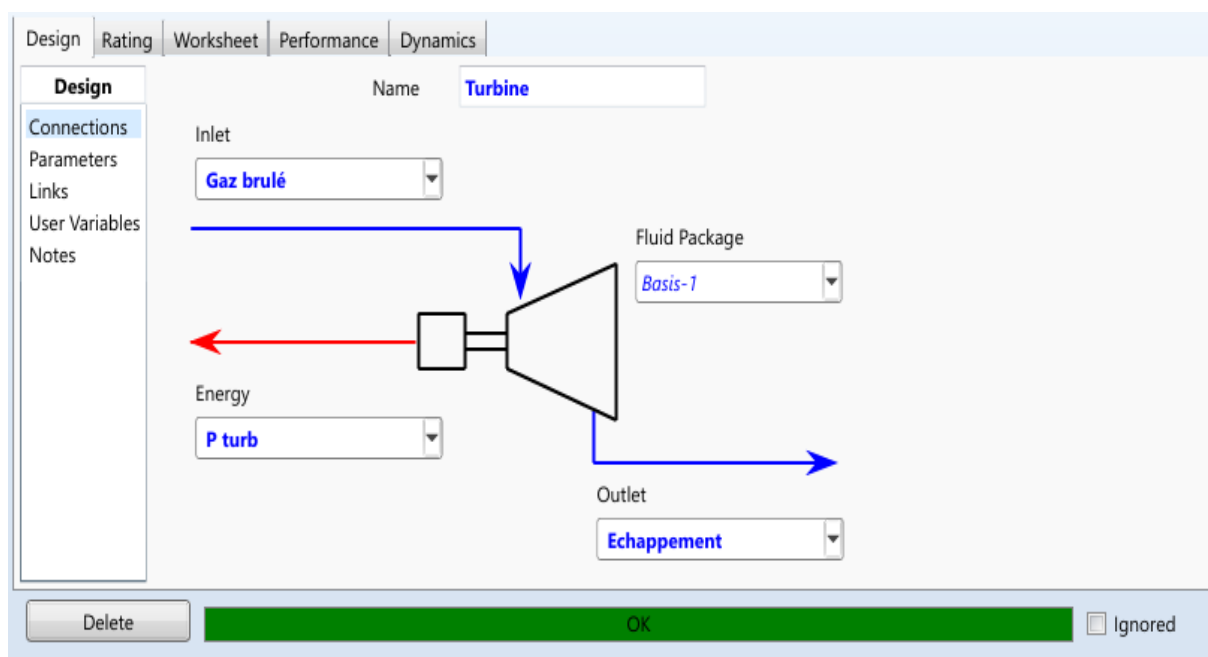


Figure IV. 15 : Installation de la turbine

Dans les paramètres de la turbine, on définit les valeurs dans le Figure IV.15 :

Rendement isentropique : $\eta_{iso} = 0.9$

Le rapport de pression : $\varepsilon = 0.1447$

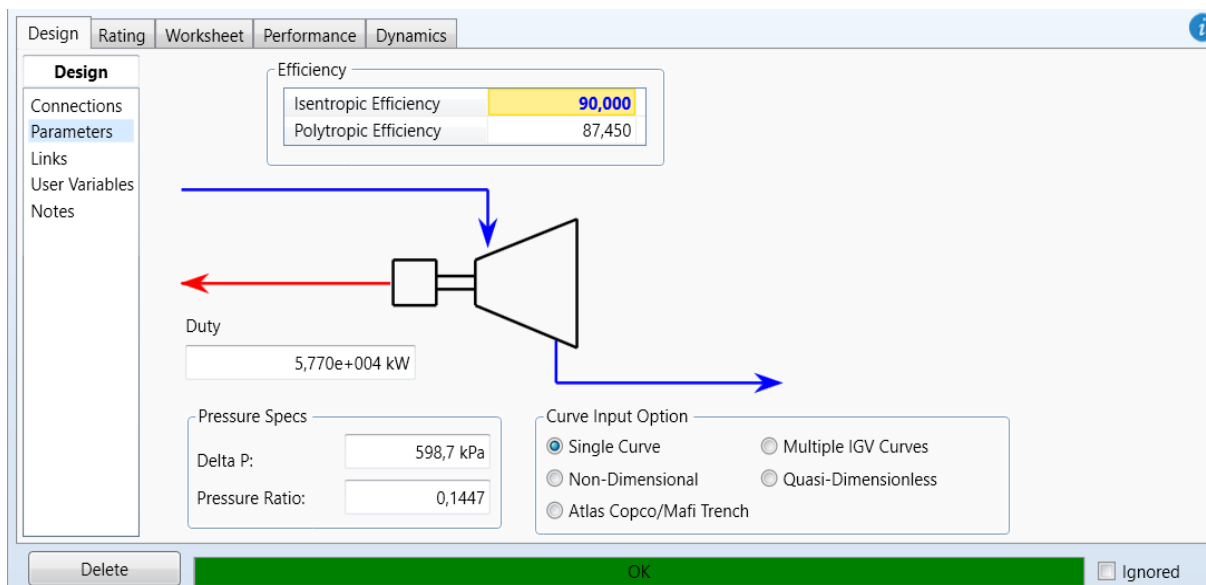


Figure IV. 16 : fenêtre des paramètres de la turbine.

IV.8. Schéma équivalent de la TAG dans logiciel Aspen Hysys :

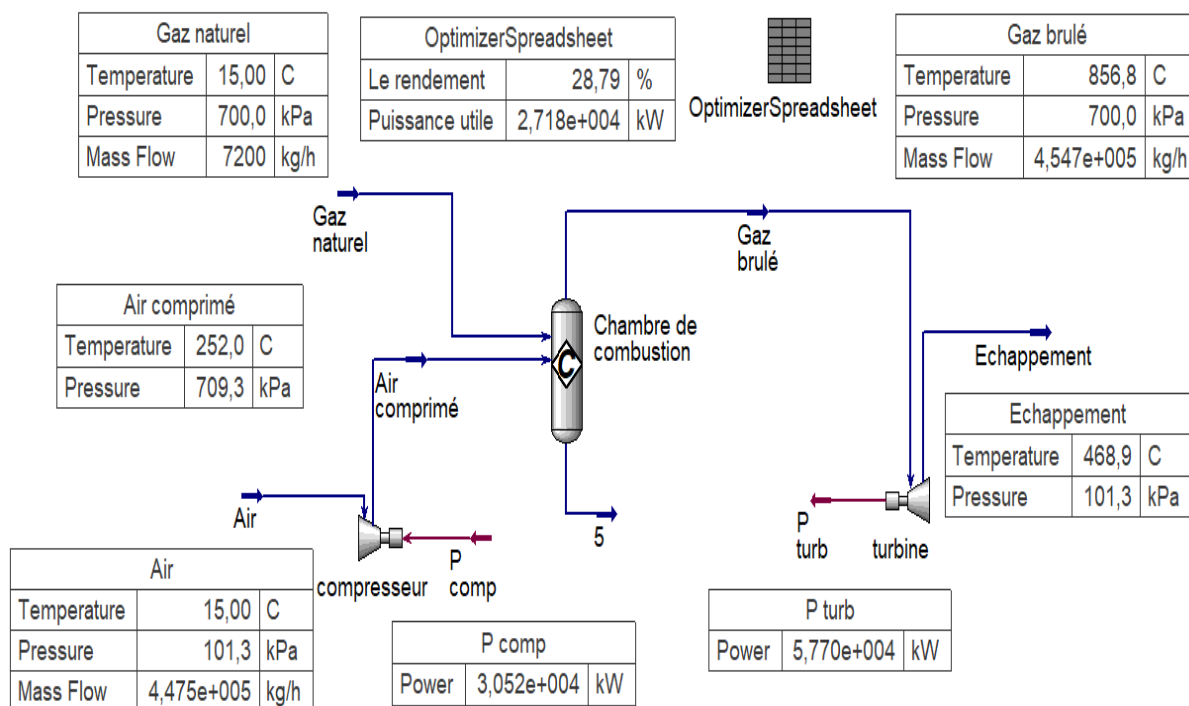


Figure IV. 17 : schéma équivalent de la TAG par Aspen Hysys

IV.9. Comparaison de résultats :

Dans le tableau IV.1 ; les résultats obtenus par le calcul manuel ou par le Hysys sont très proches aux ceux donnés par le constructeur, ce qui nous permet de utiliser le Hysys ultérieurement pour l'amélioration du rendement de la MS5002C.

	Puissance utile	La consommation spécifique : CSF	Le rendement global : η_g
Données de constructeur	28340 KW	0.2540 Kg /Kwh	28.8 %
Résultats de Aspen Hysys	27180 KW	0.2649 Kg /Kwh	28.79 %
Résultats de calcul manuel	26466 KW	0.2720 Kg /Kwh	28.28 %

Tableau IV. 1 : Validation des performances obtenues de MS5002C

IV.10. Effet de la température ambiante sur le rendement et la puissance de la turbine à gaz :

Les figures (IV.18 et IV.19) représentent l'effet de la température ambiante sur la puissance utile et sur le rendement thermique de la turbine à gaz respectivement, nous observons que ces valeurs sont inversement proportionnelles avec la température d'aspiration T_1 ; plus la température est élevée, plus le rendement et la puissance sont faibles. Car, pour une compression quasi isentropique : $T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$; Si la température T_1 augmente la température T_2 aussi augmente et le travail de compression augmente $W_C = C_{pC} \cdot (T_1 - T_2)$.

Donc le travail net ($W_U = W_T - W_C$) baisse fortement et la puissance délivrée diminue et par conséquent le rendement diminue.

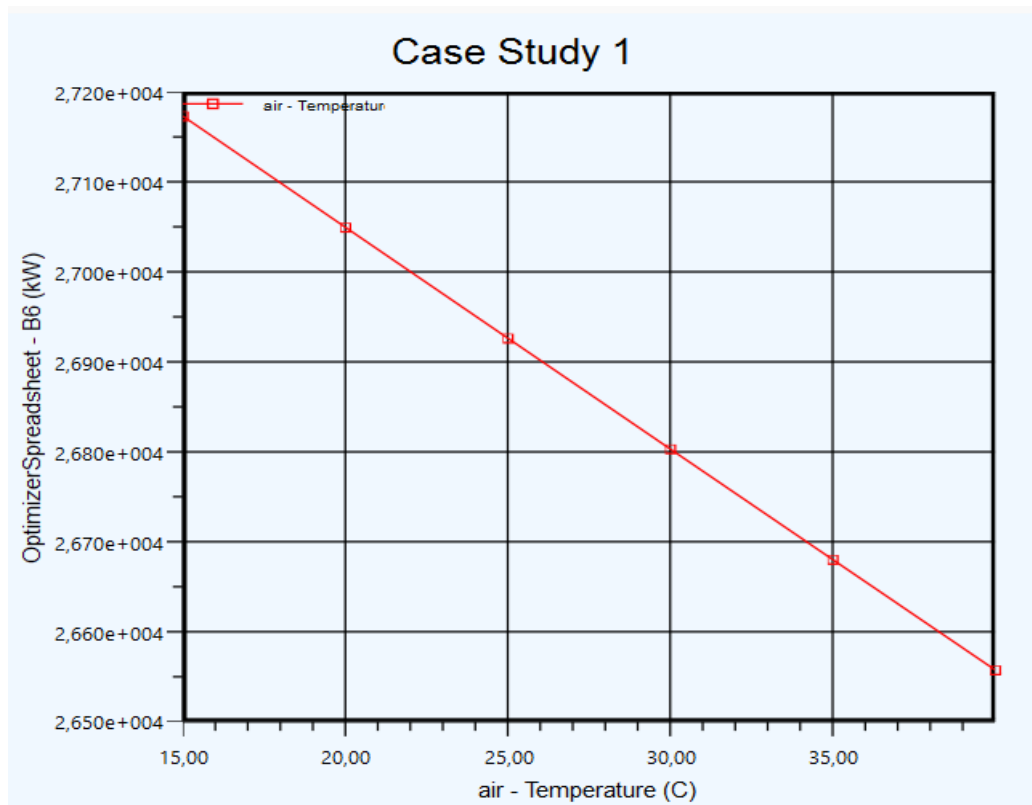


Figure IV. 18 : l'influence de la température ambiant sur la puissance utile

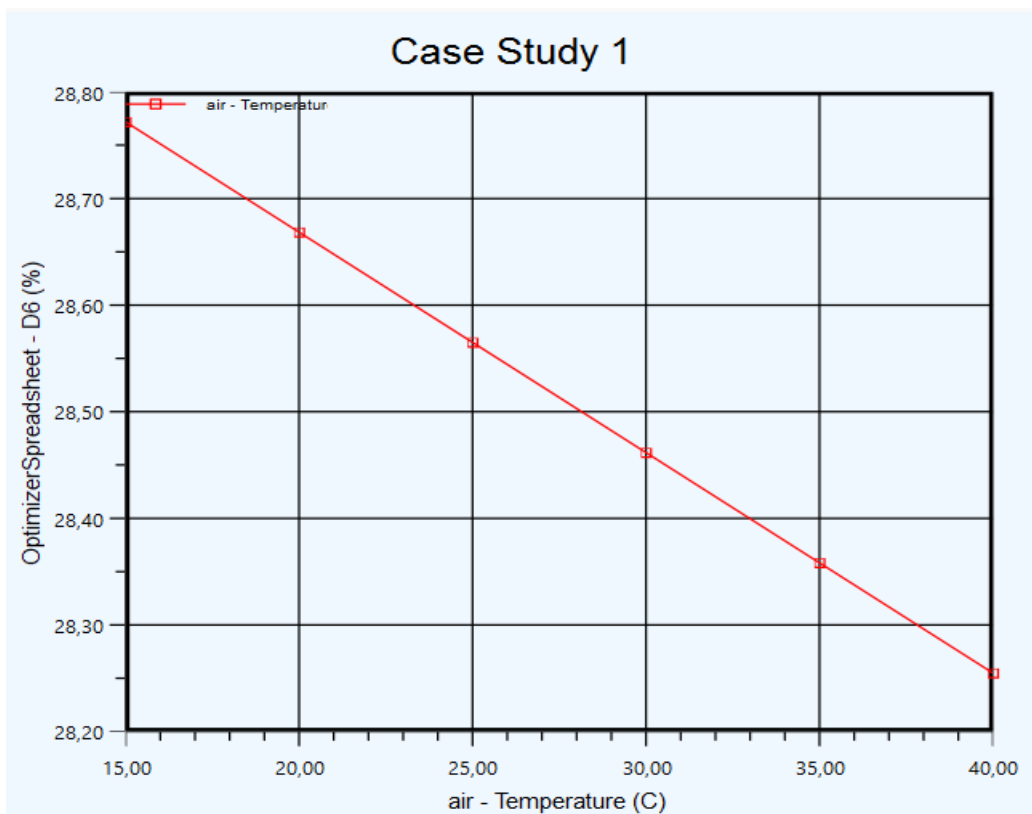


Figure IV. 19 : l'influence de la température ambiant sur le rendement

IV.11. Effet de la taux de compression sur sur le rendement et le puissance de la turbine à gaz :

Les figures (IV.20 et IV.21) visualisent la variation de la puissance utile et le rendement thermique en fonction de taux de compression. Il est claire que plus le taux de compression augmente, le compresseur consomme une grande partie du travail de la turbine ; la puissance utile diminue et le rendement peut encore augmenter légèrement mais l'augmentation devient de plus en plus faible aux grands taux de compression.

L'augmentation du taux de compression améliore le rendement thermique de la turbine à gaz. En revanche, la puissance utile n'augmente que jusqu'à une valeur optimale du taux de compression, au-delà de laquelle l'augmentation du travail absorbé par le compresseur devient prépondérante et entraîne une diminution de la puissance nette produite.

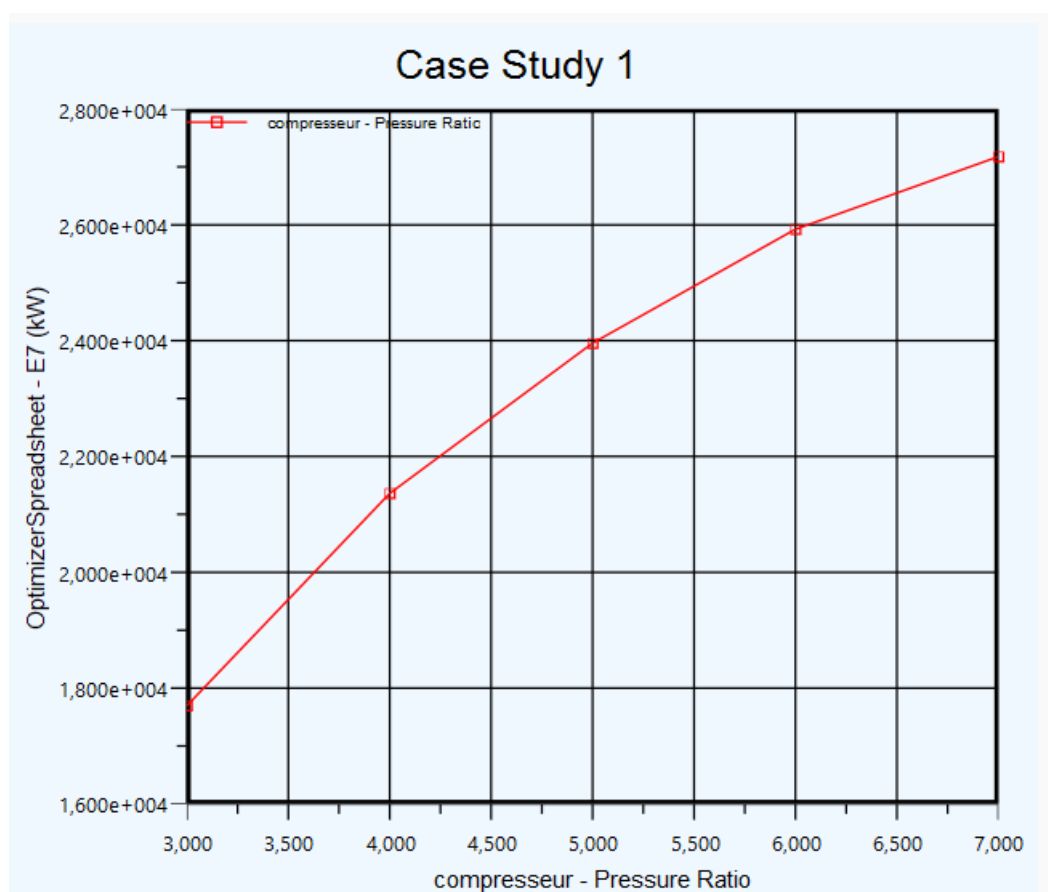


Figure IV. 20 : l'influence de taux de compression sur la puissance

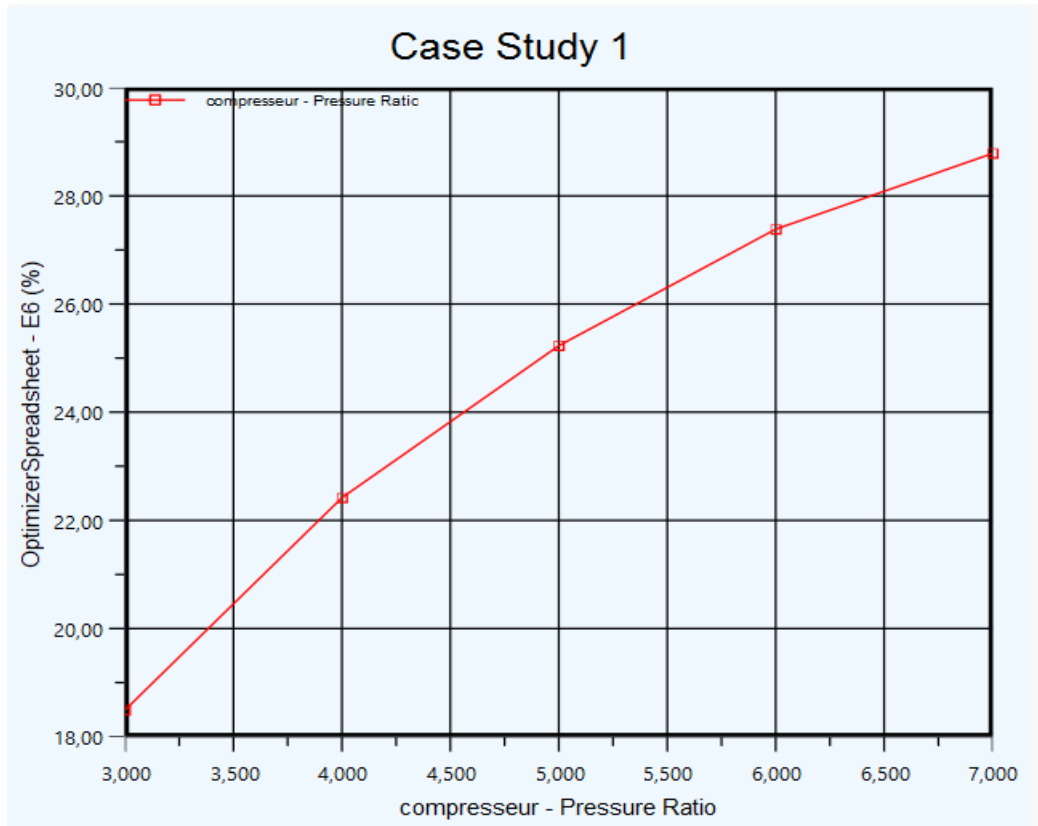


Figure IV. 21 : l'influence de taux de compression sur le rendement

IV.12. Effet de le débit de combustible sur sur le rendement et le puissance de la turbine à gaz :

Selon les figures (IV.22 et IV.23) qui montrent la variation du rendement et de la puissance utile en fonction du débit du combustible $\dot{m}_f$; on remarque une relation direct entre le débit du fuel et le rendement et la puissance.

La puissance utile est liée à l'énergie apportée par le combustible : $P_u = \eta_{Th} \cdot \dot{m}_f \cdot PCI$

L'augmentation du débit de combustible accroît l'énergie introduite dans la chambre de combustion, ce qui élève la température T_3 des gaz brûlés et le travail fourni par la turbine et par conséquent la puissance utile augmente.

NB : *La puissance d'une turbine à gaz augmente presque proportionnellement avec le débit de combustible jusqu'à la limite admissible de température des aubes.*

Le rendement augmente aussi puisque : $\eta_{th} = \frac{P_u}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{(P_t - P_c)}{\dot{Q}_{comb}}$;

on constate les cas suivantes :

- À faible charge (faible débit de combustible) :
 - les pertes fixes sont importantes ;
 - le rendement est faible.
- Lorsque le débit augmente :
 - la turbine fonctionne plus près de son point nominal ;
 - le rendement augmente.
- À très forte charge :
 - les températures deviennent élevées ;
 - les pertes augmentent ;
 - le rendement peut se stabiliser ou diminuer légèrement.

Donc, Le rendement thermique s'améliore également lorsque la turbine fonctionne à charge élevée, puis tend à se stabiliser à proximité du régime nominal.

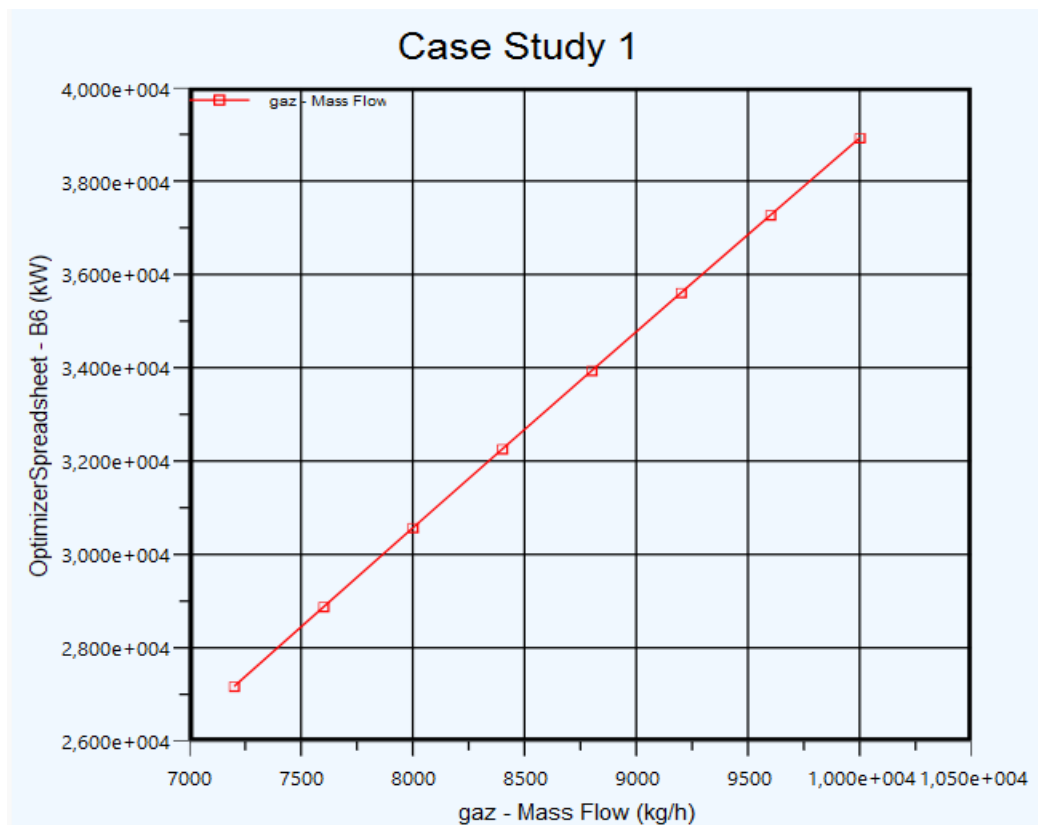


Figure IV. 22 : l'influence de le débit de combustible sur la puissance

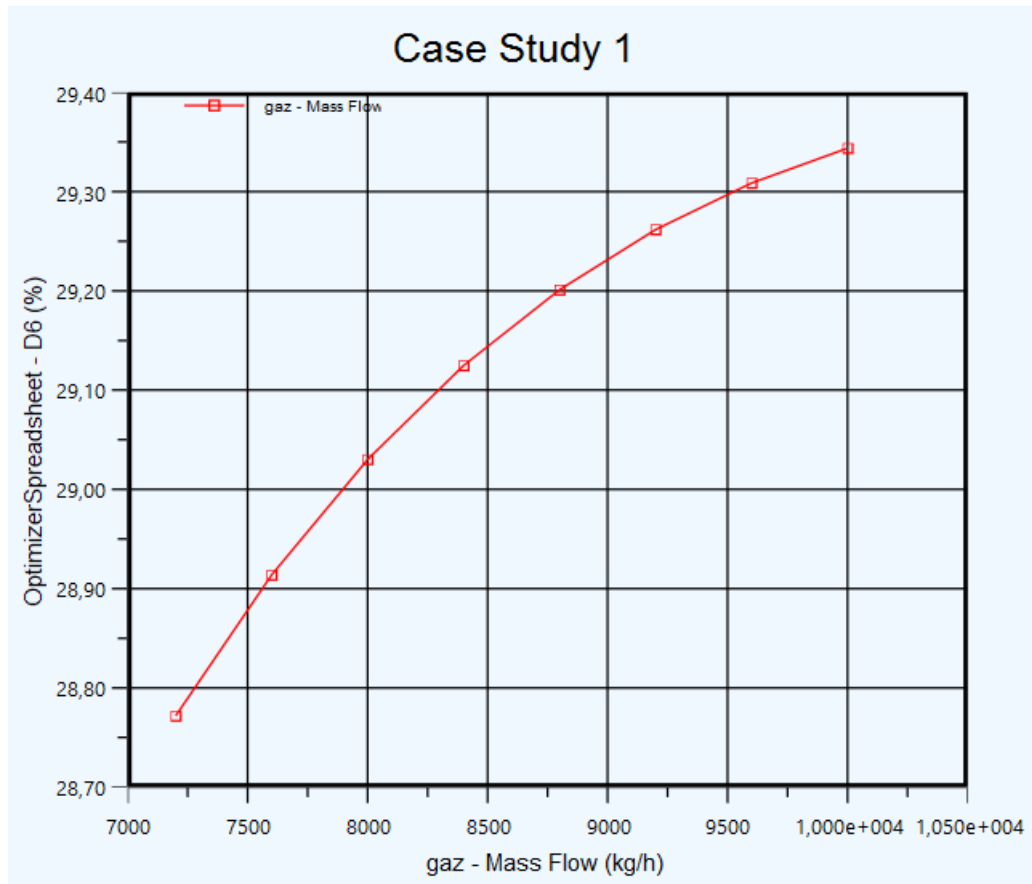


Figure IV. 23 : l'influence de le débit de combustible sur le rendement

IV.13. Conclusion :

Ce chapitre offre un aperçu sur le programme de simulation Aspen Hysys. De plus, il présente brièvement la méthode utilisée par HYSYS® pour réaliser ces processus.

L'application du logiciel HYSYS à la turbine à gaz MS5002C nous a permis de déterminer ses paramètres de fonctionnement (le rendement), en se basant sur les températures, les pressions et le débit d'air à l'entrée et à la sortie du compresseur, le débit et la température du fuel à l'entrée de la chambre de combustion, ainsi que la température à la sortie de la turbine à gaz (les donnée de constructeur).

Chapitre V :

Amélioration Des

Performances De la

Turbine A Gaz

V.1. Introduction :

L'inclusion d'une turbine à vapeur dans une turbine à gaz constitue ce qu'on nomme une centrale à cycle combiné (ou CCGT pour Combined Cycle Gas Turbine). C'est l'un des progrès les plus significatifs dans le secteur de la génération d'énergie thermique. Le concept du cycle combiné vise à capter cette chaleur résiduelle (provenant des gaz d'échappement de la turbine à gaz) afin de générer une seconde source d'énergie. On associe donc deux cycles thermodynamiques : Le cycle de la turbine à gaz (Cycle de Brayton), Le cycle de la turbine à vapeur (Cycle de Rankine).

A travers ce chapitre, on va appliquer le simulateur HYSYS utilisé surtout dans le domaine pétrolier à l'installation de cycle combiné.

V.2. Définition de la Turbine à vapeur :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, qui opère selon le cycle thermodynamique connu sous le nom de Clausius Rankine. Ce cycle se caractérise par la modification d'état qui touche le fluide moteur, généralement de l'eau. Elle convertit l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique rotative pour entraîner un mécanisme tournant. [22]

V.3. Les Éléments constitutifs d'une turbine à vapeur :

Une turbine à vapeur comporte quatre éléments principaux [23] :

- ✚ **La pompe** : Son rôle est de faire circuler l'eau du condenseur vers le générateur et d'augmenter sa pression de vaporisation, augmentant ainsi la température de vaporisation.
- ✚ **La chaudière** : La chaudière appelée aussi le générateur de vapeur, Son rôle est de transférer de l'énergie au fluide moteur sous forme de chaleur obtenue lors de la combustion du carburant.
- ✚ **Le Turbine à vapeur** : C'est l'élément moteur de la centrale thermique. Son rôle est de convertir l'énergie thermique cédée par la vapeur en énergie mécanique afin d'entraîner une charge.
- ✚ **Condenseur** : Un condenseur de turbine à vapeur est un composant essentiel dans une centrale électrique fonctionnant avec une turbine à vapeur. Son rôle consiste à

condenser la vapeur provenant directement de la turbine et maintenir un niveau assez bas à la sortie de la turbine.

V.4. Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur :

L'eau pénètre dans la pompe sous forme de liquide saturé et est comprimée de manière isentropique jusqu'à atteindre la pression requise pour la chaudière. Durant la compression, la température de l'eau s'élève légèrement en raison d'une petite variation du volume spécifique de l'eau. Cette eau est ensuite introduite dans la chaudière sous forme liquide, puis elle en est extraite sous forme de vapeur surchauffée. Cette vapeur sera ensuite introduite à l'intérieur de la turbine où elle se détendra de manière isentropique, générant ainsi du travail en entraînant la rotation de la turbine. Durant cette étape, la pression et la température descendent, conduisant finalement à ce que la vapeur soit dirigée vers un condenseur.

A ce point la vapeur est généralement vapeur saturé d'une haute qualité. Cette vapeur se condense dans le condenseur en perdant sa chaleur au profit de l'environnement qui est généralement un lac, un fleuve, ou alors tout simplement l'atmosphère. La vapeur sort du condenseur à l'état de liquide saturé et pénètre dans la pompe, achevant ainsi le cycle. [13]

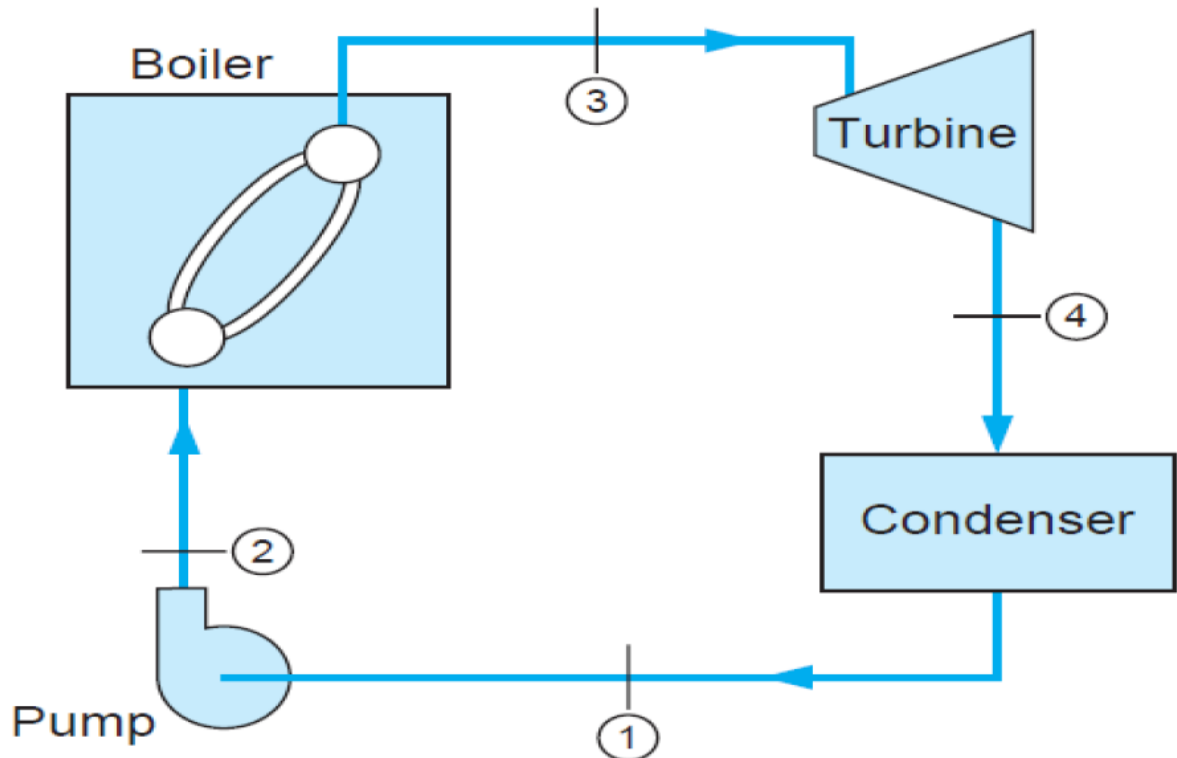


Figure V. 1 : Schéma d'une turbine à vapeur [13]

V.5. Classification de turbine à vapeur :

On peut classer les turbines à vapeur selon plusieurs critères (FigureV.2)

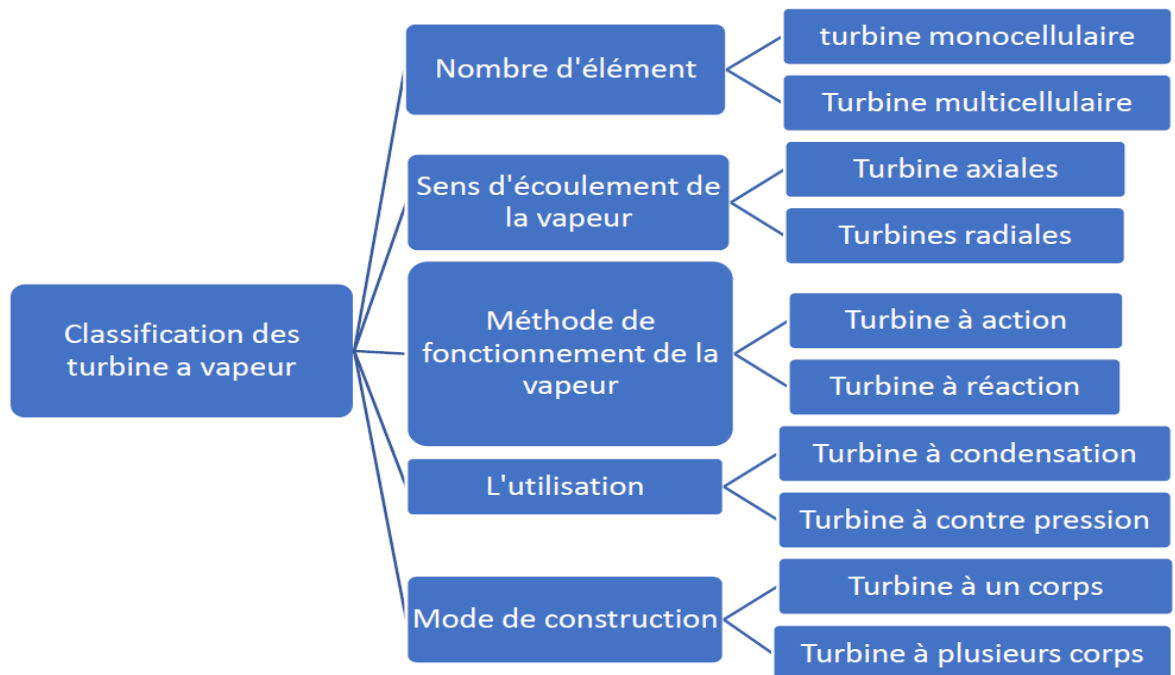


Figure V. 2 : Classification des turbines à vapeur [4]

V.6. Cycle Thermodynamique d'une turbine à vapeur :

V.6.1. cycle idéal :

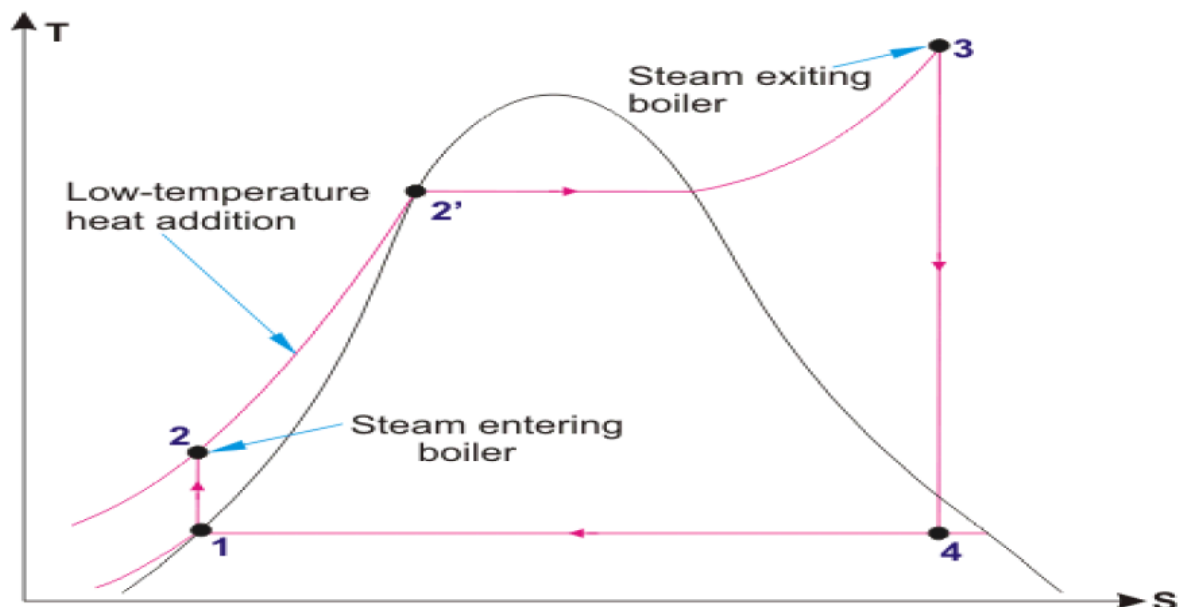


Figure V. 3 : cycle thermodynamique théorique d'une turbine à vapeur [13]

- 1 à 2 : Compression isentropique de l'eau liquide par une pompe.
- 2 à 3 : Apporte de chaleur dans le générateur de vapeur a pression constante.
- 3 à 4 : Détente isentropique dans la turbine.
- 4 à 1 : Condensation de la vapeur à température et à pression constante.

Les quatre composants associés au cycle de Rankine (la pompe, la chaudière, la turbine et le condenseur) sont des dispositifs à débit constant.

La chaudière et le condenseur n'impliquent aucun travail et la pompe et la turbine sont supposées isentropiques. Ensuite, la relation de conservation de l'énergie pour chaque appareil peut être exprimée comme suit :

- Travail de la pompe (évolution 1 à 2) est : $W_P = h_2 - h_1 = V^*(P_2 - P_1)$ (V.1)

- Echauffement isobare (évolution 2 à 3) est : $Q_{IN} = h_3 - h_2$ (V.2)

- Travail de la turbine (évolution 3 à 4) est : $W_{TU} = h_3 - h_4$ (V.3)

- Condensation isotherme et isobare (évolution 4 à 1) est : $Q_{OUT} = h_4 - h_1$ (V.4)

- Rendement théorique du cycle est : $\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$ (V.5)

- Avec Le travail utile est : $W_U = Q_{IN} - Q_{OUT} = W_{TU} - W_P$ (V.6)

V.6.2. Cycle réel :

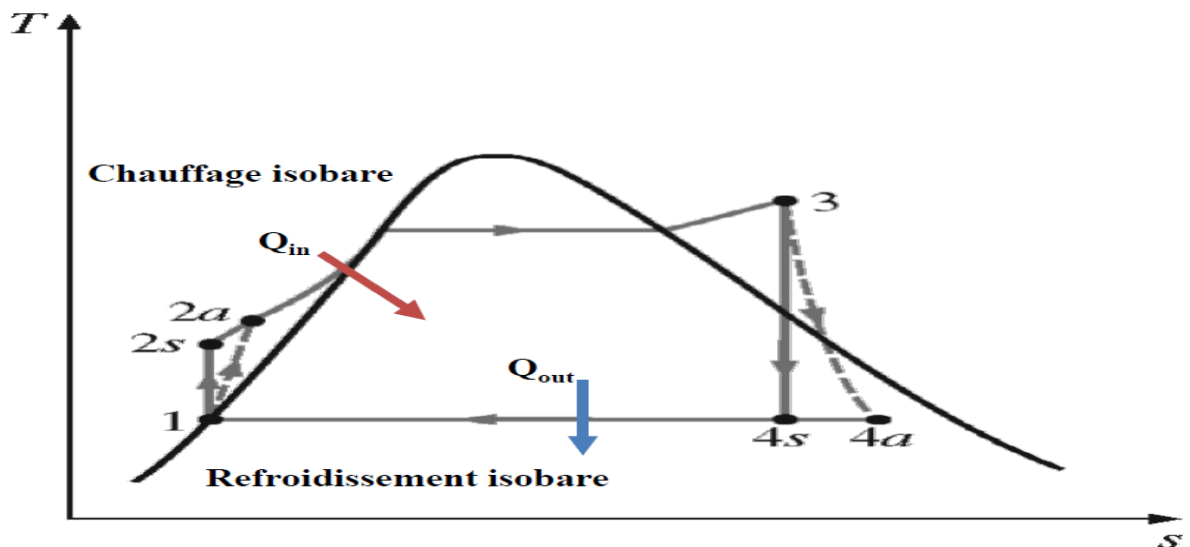


Figure V. 4 : cycle réel d'une turbine à vapeur [24]

Chapitre V : Amélioration des Performances de la Turbine à gaz

Dans le cycle réel de Rankine les processus thermodynamiques sont irréversibles à cause du frottement visqueux. Les processus 1–2 et 3–4 ne sont pas parfaitement isentropiques (c'est-à-dire adiabatiques et réversibles).

Nous allons maintenant recalculer le rendement réel du cycle de Brayton. Dans cette analyse :

- L'indice **s** désignera les processus isentropiques (théoriques).
- L'indice **a** représentera les processus irréversibles (réels).

Les degrés d'irréversibilités dans les processus de compression et de détente sont mesurés par les rendements isentropiques, de pompe et de turbine :

$$\eta_{\text{iso-pompe}} = \frac{\text{Travail isentropique de pompe}}{\text{Travail réel}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \dots\dots\dots (V.7)$$

$$h_{2a} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{\text{iso-pompe}}} + h_1 \dots\dots\dots (V.8)$$

$$\eta_{\text{iso-turbine}} = \frac{\text{Travail réel de turbine}}{\text{Travail isentropique}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \dots\dots\dots (V.9)$$

$$h_{4a} = h_3 - \eta_{\text{iso-turbine}} * (h_3 - h_{4s}) \dots\dots\dots (V.10)$$

$$\text{On suppose que : } Q_{\text{OUT}} = h_{4a} - h_1$$

$$\text{Et : } Q_{\text{IN}} = h_3 - h_{2a}$$

Le rendement thermique de cycle réel de Rankine se calcule comme suite :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_u}{Q_{\text{in}}} = 1 - \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} = 1 - \frac{h_{4a} - h_1}{h_3 - h_{2a}} \dots\dots\dots (V.11)$$

V.7. Le cycle combiné (Turbine à gaz - Turbine à vapeur) :

Un cycle combiné est essentiellement une centrale thermique de deux moyens combinés. Une turbine (TAG) alimentée en gaz naturel, c'est le premier cycle. Comme toute turbine à combustion, elle va occasionner de la production de la chaleur (chaleur des gazes d'échappement). Une partie de cette chaleur est alors récupérée, L'échange thermique entre les gaz d'échappement de la turbine à gaz et l'eau de l'IMV (installation motrice à vapeur) a lieu dans un échangeur de chaleur appelé chaudière de récupération qui, pour réchauffer une masse d'eau et la vaporiser, pour alimenter une seconde turbine (TAV) fonctionnent à la vapeur, c'est le second cycle, c'est le cas de la cogénération. L'association des deux cycles

permet d'optimiser la chaleur produite par la combustion du gaz naturel et d'atteindre un rendement supérieur à celui d'une turbine à gaz seul. [22]

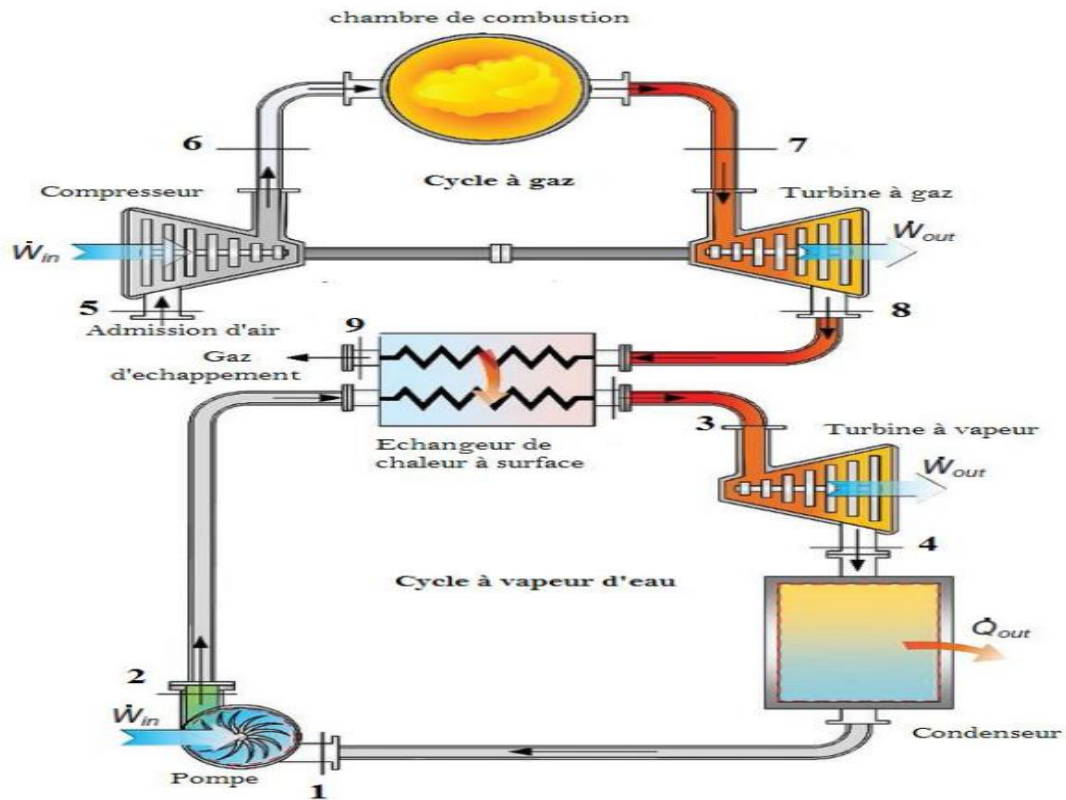


Figure V. 5 : Schéma de cycle combiné, gaz-vapeur [4]

V.7.1. Rendement du cycle combiné :

La puissance nette du cycle combiné est la somme de la puissance de la turbine à gaz et du cycle de Rankine, son expression est donnée par :

$$W_{cc} = W_{TAG} + W_{TAV} \dots\dots\dots(V.12)$$

$$D'o\grave{u} : \dot{W}_{cc} = \dot{m}_g * (W_T - W_C) + \dot{m}_v * (W_{TU} - W_P) \dots\dots\dots(V.13)$$

$\dot{m}_g$: Le débit des gaz traversant la turbine à gaz.

$\dot{m}_v$: Le débit de vapeur générée dans l'échangeur de chaleur.

Le rendement thermique est :

$$\eta_{cc} = \frac{W_{cc}}{\dot{Q}} \dots\dots\dots(V.14)$$

$\dot{Q}$: La puissance thermique produite dans la chambre de combustion de turbine à gaz.

V.8. Simulation de la TAV par logiciel Aspen HYSYS :

V.8.1. Chaudière :

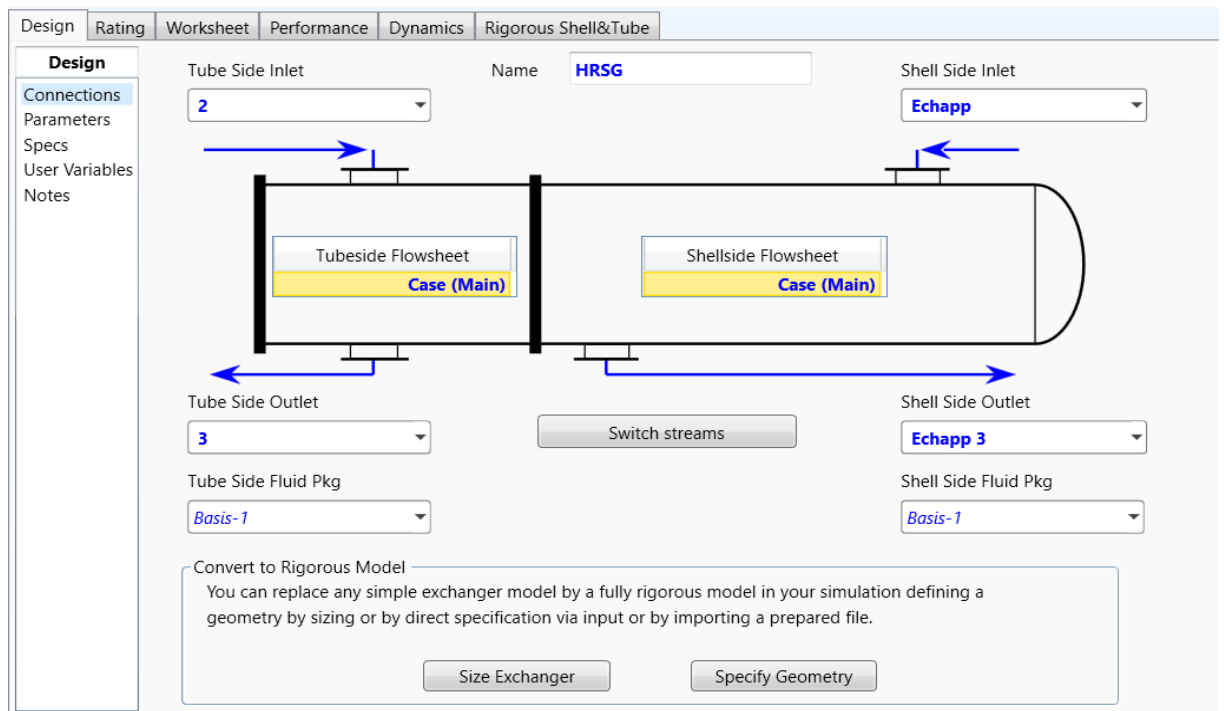


Figure V. 6 : présentation de la chaudière

V.8.2. La turbine :

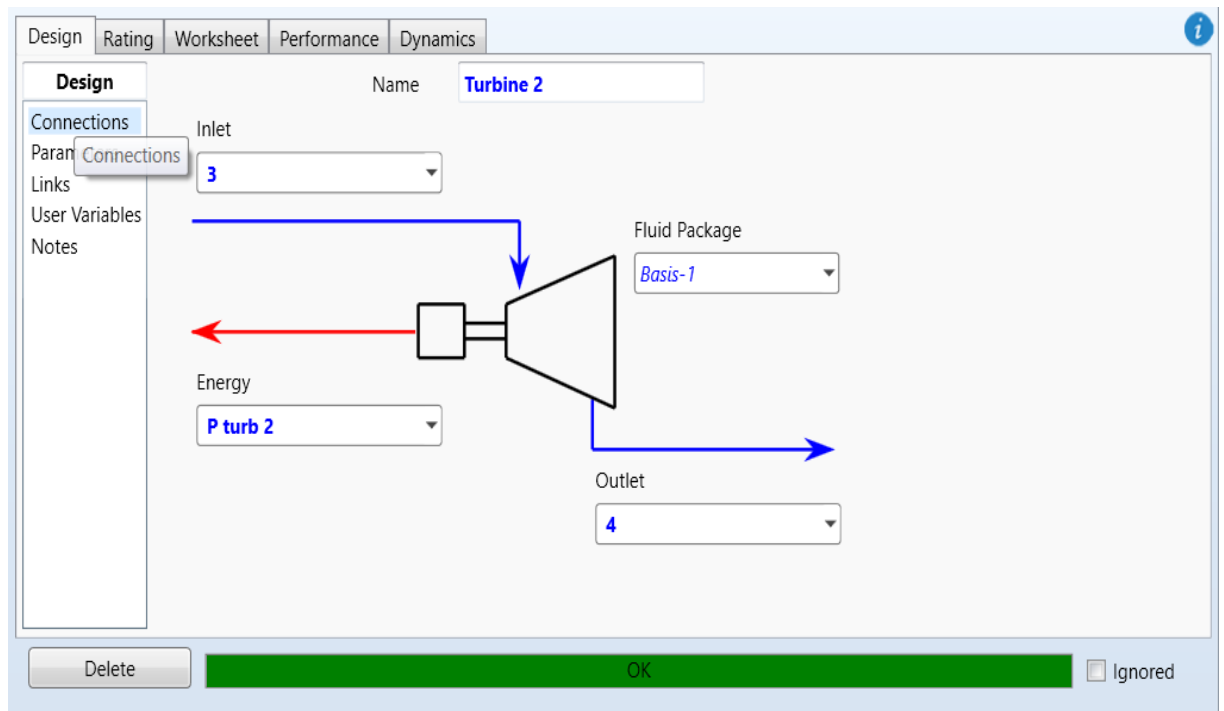


Figure V. 7 : présentation de la turbine

V.8.3. condenseur :

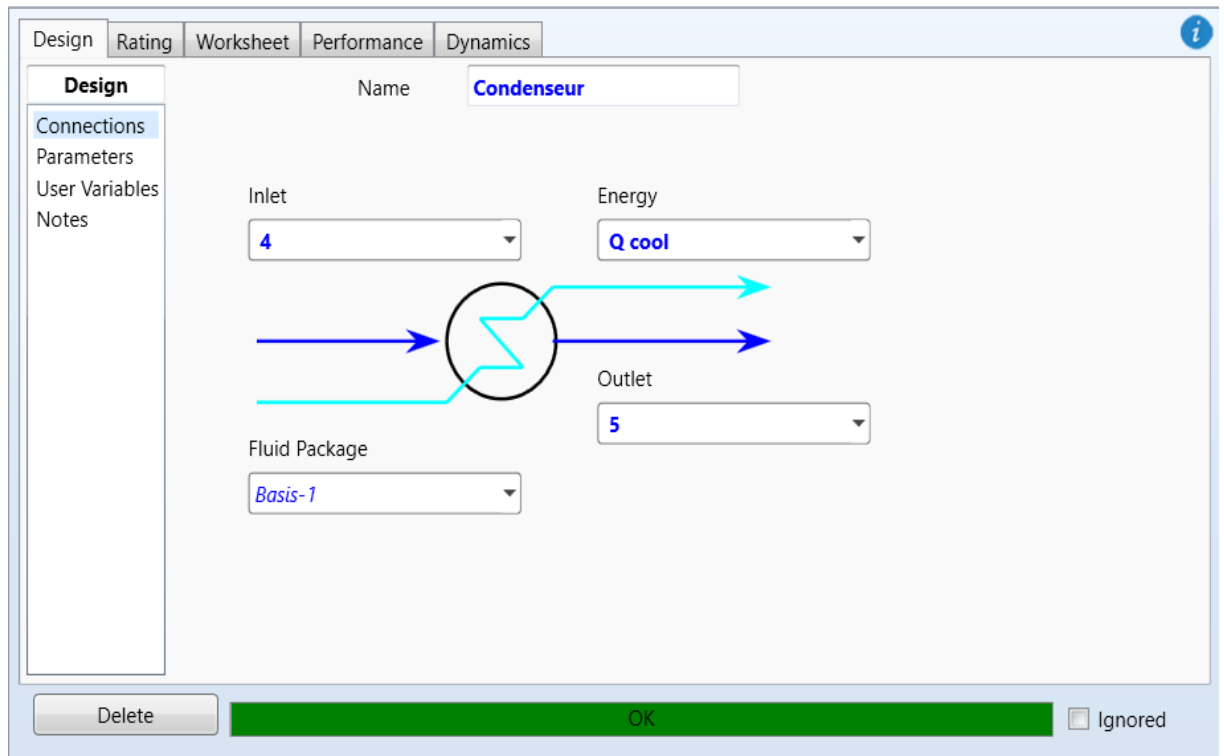


Figure V. 8 : présentation de condenseur

V.8.4. La pompe :

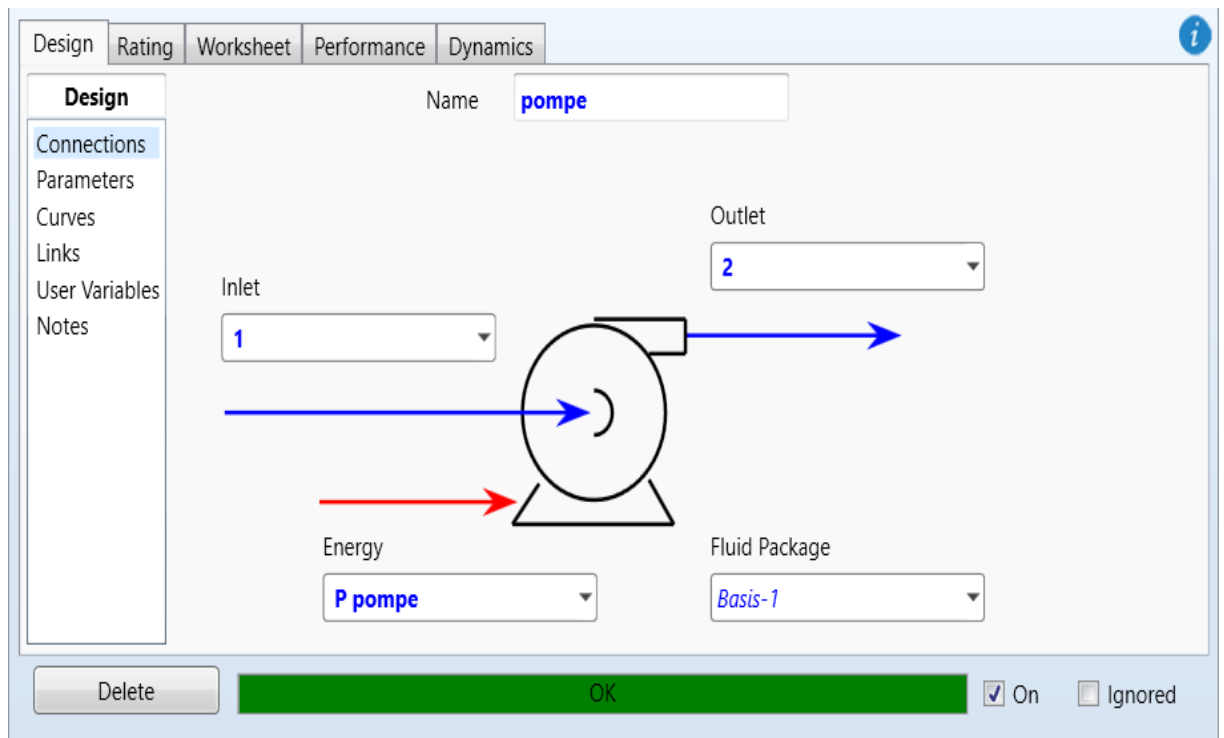


Figure V. 9 : présentation de la pompe

V.9. Schéma équivalent de la TAV dans logiciel Aspen Hysys :

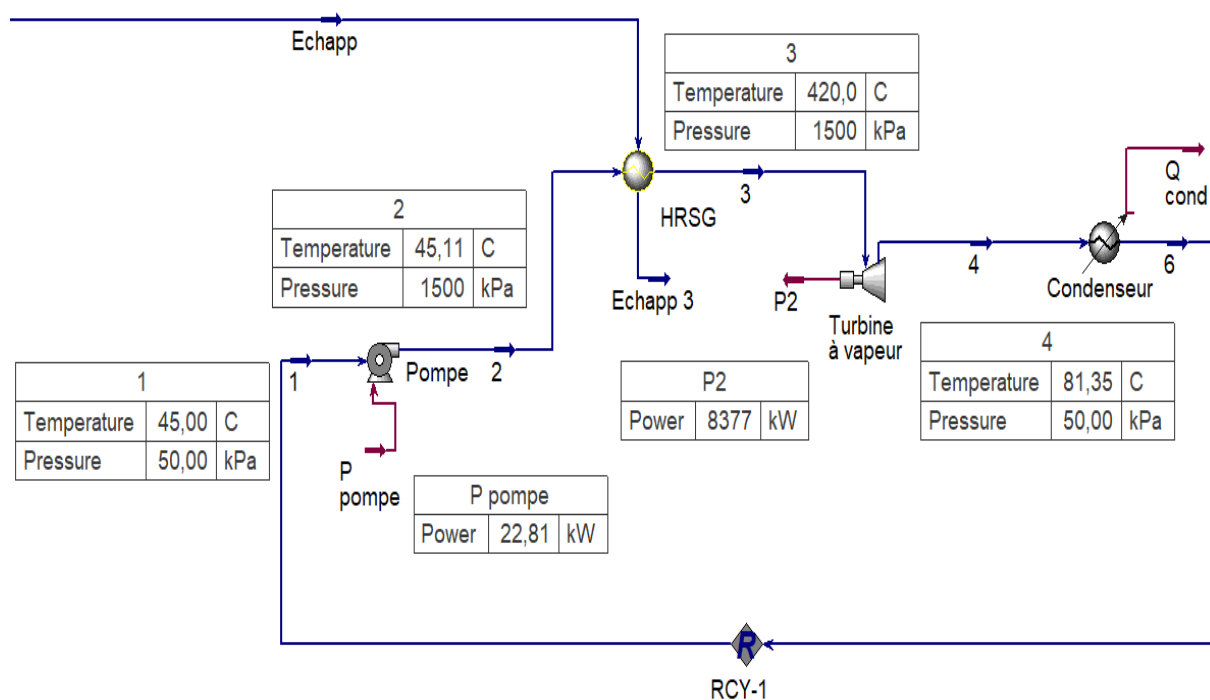


Figure V. 10 : Schéma équivalent de la TAV par Aspen Hysys

V.10. Schéma équivalent de cycle combiné dans logiciel Aspen Hysys :

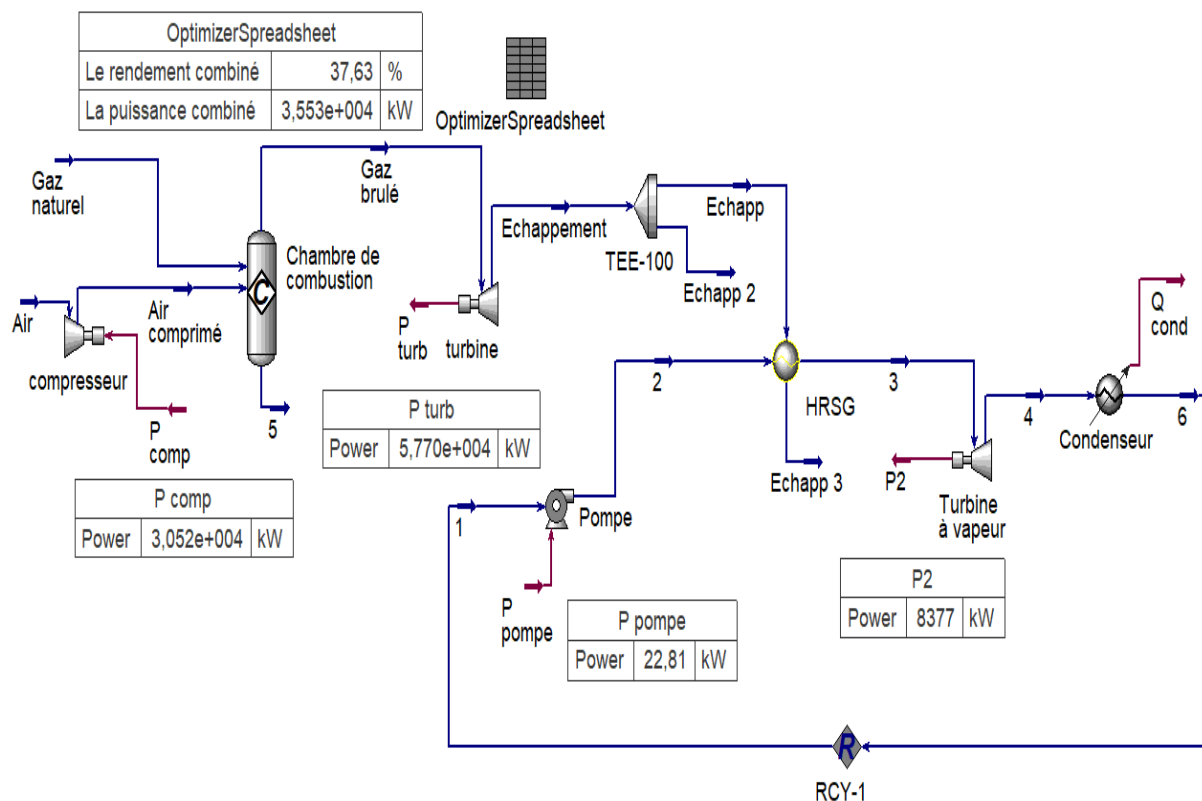


Figure V. 11 : Schéma équivalent de cycle combiné par Aspen Hysys

V.11. Effet de débit des gazes d'échappement sur le rendement et la puissance d'un système combiné :

L'augmentation du débit des gaz d'échappement accroît la quantité de chaleur récupérable dans le générateur de vapeur de récupération. Cette augmentation permet de produire davantage de vapeur et d'accroître la puissance de la turbine à vapeur : $\dot{Q} = m c_p (T_{gb} - T_{sort})$

Par conséquent, la puissance totale et le rendement global du système combiné augmentent, jusqu'à atteindre une zone de saturation liée aux limites thermiques du récupérateur de chaleur.

Les figures (V.12 et V.13) représentent l'effet de débit des gazes d'échappement récupérer sur la puissance et le rendement globale d'un système combiné qui justifient l'optimisation de chaleur récupérée et comment peut-on diminuer les pertes thermique à travers la cheminée lorsque le débit des gaz augmente et par conséquent l'augmentation de la contribution de la turbine à vapeur. Ainsi, le rendement global augmente jusqu'à une certaine limite.

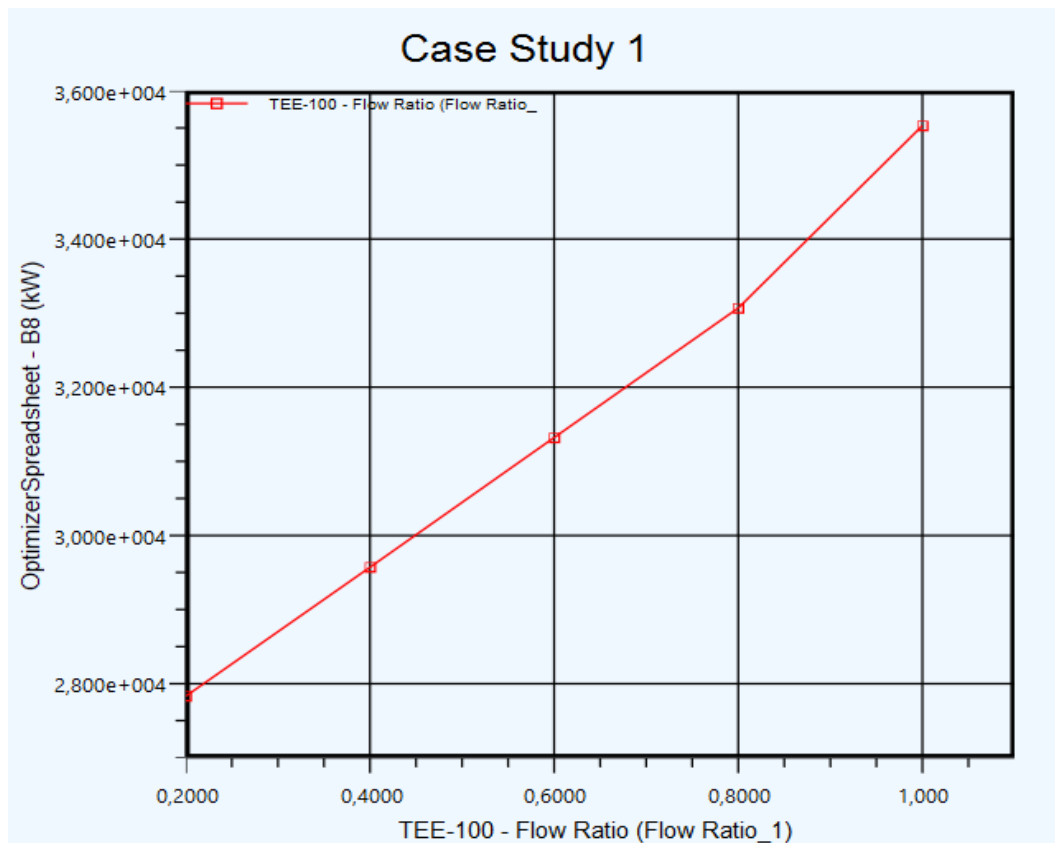


Figure V. 12 : l'influence de débit des gazes d'échappement sur la puissance

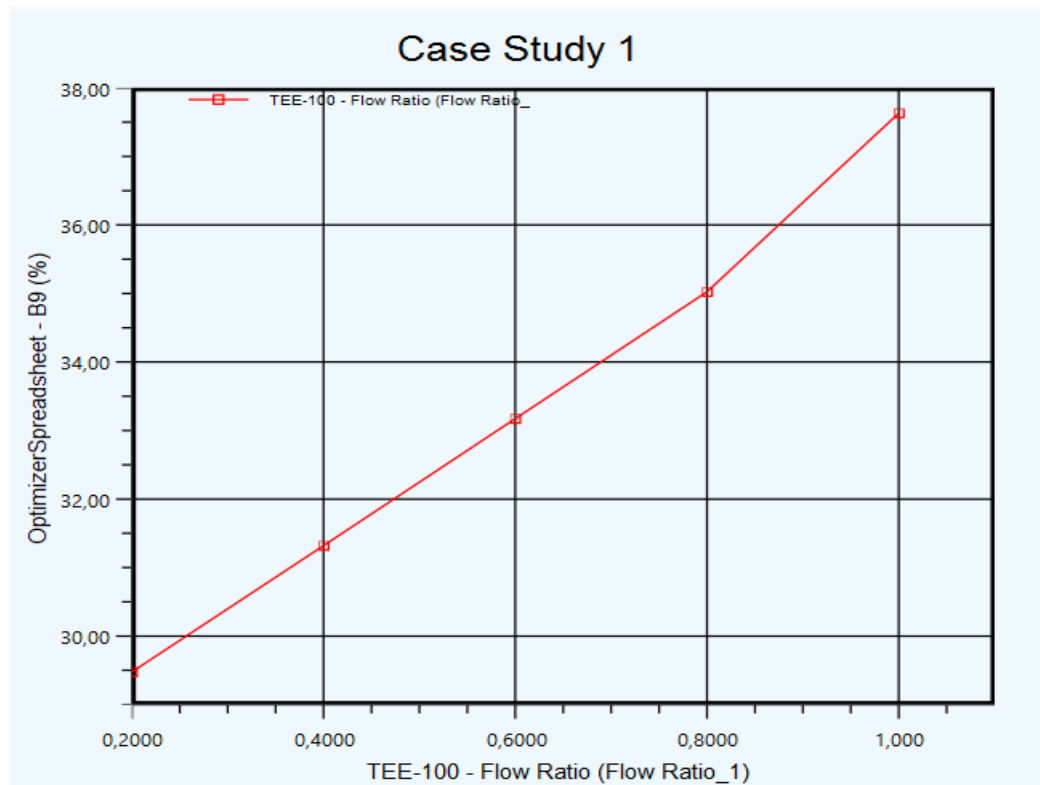


Figure V. 13 : l'influence de débit des gazes d'échappement sur le rendement

V.12. Effet de débit des gazes d'échappement sur le débit de combustible qui est censé être brûlé dans chaudière :

À production de vapeur constante, l'augmentation du débit des gaz d'échappement accroît la quantité de chaleur récupérée dans la chaudière de récupération. Par conséquent, la quantité de combustible supplémentaire à brûler dans la chaudière diminue. Le débit de combustible auxiliaire est donc inversement proportionnel au débit des gaz d'échappement disponibles.

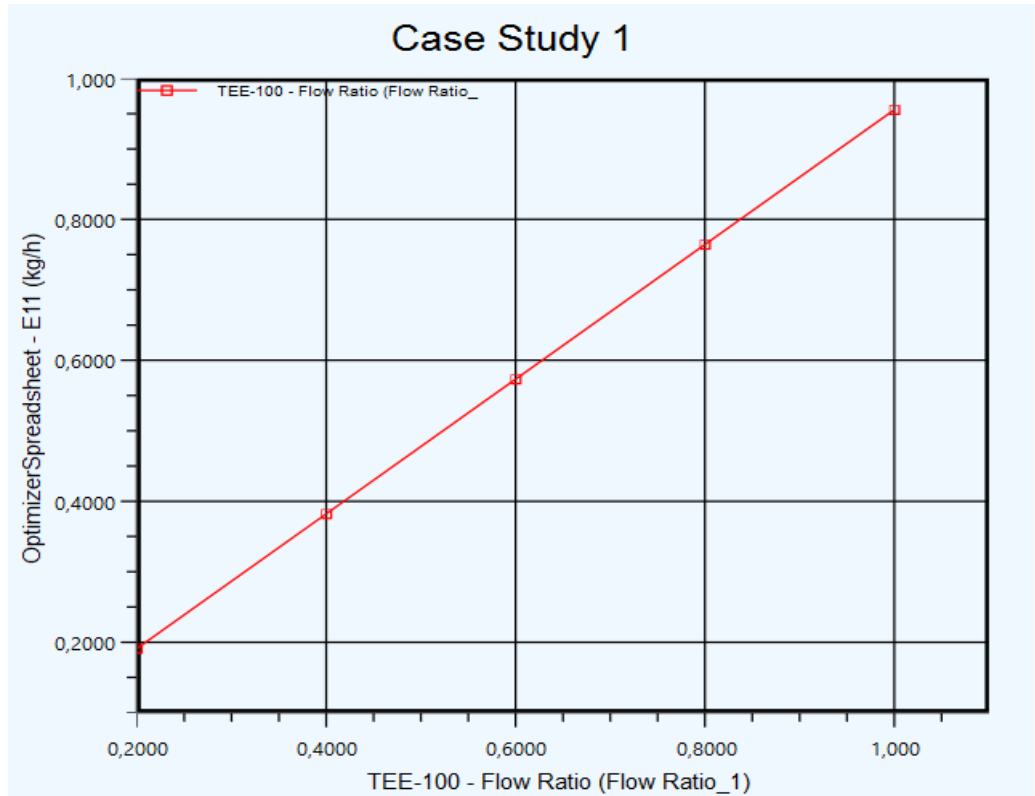


Figure V. 14 : l'influence de débit des gazes d'échappement sur le débit de combustible

La figure (V.14) ci-dessus montre la variation de débit de combustible qui est censé être brûlé dans chaudière d'une turbine à vapeur en fonction du débit des gazes d'échappement où l'on observe que l'augmentation de débit des gazes d'échappement, plus ils sont contrés une augmentation aussi sur le débit de combustible cela est dû à la puissance thermique contenue dans les gazes récupérer dans l'échangeur est égale la puissance thermique il est censé être produit par la chaudière de cette cas de turbine à vapeur.

La puissance thermique des gazes : $P_{gaz} = \dot{m}_{gaz} * C_p * (T_{gaz} - T_{sortie})$

La puissance thermique produit par la chaudière : $P_{Ch} = \dot{m}_{combustible} * PCI$

Donc : $\dot{m}_{gaz} * C_p * (T_{gaz} - T_{sortie}) = \dot{m}_{combustible} * PCI \rightarrow \dot{m}_{combustible} = \frac{\dot{m}_{gaz} * c_p * (T_{gaz} - T_{sortie})}{PCI}$

Si le débit des gazes d'échappement augmente le débit de combustible qui est censé être brûlé dans chaudière d'une turbine à vapeur augmente aussi.

V.13. Effet de débit d'eau sur la température de vapeur d'eau T_3 :

À production de vapeur constante, l'augmentation du débit des gaz d'échappement accroît la quantité de chaleur récupérée dans la chaudière de récupération. Par conséquent, la quantité

de combustible supplémentaire à brûler dans la chaudière diminue. Le débit de combustible auxiliaire est donc inversement proportionnel au débit des gaz d'échappement disponibles.

Pour une quantité de chaleur récupérée constante, l'augmentation du débit d'eau d'alimentation réduit l'énergie disponible par kilogramme d'eau. La température de vapeur surchauffée T_3 diminue donc lorsque le débit d'eau augmente. Cette relation est généralement inverse dans les chaudières de récupération.

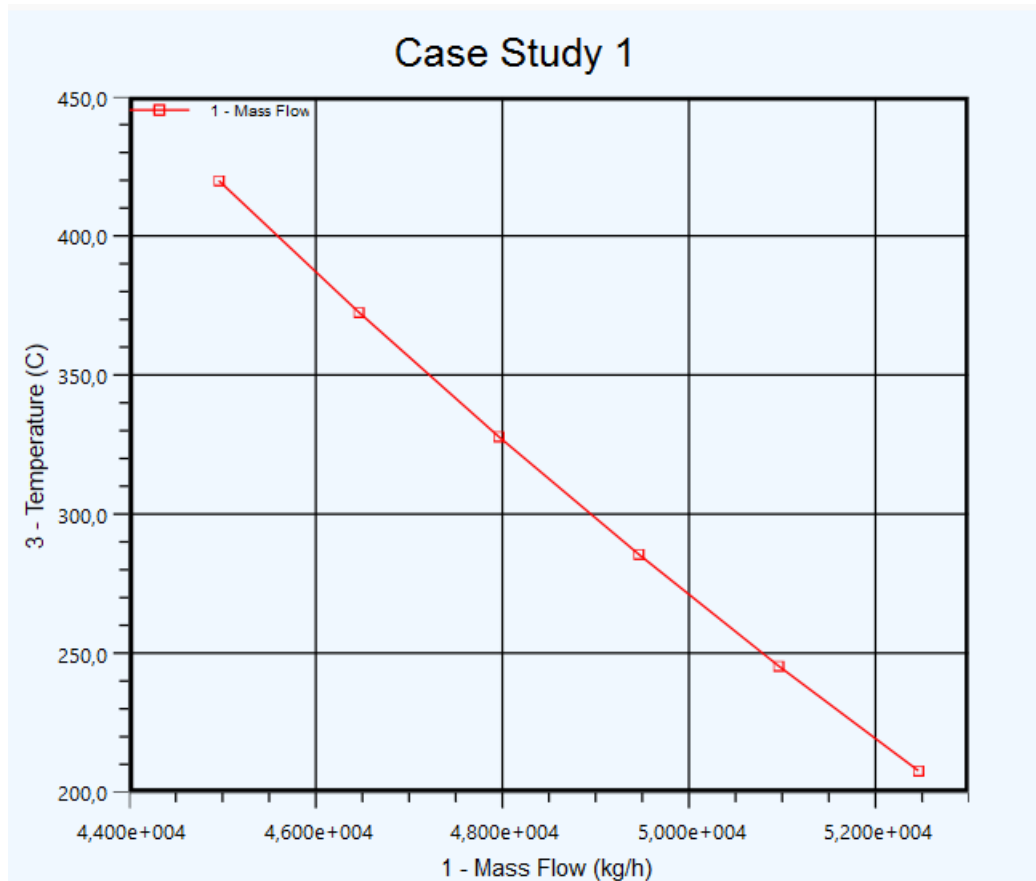


Figure V. 15 : l'influence de débit d'eau sur la température de vapeur d'eau T_3

La figure (V.15) représente la variation de la température de vapeur sortie d'échangeur T_3 en fonction de débit d'eau entrée pompe, nous observons que plus le débit d'eau est élevé, plus la température T_3 sont faibles (existe une relation inverse) le phénomène s'explique avec un bilan thermique : $\dot{Q} = \dot{m} * C_p * \Delta T$

Si $\dot{Q}$ reste pratiquement constant et que $\dot{m}$ augmente, alors ΔT diminue.

- Petit débit d'eau → chaque kg reçoit beaucoup de chaleur → vapeur plus chaude / surchauffée

- Grand débit d'eau → chaleur répartie sur plus d'eau → vapeur moins chaude.

V.14. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons abordé la turbine à vapeur, ses composants et ses différents types, ainsi que son cycle de fonctionnement. Nous avons également expliqué le fonctionnement du cycle combiné associant une turbine à gaz et une turbine à vapeur, et nous avons réalisé une simulation de ce cycle combiné à l'aide d'un simulateur Aspen hysys.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Conclusion Générale :

Les turbines à gaz sont couramment utilisées pour produire de l'électricité dans les centrales thermiques ainsi que dans l'industrie pétrolière et gazière. Étant donné les variations climatiques influant sur la température, la pression et l'humidité relative, l'optimisation de leur rendement repose sur une maîtrise approfondie de leurs caractéristiques. Grâce à la flexibilité du cycle des turbines à gaz, l'ajout de composants supplémentaires permet systématiquement d'améliorer leurs performances.

Une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C a été effectuée que ce soit sur le plan technologique que fonctionnel. Nous avons également étudié le cycle de fonctionnement de la turbine à gaz idéal et réel (cycle de Brayton) et effectué des calculs manuels sur la turbine, ce qui nous a permis d'obtenir une $\eta_{th} = 28.28\%$ de manière à garantir dans les conditions ISO le rendement $\eta_{th} = 28.8\%$.

Nous avons ensuite utilisé un simulateur Aspen hysys qui nous a donné des résultats pratiquement identiques à ceux du fabricant $\eta_{th} = 28.79\%$.

En utilisant le logiciel HYSYS, on a pu récupérer l'énergie thermique contenue dans les produits gazeux qui sortent à la température de 468.9°C pour générer de la vapeur, qui alimente ensuite une turbine à vapeur supplémentaire. Cette configuration nous a permis d'améliorer le rendement du cycle de la turbine actuelle et de le porter jusqu'à 37.63%.

Logiciel Aspen hysys est un puissant outil de simulation des procédés industriels, utilisé par les ingénieurs pour concevoir, analyser et optimiser les opérations dans l'industrie chimique et pétrochimique. Il contribue à améliorer les performances des procédés, réduire les coûts et assurer une production plus efficace et durable.

Bibliographie

Bibliographie

Bibliographie :

1. Medjoudja, B., *Étude d'amélioration des performances La turbine à gaz Ms5002c par injection de la Vapeur D'eau*. université kasdi merbah ouargla 2022
2. Lounes, N., *Amélioration des performances de la turbine MS5002C par refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur*. Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou. 2013
3. BENNACER, S., J. OUKIL, and O. REHOUMA, *Etude comparative des performances obtenues lors de l'injection de la vapeur d'eau en amont de chambre de combustion d'une turbine à gaz MS5002B*. université kasdi merbah ouargla 2018.
4. AREZKI, M.H.e.M., *Etude comparative de différentes configuration du cycle combiné gaz-vapeur.*, Université Abderrahmane Mira-Bejaia: Thèses-Algérie, 2022
5. Afaf, B. and K. Dhoha, *Amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002B*. Université de Djilali Bounaâma Khemis Miliana 2020.
6. Islam, B.Y.e.O., *Optimisation énergétique d'une turbine à gaz par l'intégration d'un récupérateur de chaleur . cas de l'unité cpf de rourde-enouss.*, Université Saad Dahleb - Blida: Thèses-Algérie. 2020
7. METALLAOUI, N., *Étude thermodynamique de la turbine à gaz MS7001EA au niveau du complexe GNL1K de Skikda*. Energétique et Environnement, Alger, Université BADJI MOKHTAR Annaba, 2017.
8. TRIA, H., *Etude thermodynamique d'une turbine à gaz MS 5002c*. Université de biskra 2017
9. MOSLI, H., D.E. BEN SEDDIK, and S. BRAHIMI, *Etude de turbine à gaz MS5002b* UNIVERSITE Kasdi Merbah - Ouaregla. 2013.
10. Bouazza, B., *Principes de logiciel de nouvelle génération d'assistance à la mise au point de procédés industriels.*, École de technologie supérieure. 2015
11. B, B.O.e.B.n.e.H., *Amélioration des performances énergétiques de la turbine à gaz Ms- 5002c par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion.*, Université Abderrahmane Mira - Bejaia: Thèses-Algérie. 2019
12. BENIKHLEF, M. and A. MOHAMMEDI, *Etude et rénovation de la turbine à gaz MS5002 C de Hassi R'mel*. mémoire de fin d'étude de master en mécanique de spécialité génie thermique et énergie renouvelable, Université de Tlemcen, 2014.
13. Custodio, B.N.e.V.A.c., *modélisation d'un cycle combiné à l'aide de logiciel cycle tempo.*, Université Saad Dahleb - Blida: Thèses-Algérie. 2019
14. B.HUGHES, *Turbine à gaz industrielle, Turbine à gaz MS5002C*.
15. GE, *MANUEL DE FORMATION POUR LA CONDUITE ET L'ENTRETIEN TURBINE A GAZ MS 5002*
C. AFFAIRE N.P : SONATRACH SRGA2 , . LOCALITE :ALGERIE.

Bibliographie

16. Lallam, S. and R. Si Mohand, *Amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002 C par refroidissement de l'air à l'aspiration.*, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou. 2016
17. Haoua, S., *Etude et amélioration des performances de la turbine a gaz MS5002C.*, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou. 2013
18. *Machine thermique* 2018/2019, Université d'aix-Marseille.
19. El-amine, L.M. and F. BENBOUZAIN, *Amélioration des performances thermodynamiques de la Turbine à Gaz MS5002C par refroidissement d'air à l'entrée du compresseur axial et récupération de chaleur.* mémoire de fin d'étude de master en mécanique option Génie Thermique et Energie Renouvelable, Université de Tlemcen, 2012.
20. TOUAT, O. and F. BELAIDI, *Analyse énergétique et exégétique d'une centrale à gaz.* Université Akli Mohand Oulhadj de Bouira, 2018.
21. Abdelbasset, D., *Simulation D'une Unité De Production De Méthanol à L'aide De L'ASPEN PLUS-HYSYS.* Mémoire de Master, Université Mohamed Khider, Biskra, 2014.
22. ALLAOUI Faïçal, O.A.B., Ahmed Zakaria, *ETUDE THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE COMBINE GAZ-VAPEUR A L'AIDE DES LOGICIELS DE SIMULATION ASPEN HYSYS ET DWSIM.*, Université Amar Thelidji- Laghouat. 2022
23. Lyes, K. and A. Lyes, *Effet de soutirages sur l'efficacité d'une installation de turbine à vapeur.*, Université Mouloud Mammeri Tiziouzu. 2022
24. ÉTS, L.g.p.l.i., *ENR - Énergie et énergies renouvelables.*