

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Université Kasdi Merbah - Ouargla

Faculté des Sciences et de la Technologie et Sciences de la Matière

Département de Génie MECANIQUE



Mémoire de fin de cycle

En vue de l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Science et Technique

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

THÈME

***Etude thermo-énergétique de la turbine à gaz
MS9001E de la centrale HMO à Hassi Messaoud***

Etudié et présenté par :

- *Bouguelmouna Sohaib*
- *Bouidia Mohammed Islam*

Proposé par:

- *Drid Mohamed Mebrouk*

Promotion 2021/2022

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier DIEU le Tout Puissant de nous avoir accordés la Santé, la force et le courage pour la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions profondément le gouvernement et le peuple algériens pour tout ce qu'ils Nous ont apportés ; nous leur souhaitons un progrès, une stabilité et une prospérité Continue.

Ensuite, nos sincères remerciements notre encadreur en l'occurrence Mr M.B.Drid d'avoir volontairement Accepté notre encadrement.

Ce dernier a été marqué par sa disponibilité, sa loyauté, ses Orientations, sa patience et surtout sa gentillesse ; sans oublier l'ensemble des enseignants du département de génie mécanique de l'université Kasdi Merbah Ouargla.

Nous voudrions aussi remercier le personnels de l'unité de production d'électricité SONELGAZ Hassi Messaoud Ouest, Précisément Messieurs Gouchene malék , Mendjel malik et Bedoui mansour pour ses apports documentaires .

Et enfin, nos remerciements vont à l'endroit des membres du jury pour avoir accepté D'évaluer soigneusement notre recherche.

Dédicaces

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.*

A mes frères Et ma belle-sœur.

À toute ma famille de près ou de loin.

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

S.Bouguelmouna

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Ma très chère mère qui pense à moi toujours
Dans ma présence et mon absence, et à mon très
Chère père Qui m'a donnée force pour continuer
Mes études.*

A mes chers frères.

A toute ma famille

A tout mes amis et collègues sans exception.

*A ceux qui ont été à mes côtés durant la
réalisation de ce travail*

M.I. Boudia

LISTE DES FIGURES

Pages

Chapitre I : Historique et présentation

Figure. I.1. Réorganisation du groupe SONELGAZ en 2014	6
Figure. I.2. Organigramme de SPE	9
Figure. I.3. Vue de la Centrale Production HASSI MESSAOUD Ouest	10
Figure. I.4 : Plan de Masse de l'Unité HMO	11
Figure. I.5 : Organigramme de l'unité HMO	12
Figure. I.6 : Organigramme de la Division Production	14
Figure. I.7: Organigramme de la Division Technique	16

Chapitre II : Technologie et Exploitation d'une turbine à gaz MS9001e

Figure. II.1. Vue De La Turbine A Gaz	21
Figure. II.2. Evolution de la turbine à Gaz MS 9001e	22
Figure. II.3. Turbine à gaz MS 9001e	22
Figure. II.4. Schéma de passage des gaz dans la turbine (cycle simple)	25
Figure. II.5. Schéma de la turbine à gaz MS9001e avec Auxiliaires	25
Figure. II.6. Les différents composants de la turbine à gaz Type MS9001e	26
Figure. II.7. Schéma d'un socle turbine	27
Figure. II.8. Schéma de la section compresseur	29
Figure. II.9. Rotor du compresseur de la TG MS 9001e	29
Figure. II.10. Corps Compresseur et turbine de la TG MS 9001e	30
Figure. II.11. Stator du compresseur de la TG MS 9001e	31
Figure. II.12. Corps d'admission compresseur de la TG MS 9001e	32
Figure. II.13. Aubes orientables I.G.V de la TG MS 9001e	32
Figure. II.14. Mécanisme de mouvement des Aubes orientables I.G.V	33
Figure. II.15. Les caisses Compresseur et turbine de la TG MS 9001e	34
Figure. II.16. Aubage Compresseur (rotor et stator)	35
Figure. II.17. Schéma des 14 chambres de combustion	36
Figure. II.18. Carter des chambres de combustion	37
Figure. II.19. Tube de flamme	38
Figure. II.20. Détails d'une chambre de combustion et circuit de l'écoulement de l'air de décharge compresseur	38
Figure. II. 21. Bougies d'allumage	39
Figure. II. 22. Détecteurs de flamme	39
Figure. II. 23. Injecteur de combustible (gaz naturel)	40
Figure. II. 24. Pièces de transition	41
Figure. II. 25. Schéma d'une chambre de combustion	42
Figure. II. 25. Bis. Les aubes des 3 étages turbine	43
Figure. II. 26. Rotor turbine	44
Figure. II. 27. Coupe longitudinale de la section turbine	44
Figure. II. 28. Stator turbine (Segments de protection, Directrice)	46
Figure. II. 29. Système d'échappement de La turbine MS 9001e	47
Figure. II. 30. Assemblage typique Cadre et Diffuseur d'échappement de La turbine Figure. II. 31. Les 3 Paliers de La turbine MS 9001e	47
Figure. II. 32. Schéma de système de graissage	48
Figure. II. 33. Schéma de système de commande de combustible	50

LISTE DES FIGURES

Figure. II. 34. Schéma de système de refroidissement et d'étanchéité	50
Figure. II. 35. Un piquage au niveau de la 11 ^{ème} étage pour extraction d'air	52
Figure. II. 36. Réducteur des auxiliaires	53
Figure II. 37. Système de démarrage de la Turbine à gaz	54
Figure. II. 38. Système d'admission, filtre à air	56
Figure. II. 39. Système d'admission	56
Figure. II. 40. Les étapes de conversion de l'énergie	57
Figure. II. 41. Conversion de l'énergie dans une centrale électrique	57
Figure. II. 42. Rapport température d'amorçage et charge - rétablissement de chaleur contre fonctionnement à cycle simple	58

Chapitre III : Calcul Thermodynamique et Energétique de l'Installation de la Turbine à Gaz MS 9001 e

Figure III.1 : Cycles réel et idéal de la turbine à gaz	59
---	----

Chapitre IV : Résultats Et Discussions

Figure. IV.1 : Variation de rapport de compression en fonction de la température ambiante	78
Figure. IV.2 : La variation du travail du compresseur en fonction de la température ambiante	79
Figure. IV. 3 : La variation du travail de la turbine en fonction de la température ambiante	79
Figure. IV.4 : La variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante	80
Figure. IV.5 : variation de la puissance thermique en fonction de la température ambiante	81
Figure. IV.6 : la variation du rendement globale en fonction de la température ambiante	82
Figure. IV.7 : la variation du rendement globale de la turbine à gaz en fonction des heures de la journée	84
Figure IV.8 : Représentation schématique d'une installation d'une TAG avec refroidissement de air	85
Figure.IV.9: Refroidisseur évaporatif	85
Figure. IV.10 : média humide	86
Figure. IV.11: Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau	87
Figure.IV.12 : schéma d'un Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau	87
Figure.IV.13 : systèmes de réfrigération mécaniques	88
Figure.IV.14 : systèmes de réfrigération mécaniques " Type direct "	89
Figure.IV.15 : systèmes de réfrigération mécaniques " Type indirect "	89
Figure. IV.16 : Emissions - gaz naturel MS9001e	91
Figure. IV.17 : Ecran éditeur de schéma	92
Figure. IV.18 : simulateur de schéma.	93
Figure. IV.19 : diagramme entropique de la turbine à gaz MS9001e	94
Figure. IV.20 : variation de rapport de compression en fonction de la température ambiante	95
Figure. IV.21 : variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante	96
Figure. IV.22 : variation du rendement global en fonction de la température ambiante	96

LISTE DES FIGURES

LISTES DES TABLEAUX

LISTES DES TABLEAUX

	Pages
Tableau II.1 : Caractéristiques générale de la turbine MS9001e	26
Tableau II.2 : Caractéristiques de la Section Compresseur Axial	26
Tableau II.3 : Caractéristiques de la Section de la Turbine	26
Tableau II.4 : Caractéristiques de la section de combustion	27
Tableau II.5 : Caractéristiques du Compresseur Axial	31
Tableau II.6 : Caractéristique de la section combustion	38
Tableau III.1 : Composition du gaz combustible	67
Tableau III.2 : Chaleurs spécifique de chaque composant	68
Tableau III.3 : Pourcentage de l'oxygène et l'azote	71
Tableau : III.4 : paramètres réels de la turbine à gaz	74
Tableau IV.1 : Comparaison des résultats obtenus	78
Tableau IV.2 : les performances de la turbine à gaz MS9001e pour des températures . ambiantes différentes	80
Tableau IV.3 : Rendement de la turbine à gaz dans une journée d'hiver	85
Tableau IV.4 : Rendement de la turbine à gaz dans une journée d'été	86
Tableau IV.5 : résultats de Thermoptim	93

NOMENCLATURE

T	Température	[K]
P	Pression	[bars]
T _a	Température ambiante	[K]
P _a	Pression ambiante	[bars]
τ	Taux de compression	-
Z	Altitude	[m]
ΔP_a	Pertes de charge d'entré	[bars]
Q _c	Débit de combustible	[kg/s]
Q _a	Débit d'air total	[kg/s]
Q _{ac}	Débit d'air pour la combustion	[kg/s]
η_c	Rendement isentropique de compression	-
P _{ci}	Pouvoir calorifique inférieur du combustible	[Kcal/m ³]
ΔP_{cc}	Pertes de charge chambre de combustion	[bar]
η_{cc}	Rendement de la chambre de combustion	-
P ₁	Pression d'admission	[bars]
P ₀	Pression atmosphérique au niveau de mer	[bars]
C _{pT}	Chaleur spécifique	[Kj/Kg.K]
C _{p(Ta,Tb)}	Chaleur spécifique moyenne	[Kj/Kg.K]
m _{air,r}	Masse d'air réel	-
m _{air,st}	Masse d'air stœchiométrique	-
x _i	Fraction molaire du composant i du gaz	-
M _i	Masse molaire du composant i du gaz	-
λ	Coefficient d'excès d'air	-
γ_a	Exposant isentropique d'air	-
γ_c	Exposant isentropique du gaz	-
g _i	Concentration massique du composant i du gaz	-
RM	Constante universelle des Gaz parfait	-
W	Travail massique	[Kj/Kg]

NOMENCLATURE

Pu	Puissance utile	[KW]
h	Enthalpie	[Kj/Kg]
η_g	Rendement global	-
V _m	Volume massique	[m ³ /Kg]
M	Masse molaire	[g/mol]
m	Masse	[Kg]

SOMMAIRE

SOMMAIRE

Remerciements	
Dédicace	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Bibliographie et Références	
	Pages
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Historique et présentation	
I. Présentation de l'entreprise SONELGAZ GROUPE.....	4
I.1. Histoire et évolution.....	4
II. Historique et Présentation de la société Algérienne de production de l'Electricité SPE.....	7
II.1. Historique de la Société Algérienne de production de l'Electricité SPE.....	7
II.2. Présentation de la société SPE.....	8
II.3. Organisation de SPE.....	9
III. Description et fonctionnement de la centrale HMO.....	10
III.1. Description de la Centrale HMO.....	10
III.2. Organigramme de l'unité de production HMO.....	11
Structures de l'Unité HMO.....	11
A) Structures fonctionnelles de Direction.....	13
B) Division Production	14
C) Division Technique	16
Chapitre II : Technologie et Exploitation d'une turbine à gaz MS9001e	
I. HISTORIQUE DE LA TURBINE A GAZ.....	18
I.1 APPLICATIONS.....	18
I.2. EVOLUTIONS ET DEVELOPPEMENTS.....	19
I.3. Limites techniques, Avantages, Désavantages.....	19
I.3.1. Les limites de la turbine à gaz.....	19
I.3.2. Les avantages de la turbine à gaz.....	19
I.3.3. Les désavantages de la turbine à gaz.....	19
I.4. Définition de la turbine à gaz.....	20
II. TECHNOLOGIE ET EXPLOITATION DE LA TURBINE A GAZ TYPE MS 9001e.....	21
II.1. PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ TYPE MS 9001e.....	21
II.1.1. Caractéristiques générales de la turbine MS 9001e.....	23
II.1.1.1 Section Compresseur.....	23
II.1.1.2 Section Turbine.....	23
II.1.1.3 Section Combustion.....	24
II.2. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 9001e.....	24
II.2.1. Groupe Thermique Turbine à gaz.....	25
II.2.2. Description des différents composants de la Turbine à gaz.....	26

SOMMAIRE

II.2.2.1. Socle et supports turbine.....	27
II.2.2.1.1 Socle turbine.....	27
II.2.2.1.2. Support turbine.....	27
II.2.2.2. Section compresseur.....	28
II.2.2.2.1. Rotor du compresseur.....	29
II.2.2.2.2. Stator du compresseur.....	30
II.2.2.2.3. Corps d'admission.....	31
II.2.2.2.4. Aubes orientables à l'entrée du compresseur.....	32
II.2.2.2.5. Corps avant du compresseur.....	33
II.2.2.2.6. Corps arrière du compresseur.....	33
II.2.2.2.7. Corps d'échappement compresseur.....	33
II.2.2.2.8. Aubage.....	34
II.2.2.3. Section Combustion.....	35
II.2.2.3.1. Carter des chambres de combustion.....	37
II.2.2.3.2 Description Chambre de Combustion.....	37
II.2.2.3.2.1. Bougies d'allumage	39
II.2.2.3.2.2. Détecteurs de flamme.....	39
II.2.2.3.2.3 Injecteur de combustible (gaz naturel).....	40
II.2.2.3.2. Pièces de transition.....	40
II.2.2.3.2. Le rôle de la chambre de combustion.....	41
II.2.2.4. Section turbine.....	42
II.2.2.4.1. Rotor turbine.....	42
II.2.2.4.1.1. Structure.....	42
II.2.2.4.1.2. Aubage.....	42
II.2.2.4.1.2.1. Les aubes du premier étage.....	42
II.2.2.4.1.2.2. Les aubes du 2 ^{ème} étage.....	43
II.2.2.4.1.2.3. Les aubes du 3 ^{ème} étage.....	43
II.2.2.4.1.2.4. Refroidissement du rotor.....	45
II.2.2.4.2. Stator turbine.....	45
II.2.2.4.2.1. Corps turbine.....	45
II.2.2.4.2.2. Directrices.....	45
II.2.2.4.2.3. Directrice du premier étage.....	45
II.2.2.4.2.4. Directrice du second étage.....	45
II.2.2.4.2.5. Directrice du troisième étage.....	45
II.2.2.4.2.6. Diaphragme.....	46
II.2.2.4.2.7. Segments de protection.....	46
II.2.2.4.3. Cadre d'échappement et diffuseur.....	46
II.2.2.4.4. Paliers.....	48
II.2.2.4.4.1. Lubrification des paliers.....	48
III.1 SYSTEMES DE L'INSTALLATION DE LA TURBINE A GAZ MS9001e.....	49
III.1. Système de graissage	49
III.2. Pompe principale.....	49
III.3. Pompe auxiliaire.....	49
III.4. Pompe de secours.....	49
.1. Système de commande de combustible.....	50
V.1. SYSTEME DE REFROIDISSEMENT ET D'ETANCHEITE	51
V.1.1. Système de refroidissement.....	51
V.1.2. Etanchéité.....	51
VI.1. SYSTEMES DE PROTECTION.....	52

SOMMAIRE

VI.1.1. Système de protection de survitesse.....	52
VI.1.2. Système de protection de dépassement de température.....	52
VI.1.3. Système de protection et de détection des vibrations.....	52
VI.1.4. Système de protection et de détection de flamme	52
VI.1.5. Dispositif d'anti-pompage.....	53
VI.2. Système de démarrage.....	53
VI.2.1. Le moteur de lancement.....	53
VI.2.2. Convertisseur de couple.....	54
VI.2.3. Le réducteur des auxiliaires.....	54
VI.2.3. Le vireur.....	54
VI.3. Section d'admission	55
VI.4. CONVERSION D'ENERGIE DANS LA TURBINE A GAZ.....	56
VII.CONCLUSION.....	58

Chapitre III : Calcul Thermodynamique et Energétique de l'Installation de la Turbine à Gaz MS 9001 e

I.INTRODUCTION.....	59
II.1 Données de la turbine à gaz MS9001e	60
II.1.1 Paramètre de l'air ambiant	60
II.1.2 Caractéristiques de fonctionnement de la turbine à gaz (donnée par le constructeur)	60
III.2 Calcul des paramètres de la turbine à gaz MS9001e.....	60
III.2.1 Calcul des paramètres à partir des données de constructeur (à 15 °C).....	60
III.2.1.1 Calculs des paramètres du compresseur	60
III.2.1.2 Calcul des paramètres de la chambre de combustion	62
III.2.1.3 Section de turbine à gaz	69
III.2.1.4 Performances de la turbine à gaz.....	70
III.2.2 Calcul des paramètres à partir des données réel de site (dans une température ambiante différente)	71
III.2.2.1 Les Paramètres mesurées sur le site (réel)	71
III.2.2.2 Calculs des paramètres du compresseur	72
III.2.2.3 Calculs des paramètres de la chambre de combustion	72
III.2.2.4 Section de turbine à gaz.....	73
III.2.2.5 Performances de la turbine à gaz.....	73
IV Conclusion.....	74

Chapitre IV : Résultats Et Discussions

IV.1 Comparaison des résultats obtenus avec les valeurs du constructeur.....	75
IV.2 Influence des paramètres thermodynamique sur les performances de la turbine à gaz..	76
IV.2.1 Influence de la pression atmosphérique.....	76
IV.2.2 Influence de l'humidité.....	76
IV.2.3 Influence de la poussière	76
IV.2.4 Influence de la température ambiante sur la turbine MS9001e.....	76
IV.2.4.1 Variation de IV.2.4.1 rapport de compression (τ) en fonction de la température ambiante	77
IV.2.4.2 Variation du travail du compresseur en fonction de la température ambiante.....	78
IV.2.4.3 Variation du travail de la turbine en fonction de la température ambiante.....	78

SOMMAIRE

IV.2.4.4	Variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante	80
IV.2.4.5	Variation de la puissance thermique en fonction de la température ambiante.....	80
IV.2.4.6	Variation du rendement globale en fonction de la température ambiante.....	81
IV.2.5	Variation journalière du rendement	82
IV.2.5.1	Variation du rendement dans une journée d'hiver	82
IV.2.5.2	Variation du rendement dans une journée d'été.....	83
IV.3.	Les technologies proposée pour Améliorer la performance de la TAG.....	84
IV.3.1	Introduction	84
IV.3.2	Refroidisseur évaporatif.....	84
IV.3.2.1.1	Refroidisseur évaporatif par module humidité.....	85
IV.3.2.1.2	Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau	87
IV.3.2.2	systèmes de réfrigération mécaniques.....	88
IV.3.2.2.1	Type direct	89
IV.3.2.2.2	Type indirect.....	89
IV.4.	Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion	90
IV.4.1.	Injection de vapeur et injection d'eau.....	90
IV.4.2.	Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (NOX)	90
IV.4.3	Augmentation de la puissance.....	91
IV.5	Simulation de la turbine à gaz MS9001e à l'aide du Logiciel Thermoptim	92
IV.5.1	Environnements de travail de Thermoptim	92
IV.5.2	Simulation de base.....	93
IV.5.3	Diagramme entropique (T,S) de la turbine MS9001e a une température ambiante égale à 15 °C	94
IV.5.4	Comparaison des résultats.....	94
IV.5.4.1	Rapport de compression.....	94
IV.5.4.2	Puissance utile et rendement global	95
IV.6.	CONCLUSION	97
	Conclusion générale	98

SOMMAIRE

المخلص - حظي دور توربينات الغاز في توليد الطاقة وصناعة النفط وفي المفاعلات النيوترونية السريعة المبردة بالهيليوم كمبرد باهتمام خاص في السنوات الأخيرة ، والهدف الرئيسي من هذا العمل هو تطوير برنامج لحساب تأثير الظروف المحيطة على خصائص المكونات المختلفة للتوربينات الغازية مثل الضغط والاحتراق والتمدد. بمجرد معرفة معلمات التشغيل المثلى ، تم إجراء إعادة حساب أداء المحطة عن طريق حقن كميات مناسبة من البخار المنبعث من غرفة الاحتراق. النتائج التي تم الحصول عليها من خلال تأثير الظروف المحيطة على أداء التوربينات الغازية بدون حقن بخار وتأثير الظروف القياسية على بدء الحقن ، مماثلة لتلك الموجودة في الأدبيات التي تمت محاكاتها بواسطة شفرة الحساب الديناميكي الحراري و شفرة التحسين الحراري ، تتوافق جيداً مع الاختلاف النوعي لهذه الشروط ، في حالة التشغيل العادي بدون حقن بخار. يتم تمثيل هذه النتائج في شكل منحنيات ثنائية وثلاثية الأبعاد لاعطاء صورة أفضل للظواهر الفيزيائية.

Résumé - Le rôle de la turbine à gaz, dans la production d'électricité, dans les pétroliers industriels et dans le refroidissement des réacteurs rapides à l'aide d'hélium tel qu'un radiateur, a fait l'objet d'une attention particulière au cours des dernières années, à cette fin, plusieurs méthodes (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage, injection d'eau avec de la vapeur) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des cycles des turbines à gaz. En conséquence, la méthode d'injecter l'eau dans les mers au sommet de la chambre de combustion de la turbine à gaz a été proposée, étudiée et comparée à un cycle simple. L'objectif principal de ce travail est de réaliser un programme de calcul de l'impact des conditions environnementales sur les propriétés des différents composants de la turbine à gaz, telles que la pression, la combustion et le remboursement juste pour connaître les paramètres de fonctionnement optimaux, le recalculé des performances de l'installation a été effectué en injectant des quantités politiques d'eau de vapeur dans la partie supérieure de la chambre de combustion. Les résultats obtenus par o L'effet des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz sans injection d'eau de vapeur et l'effet des conditions des normes sur le début de l'injection sont bien compatibles. Selon ceux de la littérature qui ont été simulés par le « code d'optimisation thermique », avec la variation qualitative de ces conditions, dans le cas d'un fonctionnement normal sans droit de vapeur. Ces résultats sont représentés sous forme de courbes en deux et trois dimensions pour mieux illustrer les phénomènes physiques.

Abstract - The role of the gas turbine, in the production of electricity, of industry tanker and in be fast reactors cooled by using helium like coolant, took a detailed attention these last years. To this end several methods (regeneration, intercooling, pre-heating and the steam water injection) were used in order to improve the performances of the gas turbine cycles. Accordingly, steam water injection method to the upstream of the combustion chamber of a gas turbine was proposed, studied and compared with a simple cycle. The principal objective of this work consists with the realization of a calculation program of the influence of the environmental conditions on the characteristics of the various components of the gas turbine, such as compression, combustion and the expansion. Once that the parameters of optimum operation are known, the recalculation of the performances of the installation was carried out by injecting suitable quantities of steam water to the upstream of the combustion chamber. The results obtained of the influence of the environmental conditions on the performances of

INTRODUCTION GENERALE

the gas turbine without injection of the steam water and the influence of the conditions standards on the beginning of injection are in good agreement, according to those found in the literature simulated by the 'Thermo- optimisation code', with the qualitative variation of these conditions, in the case of a normal operation without injection of the steam. These results are represented in the form of curves into two and three dimensions for a better illustration of the physical phenomena.

Mots clés : Turbine à gaz - Cycle simple - Injection de vapeur - Bilan énergétique - Puissance spécifique - Rendement thermique global.

INTRODUCTION GENERALE

Le monde de l'industrie dispose de machines et d'installations de plus en plus performantes et complexes, en particulier les turbines à gaz. Elles ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles, et en particulier dans le domaine de la production d'énergie électrique, notamment en Algérie.

L'évolution de la turbine à gaz et son succès ont été conditionnés par l'amélioration de ces performances techniques. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation, la maîtrise de la disponibilité des équipements et l'amélioration de leur fiabilité donnent à la maintenance des systèmes un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements. Cela implique la mise en place impérieuse d'une maintenance systématique et préventive qui est l'une des méthodes actuelles les plus utilisées dans l'industrie.

Dans un contexte économique concurrentiel, les entreprises cherchent à fiabiliser et à optimiser le fonctionnement de leurs installations. Les entreprises doivent améliorer la productivité en garantissant la disponibilité et la qualité de leur outil de production d'une part, et de remplir les obligations de sécurité d'autre part. La maintenance des installations industrielles est donc au cœur des préoccupations des exploitants.

Notre travail est une contribution dans l'étude d'une turbine à gaz de la centrale de production de l'électricité. Parmi les turbines utilisées dans la centrale, les turbines MS9001e qui possèdent un arbre, fabriqué par NUOVO PIGNONE (sous Licence GE).

Le plan de rédaction de ce mémoire est de la manière suivante :

Dans le premier chapitre, nous avons présenté une description générale, des structures de la Société Algérienne de production de l'Electricité (SPE).

Une description détaillée de la turbine à gaz MS9001e, utilisée au niveau de la centrale de production de l'électricité HMO, a été abordée dans le deuxième chapitre, où l'on a passé en revue tous les organes constitutifs de la turbine tout en détaillant leur technologie, leur fonctionnalité, les mécanismes de fonctionnement et les paramètres d'influences les améliorations apportées.

Ensuite, Dans le troisième chapitre, nous présentons l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine, nous avons réalisé des calculs thermodynamiques en utilisant d'abord, la température donnée par le constructeur ensuite, en utilisant des températures réelles du site.

Par ailleurs, dans Le quatrième chapitre le travail réalisé consiste les performances et l'influence de la température sur les différents éléments de fonctionnement de la turbine à gaz ; ainsi que la technologie se propose pour améliorer ces performances de la TAG et afin de comparer notre travail nous avons simulé la turbine à gaz MS9001E avec le logiciel Thermoptim en utilisant les mêmes données de départ.

Et Enfin, nous avons clôturé notre mémoire par une conclusion générale.

Chapitre I : Historique et présentation Groupe SONELGAZ

Ce chapitre est consacré à la présentation structure de la **Société Algérienne de production d'Electricité (SPE)**.

I. Présentation de l'entreprise SONELGAZ GROUPE :

1.1. Histoire et évolution :

SONELGAZ est l'opérateur historique dans le domaine de la fourniture des énergies électriques et gazières en Algérie. Sa contribution dans la concrétisation de la politique énergétique nationale est à la mesure des importants programmes de réalisation en matière d'électrification rurale et de distribution publique gaz, qui ont permis de hisser le taux de couverture en électricité à près de 98% et le taux de pénétration du gaz naturel à 43%.

Les débuts de l'électricité en Algérie :

Au début du 20^e siècle, 16 sociétés se partageaient les concessions électriques en Algérie, le groupe Lebon (Compagnie Centrale d'éclairage par le Gaz) et la Société algérienne d'éclairage et de force (SAEF) au centre et à l'ouest, la Compagnie Du Bourbonnais à l'est ainsi que les usines Lévy à Constantine. Par décret du 16 août 1947, ces 16 compagnies concessionnaires sont transférées à EGA. Elles détenaient alors 90% des propriétés industrielles électriques et gazières du pays.

1962 -1969 Soutenir le développement économique et social de l'Algérie

La prodigieuse trajectoire de cette grande entreprise nationale reflète celle de la nation algérienne qui, depuis son accession à l'indépendance en 1962, a su mobiliser ses efforts pour réorganiser son économie et répondre aux nombreux besoins sociaux d'une population à forte croissance.

1969 Création de SONELGAZ

C'est l'ordonnance N°69-59 du 28 juillet 1969 qui dissout l'établissement public d'Electricité et Gaz d'Algérie (EGA), issu des lois françaises de nationalisation de 1947, et promulgue les statuts de la Société Nationale de l'Electricité et du Gaz (SONELGAZ).

En 1969 SONELGAZ était déjà une entreprise de taille importante dont le personnel est de quelque 6000 agents. Elle desservait 700 000 clients.

Dès sa mise en place, l'entreprise a effectué, outre la vente d'énergie, l'installation et l'entretien d'appareils domestiques fonctionnant à l'électricité ou au gaz.

Elle s'est attachée à promouvoir l'utilisation du gaz naturel et de l'électricité dans les secteurs industriel, artisanal et domestique.

1977 Plan National d'Electrification

A partir de 1977, son action s'est concentrée sur le programme d'électrification totale du pays. Ainsi, elle a largement contribué à la modernisation de l'économie et à l'amélioration des conditions de vie des citoyens en Algérie.

1983 Première restructuration : naissance des filiales travaux

SONELGAZ s'est restructurée une première fois et a donné naissance à cinq (05) entreprises travaux spécialisés ainsi qu'une entreprise de fabrication :

- KAHRIF pour l'électrification rurale ;
- KAHRAKIB pour les infrastructures et installations électriques ;
- KANAGHAZ pour la réalisation des réseaux gaz ;
- INERGA pour le Génie Civil ;
- ETTERKIB pour le montage industriel ;
- AMC pour la fabrication des compteurs et appareils de mesure et de contrôle.

C'est grâce à ces sociétés que SONELGAZ dispose actuellement d'infrastructures électriques et gazières répondant aux besoins du développement économique et social du pays.

1991 Un nouveau statut pour SONELGAZ

SONELGAZ devient Etablissement Public à caractère Industriel et Commercial (EPIC) en 1991. Le décret exécutif N° 95-280 du 17 septembre 1995 confirme la nature de SONELGAZ en tant qu'Etablissement Public à caractère Industriel et Commercial placé sous tutelle du Ministre chargé de l'énergie et des mines et doté de la personnalité morale tout en jouissant de l'autonomie financière.

2002 La transformation en SPA

Suite à la promulgation de la loi N°02/01 du 5 février 2002 relative à l'électricité et la distribution du gaz par canalisations, SONELGAZ devient Société Algérienne de l'Electricité et du Gaz, une Société par Actions (SPA).

Ce statut lui donne la possibilité d'élargir ses activités à d'autres domaines relevant du secteur de l'énergie et aussi d'intervenir hors des frontières de l'Algérie.

En tant que SPA, elle doit détenir un portefeuille d'actions et autres valeurs mobilières et a la possibilité de prendre des participations dans d'autres sociétés.

Cela annonce l'évolution de 2004 où ; SONELGAZ devient un Groupe Industriel.

2004 - 2006 Le Groupe SONELGAZ : l'expansion

En 2004, SONELGAZ devient une holding de sociétés.

Une partie de ses entités en charge de ses métiers de base sont érigées en filiales assurant ces activités :

- Société Algérienne de Production de l'Electricité (SPE) ;
- Société Algérienne de Gestion du Réseau de Transport de l'Electricité (GRTE) ;
- Société Algérienne de Gestion du Réseau de Transport du Gaz (GRTG).

En 2006, cinq (05) autres sociétés sont créées. Il s'agit de :

Opérateur du Système Electrique (OS), chargé de la conduite du système Production / Transport de l'électricité.

- Société Algérienne de Distribution de l'Electricité et du Gaz d'Alger (SDA) ;
- Société Algérienne de Distribution de l'Electricité et du Gaz du Centre (SDC) ;
- Société Algérienne de Distribution de l'Electricité et du Gaz de l'Est (SDE) ;

- Société Algérienne de Distribution de l'Electricité et du Gaz de l'Ouest (SDO).
Durant cette même année, les cinq (05) entreprises travaux ont réintégré le Groupe.
Au-delà de cette évolution, assurer le service public reste la mission essentielle de SONELGAZ et constitue le fondement de sa culture d'entreprise.

2007 - 2009 Parachèvement de la restructuration : Le renouveau :

Réorganiser pour mieux progresser, telle est la démarche poursuivie par le Groupe SONELGAZ durant ces dernières années, l'enjeu étant la qualité du service rendu à la clientèle ; un projet mûri au sein de l'entreprise, pour aboutir à la finalisation de son organisation en Groupe Industriel (maison mère / filiales) constitué de trente-trois (33) filiales et de six (06) sociétés en participation directe.

Cette période reste marquée par la détermination de SONELGAZ à faire plus et mieux, en mobilisant des financements importants afin de développer et renforcer ses infrastructures électriques et gazières.

La dynamique d'investissement a concerné tous les métiers et toutes les zones géographiques, pour assurer un approvisionnement en énergie et assurer un service de qualité à la clientèle.

2011 - Amendement des statuts de SONELGAZ :

Les statuts de SONELGAZ, adoptés en 2002, ont été révisés et approuvés par le conseil des Ministres, le lundi 2 mai 2011 et deviennent, de ce fait, en conformité avec le dispositif de la loi N°02 - 01 du 5 février 2002 relative à l'électricité et la distribution du gaz par canalisations.

Désormais, SONELGAZ. Spa est organisée en "société holding" sans création d'une personne morale nouvelle et prend la dénomination de SONELGAZ. Par ailleurs, la société holding SONELGAZ et ses sociétés filiales forment un ensemble dénommé "Groupe SONELGAZ".

Dans les statuts amendés, SONELGAZ conserve le rôle de détenteur du portefeuille des actions constituant le capital social de ses filiales.

Les conseils d'administration des filiales, constituent les relais incontournables permettant à la société holding de suivre et d'orienter le pilotage des filiales.

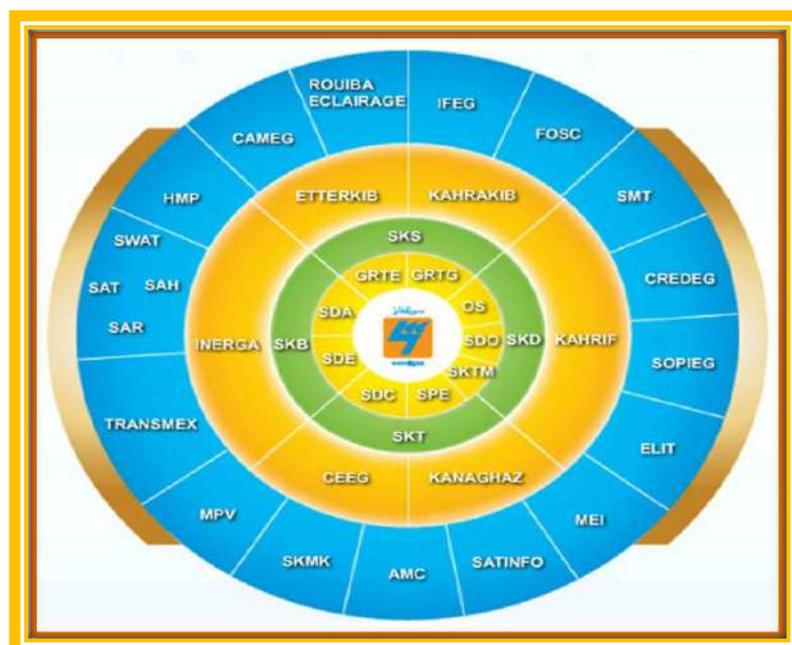


Figure. I.1. Réorganisation du groupe SONELGAZ en 2014

II. Historique et Présentation de la société Algérienne de production de l'Electricité SPE :

II.1. Historique de la Société Algérienne de production de l'Electricité SPE :

1910: La mise en service de la première centrale hydraulique d'une puissance de 4.2MW au fil de l'eau dans les gorges du Rhumele à Constantine.

1913 : Intégration de la filière thermique vapeur - TV dans le parc de production par la mise en service de la première centrale thermique à vapeur fonctionnant au charbon d'une puissance installée de 22MW à Mers El Kebir, Oran.



Image. I.1. Centrale Thermique à Vapeur – TV Ravin Blanc ORAN

1914 - 1920: Développement important de la filière TV fonctionnant au charbon avec la mise en services de 3 ouvrages.

- 1- Centrale El Hamma d'une puissance installée de 64MW ;
- 2- Centrale d'Alger port d'une puissance installée de 34MW ;
- 3- Centrale d'Annaba d'une puissance installée de 58MW.



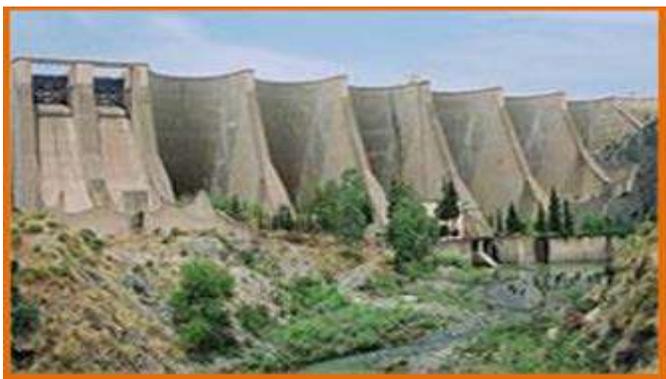
1



2



3



1950-1963 : Développement important de la filière Hydraulique TH avec la mise en service de 9 ouvrages totalisant une puissance globale de 208MW.

1960 : Intégration de la filière Turbine à Gaz par la mise en service de la première turbine à gaz TG en Algérie (HAOUD EL HAMRA) d'une puissance installée de 22MW.

1962 : La production de l'Electricité était assurée par la compagnie de l'Electricité Gaz d'Algérie, la puissance installée était de 548MW .

1969 : Création de la SONEGAS par l'ordonnance N°6959 juillet 1969, l'activité de la production de l'Electricité a été intégrée dans cette dernière.

1970-1979 : Développement important du parc de production avec une production à base de turbines à vapeur.

1980-1995 : Introduction des paliers 100MW pour les TG et paliers 169-196MW pour les TV.

1995 : Introduction des paliers TG supérieur à 100MW jusqu'à 215MW.

2002 : Promulgation de la loi sur l'électricité N°02-01 relative à l'électricité et à la distribution du gaz par canalisation.

Janvier 2004 : La direction de la production de l'électricité (DPE), Direction au sein de la société SONEGAS devient la Société de Production de l'Electricité SPE.spe, filiale issue de la restructuration de SONEGAS, au capital de 35 milliards de dinars, dont le siège social est sis, immeuble des 700 bureaux, route nationale n°38 Gué de Constantine, Alger.

2009 : Changement de dénomination : Société Algérienne de Production de l'Electricité dénommée par abréviation SPE. Spa.

2010-2013 : Un rajeunissement du parc de production avec la mise en service successive de six (06) nouvelles centrales Turbine à Gaz d'une capacité totale de 2000MW.

SPE a donné naissance en avril 2013 à une autre filiale de production d'électricité par scission dénommée SKTM.

2014 Horizons 2017 : Introduction du cycle combiné dans le parc de production de SPE, Une technologie aux normes d'efficacité énergétique et du respect de l'environnement.

II.2. Présentation de la société SPE :

La Société Algérienne de production de l'Electricité (SPE) a pour mission la production d'électricité à partir de sources thermiques et hydrauliques répondant aux exigences de disponibilité, fiabilité, sécurité et protection de l'environnement. Elle est également chargée de commercialiser l'électricité produite.

Créée en janvier 2004, elle dispose d'un parc de production d'une capacité qui totalise une puissance installée de 6740MW, composé de quatre filières de types et de paliers de puissance différents. Celui-ci se décompose comme suit :

- Turbine à Vapeur : 2740 MW ;
- Turbine à Gaz : 3576 MW ;
- Hydraulique : 249 MW.

La Société SPE emploie 3383 agents, elle a réalisé un chiffre d'affaires de 34Milliards DA en 2006.

SPE, met en œuvre un vaste programme de réhabilitation et de renouvellement de son parc de production pour conserver le niveau actuel de capacité de production.

Elle ambitionne de demeurer l'opérateur dominant en matière de fourniture de l'énergie électrique. Son programme de développement est orienté vers l'augmentation de la disponibilité et la fiabilité des groupes de production.

II.3.Organisation de SPE :

La société SPE est constituée de :

- a) Un niveau Central : chargé de la politique générale d'investissement, de maintenance, d'exploitation, de commercialisation et de développement de la Ressource Humaine. Il coordonne les activités des Pôles de production.
- b) Quatre Pôles de production : qui sont :
 - ❖ Trois (03) pôles TV-TG (Pôle Centre, Pôle Ouest et Pôle Est) disposant de patrimoine propre et dotés d'une large autonomie de gestion. Ils regroupent des unités et des groupements répartis à travers le territoire national.
 - ❖ Un (01) pôle Diesel.

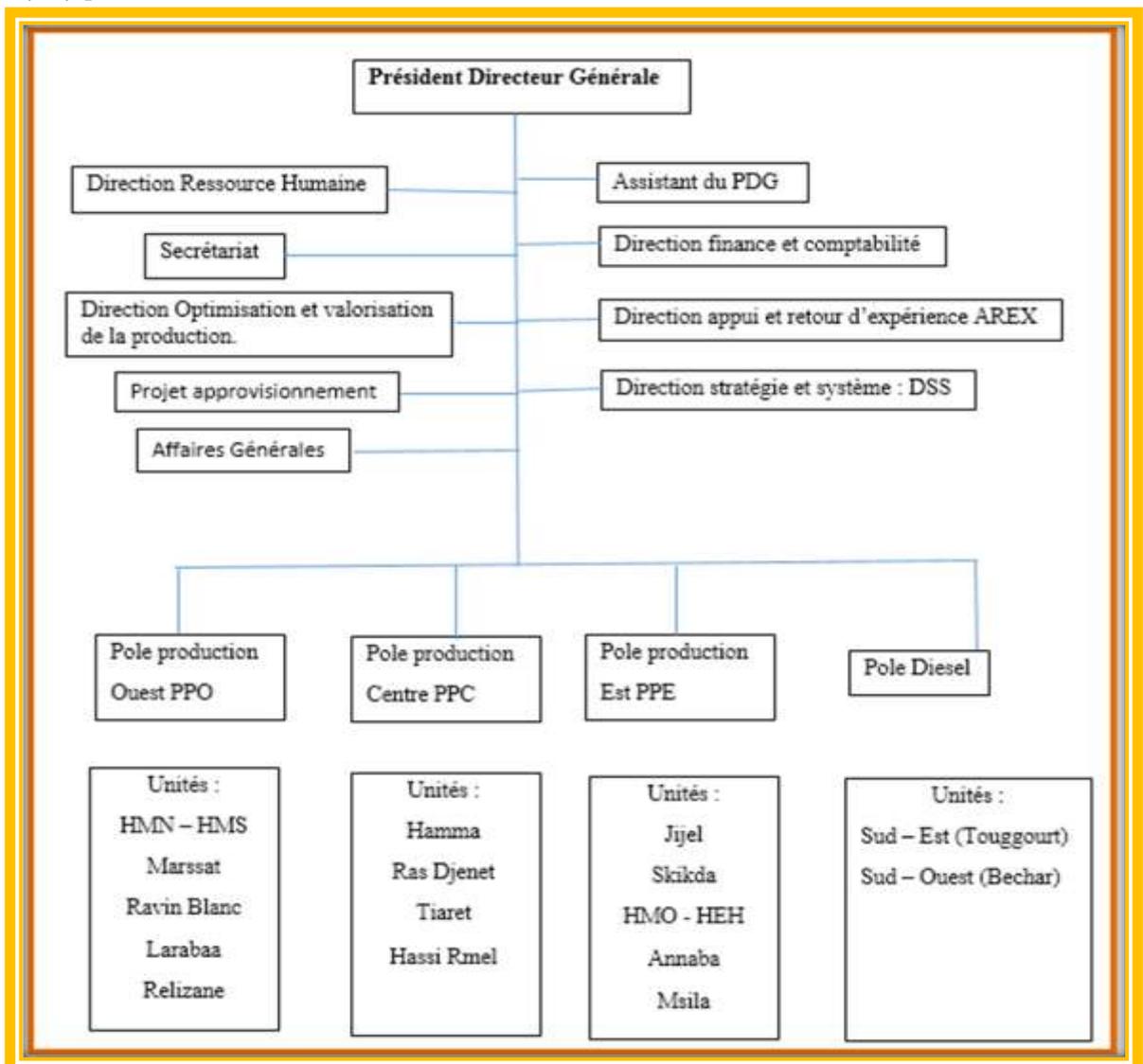


Figure. I.2. Organigramme de SPE

III. Description et fonctionnement de la centrale HMO :

III.1. Description de la Centrale HMO :



Figure. I.3. Vue de la Centrale Production HASSI MESSAOUD Ouest « HMO »

La centrale de la production d'électricité HMO à été mise en service en 2003, elle se compose de 04 des groupes Turboalternateur respectivement sont : (TG01,TG02, TG03, TG04), le fabricant de ces Turbines à gaz est NOUVO-PIGNONE de type MS 9001 E (sous licence GE), le fabricant de l'alternateur est ABB ALSTOM de type WY 21Z.

La capacité totale de production est de 492MW c-à-dire 123MW par groupe.

Chaque groupe se compose pratiquement :

- D'une turbine à gaz, fonctionnant seulement au gaz.
- D'un alternateur.

La centrale électrique dispose aussi de quatre turbines à gaz mobiles supplémentaires de 25 MW de puissance pour chaque turbine à gaz, de type FT8 (constructeur PWSP) : Pratt & Whitney.

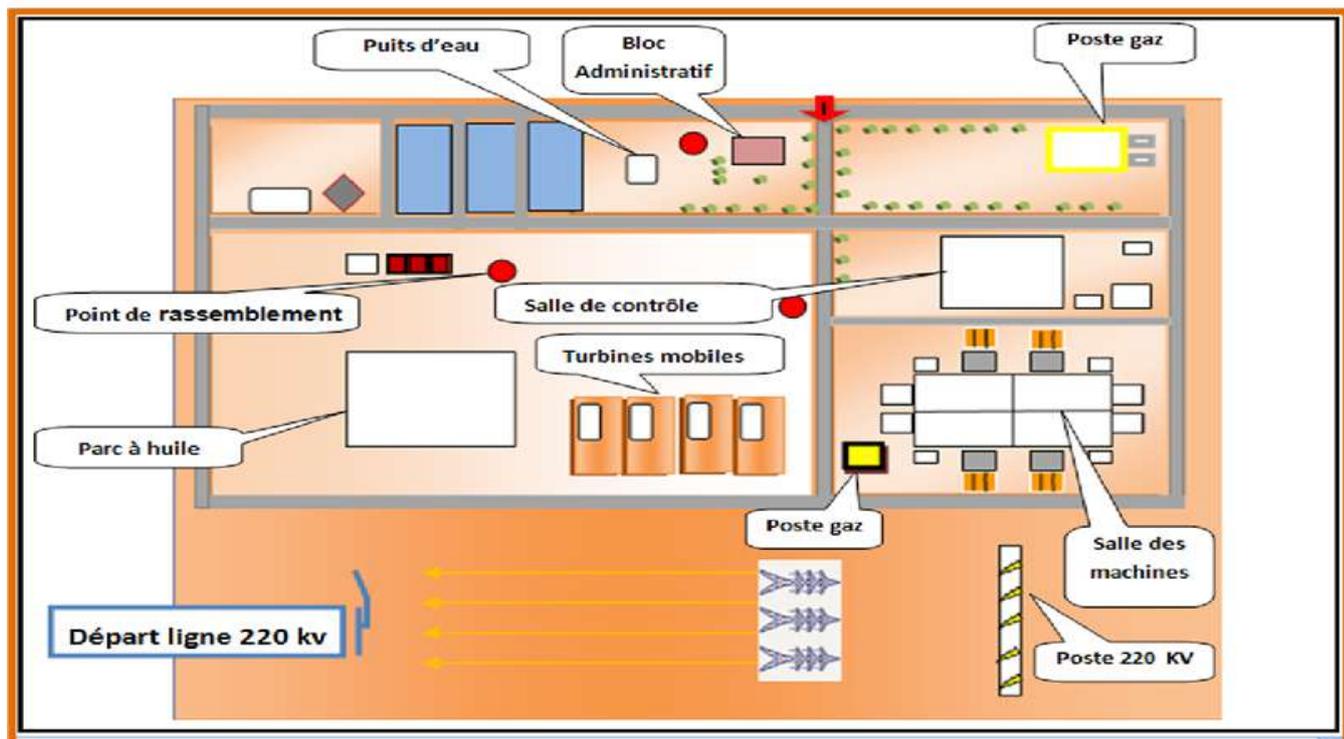


Figure. I.4 : Plan de Masse de l'Unité HMO

Ces groupes sont installés dans une salle des machines communes.

L'exploitation des Quatre des groupes d'HMO se fait à partir d'un seul bloc de commande appelé salle de contrôle. La centrale est équipée d'un système de commande Mark VIe permettant l'automatisation générale (contrôle supervision conduite surveillance et archivage du processus), des fonctions de sécurité (protections) et des fonctions de régulation turbine.

L'énergie électrique produite par les alternateurs modèle 9001E est transmise au réseau à travers des transformateurs élévateurs (TP) 11KV/220KV, chaque groupe est doté d'un transformateur.

Pour la protection contre incendies la centrale dispose d'un système de détection et lutte contre incendies au niveau des groupes, ouvrages et tous les locaux avec signalisation et extinction automatique.

III.2. Organigramme de l'unité de production HMO :

L'unité de production turbine a gaz HMO est répartie en deux structures

Structures de l'Unité HMO :

- Division Production TG
- Division Technique TG
- Structures fonctionnelles de Direction :
 - ✓ Service ressources humaines ;
 - ✓ Subdivision Finances et Comptabilité ;
 - ✓ Subdivision Fonctionnelles moyenne ;
 - ✓ Subdivision QHSE ;
 - ✓ Informatique.

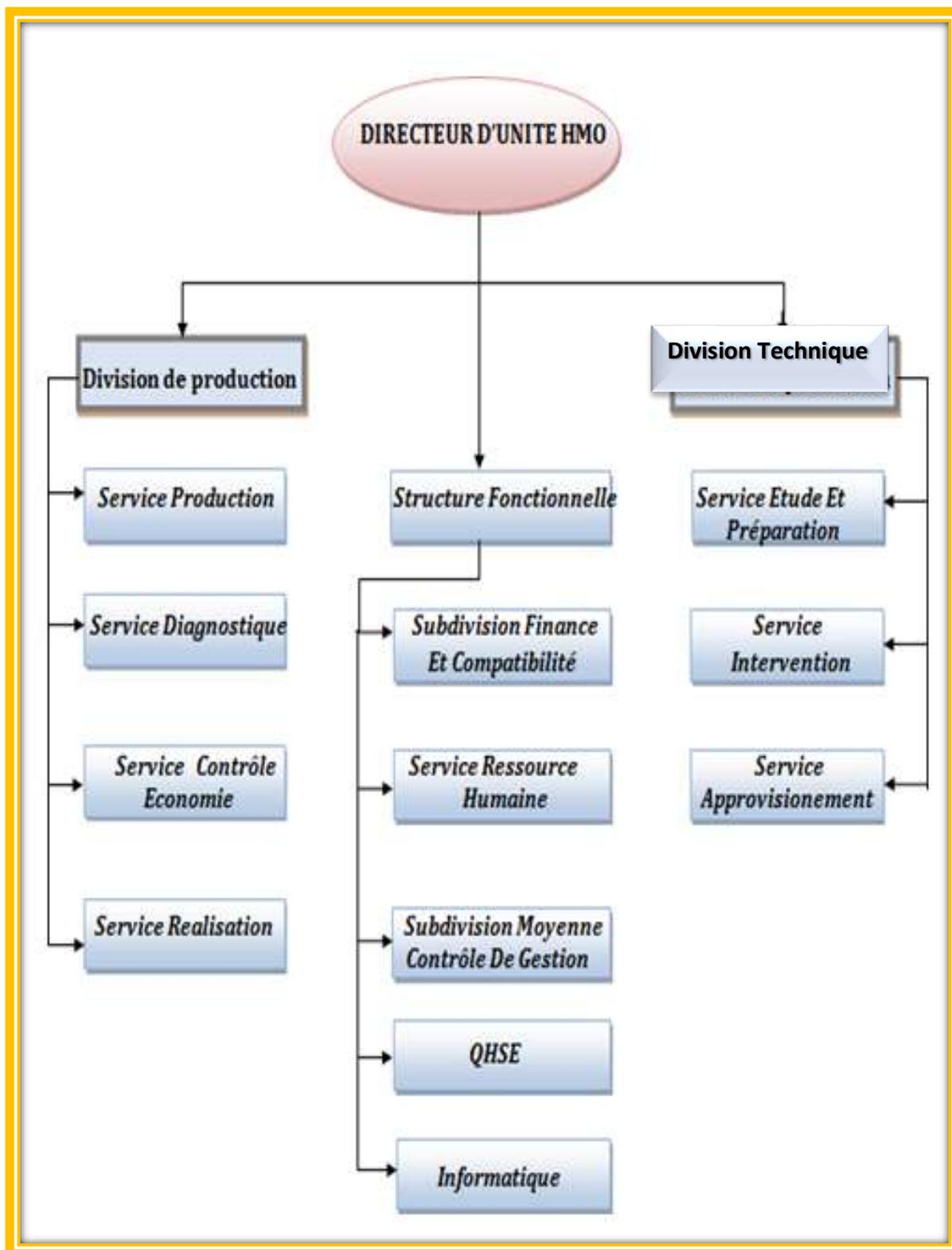


Figure. I.5 : Organigramme de l'unité HMO

A. Structures fonctionnelles :

A.1. Service ressource humaine :

Le rôle de ce service c'est d'assurer l'administration, la gestion individuelle et collective du personnel de l'unité dans le respect des prérogatives dévolues aux chefs d'unité et de la réglementation en vigueur ; en plus les conseils et d'animation vis-à-vis de la ligne hiérarchique et du personnel sur les aspects liés au développement des emplois de la ressource humaine, ce service s'occupe aussi de :

- La préparation et l'exploitation de la paie ;
- Assurer la relation avec les organismes externes (CNAS, CNR,.....) ;
- Réaliser le plan de recrutement interne et externe.

A.2. Subdivision finance et comptabilité :

- Assurer la comptabilisation des opérations de l'unité et prendre en charge le traitement des factures internes et externes ;
- Assurer la comptabilisation des actes de gestion ;
- Produire et analyser les états de rapprochements de l'ensemble des comptes de bilan relevant de sa compétence ;
- Traiter et contrôler les propositions de paiement des structures finances, décentralisées relevant de sa gestion.

A.3. Subdivision affaire générale :

Ce service s'occupe d'élaboration du budget, tableaux de bord et bilan de la structure, les tâches principales sont :

- Elaboration des cahiers des charges (restauration, entretien et différentes prestations) ;
- Evaluation des dossiers des offres techniques et commerciales ;
- Suivi des prestations et service.

A.4. Informatique :

Les tâches de ce dernier sont :

- Gestion et entretien du réseau informatique ;
- Réparation de matériel informatique ;
- Réception matérielle informatique.

A.5. QHSE :

Chargé d'animer les actions de la prévention et de veiller à l'application des consignes et règles de sécurité permettent d'améliorer la sécurité du personnel et de prévenir les accidents et suivre la gestion, le contrôle qualité et la vérification du matériel de protection.

B. Division de Production :

La division de production TG est dirigée par un chef division, est composée par les services suivants :

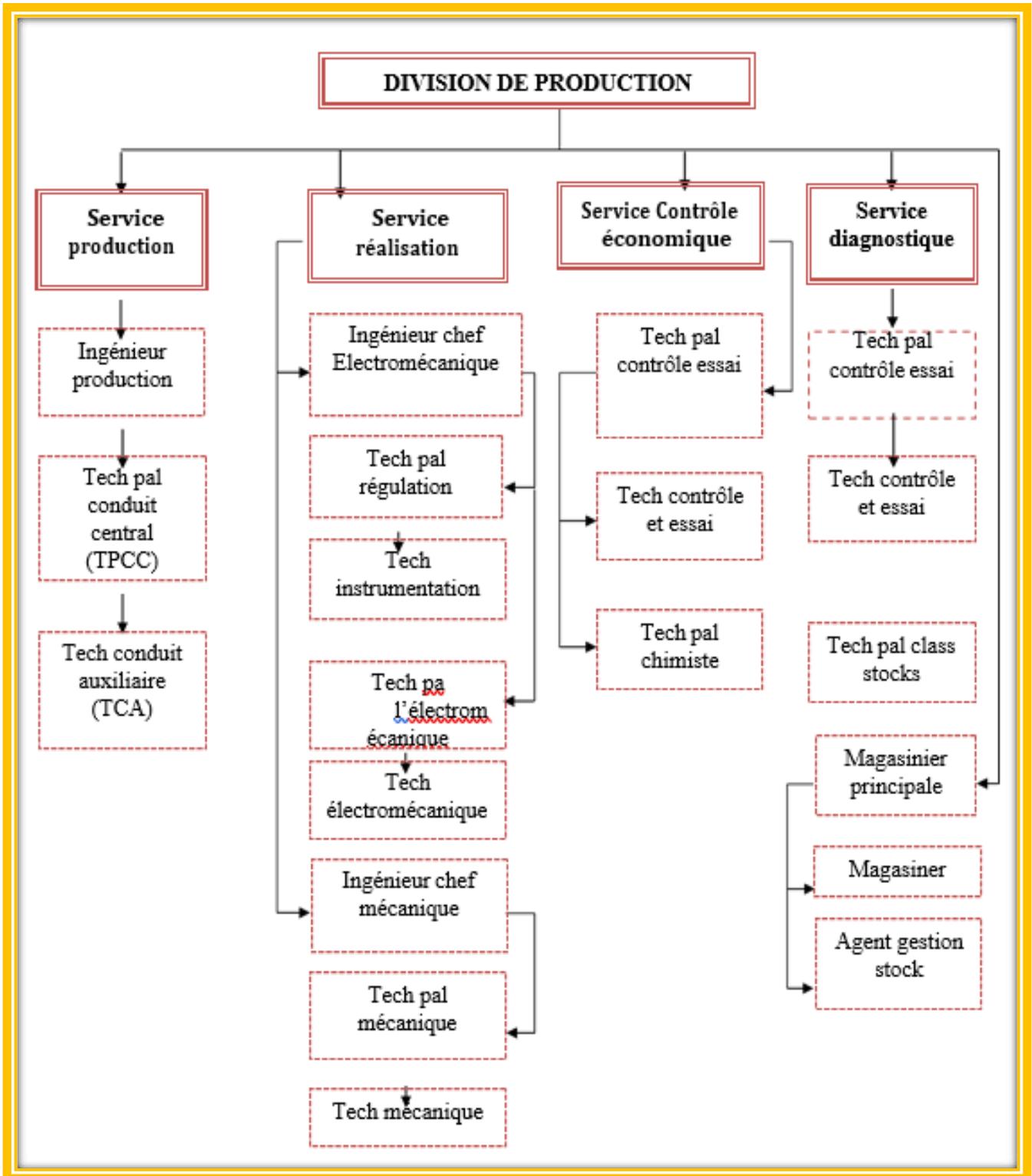


Figure. I.6 : Organigramme de la Division Production

B.1. Service de production :

Les tâches de la structure :

- Superviser les opérations de démarrage et d'arrêt des installations ;
- Organiser le service de quart ;
- Veiller à la réalisation du programme des essais ;
- Contrôler et analyser l'ensemble des paramètres de fonctionnement.

B.2. Ingénieur de production :

- Charger de contrôler et d'assurer le fonctionnement optimal des installations de production.

➤ **Technicien Principale de Conduit Centrale (TPCC) :**

- Charger de la conduite et de la surveillance de l'ensemble des matériels de production de la centrale ; surveiller le fonctionnement des installations et maintenir la production demandée sur la base des paramètres affichés

➤ **Technicien conduit auxiliaire (TCA) :**

- Assister le TPCC et l'ingénieur de production dans la conduite des équipements ; effectuer des tournées de surveillance et de contrôle ainsi que des opérations de conduite à partir des consignes d'exploitation

B.3. Service réalisation :

Le service réalisation comprend :

B.4. Ingénieur chef maintenance mécanique :

- Superviser tous les travaux de la mécanique ou de la chaudronnerie ;
- Traiter les travaux et répartir les charges de travail relatives à la programmation des actions correctives ;
- Elaborer les rapports d'activité, des visites et d'intervention.

B.5. Ingénieur chef maintenance électrique :

- Préparer le programme d'entretien systématique ;
- Gérer les moyens matériels mis à sa disposition (outillage instruments des mesures de contrôle) ;
- Assurer la gestion et la formation du personnel relevant de sa responsabilité.

B.6. Service contrôle économique :

- Charger de suivi des paramètres et de l'amélioration des performances des équipements ;
Les tâches de la structure :
- Elaborer les gammes et les méthodes d'essais ;
- Gérer les équipements de mesure de rendement ;
- Analyser les paramètres économiques et préconiser des correctifs ;
- Proposer des consignes exploitation de fonctionnement ;
- Diriger les opérations des essais de rendement et en interpréter les résultats ;
- Gérer le personnel relevant directement de sa responsabilité ;
- Elaborer les rapports d'activité.

B.7. Service diagnostique machine :

▪ Chargé de suivre et d'établir le diagnostic du comportement vibratoire, acoustique et thermique des machines tournantes de même elle est chargée de suivre les mesures et essais électrique des moteurs

Les tâches de la structure :

- Elaboration le programme de contrôle et de mesure ;
- Définir la méthodologie de contrôle, mesures et essais et interpréter les résultats ;
- Elaborer les rapports d'activité ;
- Déclencher les opérations d'entretien dans le cadre de la maintenance ce conditionnelle.

B.8. Technicien principale hors de classe gestion des stocks :

Charge de superviser les activités des :

- Magasinier principal ;
- Magasinier ;
- Agent de gestion des stocks ;

C. Division Technique :

L'organigramme suivant présente les différentes structures de la Division Technique.

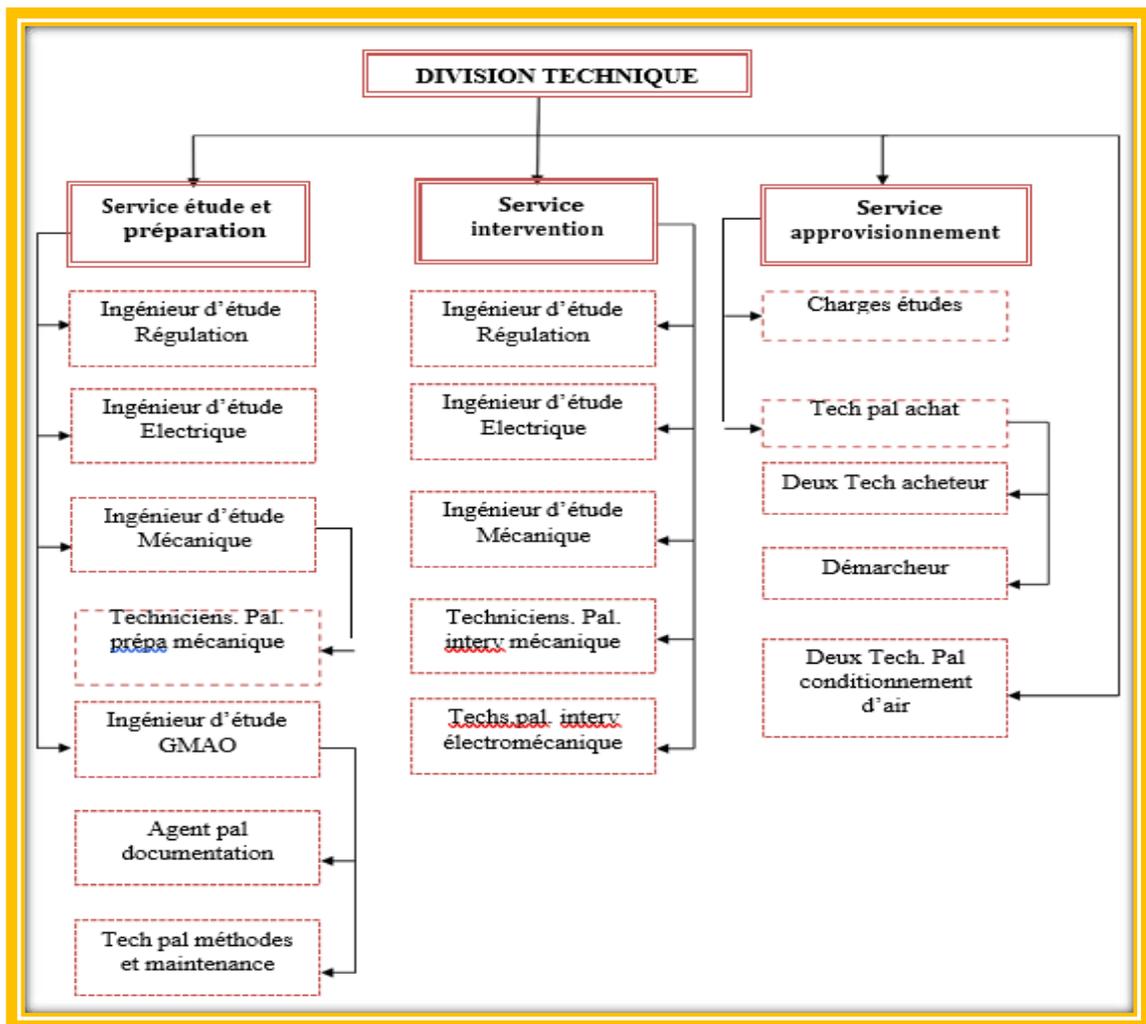


Figure. I.7: Organigramme de la Division Technique

C.1. Service étude et préparation :

Les tâches de la structure :

- Mener les études de modification et de rénovation liées à la partie mécanique et électrique des équipements ;
- Mettre à jour les schèmes des organes mécaniques ou électriques ;
- Gérer pour chaque pièce mécanique : les dossiers matériels, les gammes types de visite et l'historique des interventions ;
- Établir les cahiers de charges techniques ;
- Analyser et expertiser les incidents ;
- Établir et traiter les demandes de matériel ;
- Superviser la réalisation des études de modification et rénovations ;
- Veiller à la disponibilité de l'ouvrage ;
- Établir et traiter les demandes d'intervention et autorisation de travail par l'ingénieur GMAO (Gestion de Maintenance Assistée par Ordinateur).

C.2. Service intervention :

Les tâches de la structure :

- Superviser les travaux d'intervention (Maintenance Systématiques).

C.3. Service approvisionnement :

Le service approvisionnement assure les activités d'approvisionnements de l'unité, la gestion des stocks des matériels et de la gestion de crédits. Elle est chargée d'assurer les activités suivantes :

- La gestion des achats ;
- La gestion des crédits ;
- Le magasinage.

La liaison avec le niveau central Pole et SPE pour les achats à l'étranger.

Chapitre II : Technologie et Exploitation de la Turbine à Gaz MS9001e

L'objectif de ce chapitre est de présenter une étude descriptive des différentes sections et systèmes de l'installation de la turbine à gaz "MS 9001e". Les turbines à gaz au niveau du HMO sont de modèle MS9001e, elles sont utilisées pour la production d'électricité.

I. Historique de la turbine à gaz :

La turbine à gaz industrielle est une technologie récente. Les turbines à vapeur et les diesels ont été employées depuis plus d'un siècle. L'utilisation des turbines à gaz dans le monde industriel et dans le but de produire de l'énergie ne date que d'une quarantaine d'années. Les premières turbines à gaz expérimentales ont été fabriquées au début du siècle, mais leur essor n'est apparu que pendant la seconde guerre pour la propulsion aéronautique. Le faible rendement de ces machines et leurs faibles capacités de puissance, malgré un rapport poids/puissance remarquable, n'ont pu les rendre intéressantes dans un contexte industriel avant les années 70.

Dans les années 70, l'amélioration des rendements et des puissances liés aux avantages de démarrage rapide et de faible maintenance en ont fait un des moyens idéaux de production d'énergie en périodes de pointe et d'urgence.

De nos jours, des turbines à gaz de plus en plus performantes et puissantes sont utilisées dans des cycles de cogénération ou des cycles combinés à haut rendement et répondant aux critères actuels de non pollution.

• Quelques dates historique de la turbine :

1847 : Claude Bourdin invente le mot turbine.

1903 : Première turbine à explosion expérimentale. (Construite par Armengaud).

1936 : Première turbine à gaz aéronautique (Grande Bretagne).

1939 : Turbine à gaz industrielle en cycle fermé par Escher Wyss.2 MW (Suisse).

1944 : Turbine à gaz pour la propulsion marine (Elliot).

1960 : Développement de la turbine à gaz Frame 5 par GE. (Modèle développé à l'origine pour la traction ferroviaire).

1975 : Modèle 9001 B qui développe une puissance supérieure à 80 MW.

1992 : une turbine à gaz développe la puissance record de 216 MW. (Modèle 9001 F de GE).

1.1. APPLICATIONS :

Les turbines à gaz sont plus généralement connues pour leur utilisation dans le domaine de l'aéronautique, mais elles ont également été utilisées pour la propulsion ferroviaire et marine. Elles sont actuellement et de façon croissante utilisées dans des applications industrielles et statiques.

Ce dernier domaine est en pleine évolution, alors que le domaine aéronautique se consolide.

Les principales applications industrielles sont :

- Production d'électricité ;
- Applications mécaniques de pompage ;
- Utilisation des gaz chauds en cycles combinés.

I.2. EVOLUTIONS ET DEVELOPPEMENTS :

Le rendement et la puissance d'une turbine à gaz peuvent être améliorés par l'augmentation de la température de flamme : (Température à l'entrée de la 1^{ère} directrice). Un des principaux facteurs d'évolution est donc la tenue à de plus fortes températures, sans réduction de la durée de vie des pièces (cela représente des contraintes plus grandes tant en corrosion, érosion, qu'en fatigue thermique).

Dans ce sens, GE utilise des matériaux encore plus performants, mais également tend à améliorer le refroidissement des parties chaudes de la machine. Ainsi, au cours des vingt dernières années, la température de flamme a été augmentée depuis 800°C jusqu'à 1288°C.

I.3. LIMITES TECHNIQUES, AVANTAGES, DESAVANTAGES :

I.3.1. Les limites de la turbine à gaz :

- ✓ Taux de compression (et donc rendement) limité par le nombre d'étage de compression nécessaires ;
- ✓ Baisse importante de rendement des compresseurs centrifuges à un régime plus faible que le régime nominal ;
- ✓ Température de combustion (et donc rendement) limitée par la résistance mécanique de la turbine ;
- ✓ Chute importante du rendement à charge partielle en particulier pour les machines à simple arbre ;
- ✓ Coût d'usinage des aubages notamment de la turbine ;
- ✓ Inaptitude aux arrêts et démarrages fréquents et peu progressifs ;
- ✓ Coût de maintenance plus élevé que pour un moteur diesel ;
- ✓ Bien qu'à l'étude, les turbines à gaz ne peuvent pas brûler de fioul lourd Contrairement au moteur diesel. Elles utilisent donc des carburants chers.

I.3.2. Les avantages de la turbine à gaz :

- ✓ Aucun refroidissement externe ;
- ✓ Possibilité d'une variété de combustibles ;
- ✓ Démarrage rapide ;
- ✓ Faible encombrement et puissance élevée par rapports au poids ;
- ✓ Faible taux de vibration ;
- ✓ Echappement peu pollué ;
- ✓ Haute fiabilité nécessitant peu d'entretien ;
- ✓ Mise de fonds peu élevée.

I.3.3. Les désavantages de la turbine à gaz :

- ✓ Faible rendement thermique individuel ;
- ✓ Débit élevé de gaz d'échappement chauds ;
- ✓ Nécessité d'un démarrage auxiliaire ;
- ✓ Niveau de bruit élevé.

1.4. DEFINITION DE LA TURBINE A GAZ :

Les turbines à gaz font partie des TURBOMACHINES définies par râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...)

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turbovéhicules sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaire) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voilures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères. Parmi les utilisations non aéronautiques, très diversifiées on peut citer :

- Les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz qui sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée ;
- Les machines utilisées dans les stations de pompage et de recompressions des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates- Formes pétrolières off-shore qui bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché ;
- La traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbotrains ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celle des moteurs diesel ;
- Les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60% ;
- Les groupes auxiliaires de puissance ou GAP constituent en fin une classe de machines bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les aéronefs que sur les turbotrains ; d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions). L'ensemble de la turbine à gaz est constitué par trois composantes essentielles :
 - Le compresseur à écoulement axial ;
 - La chambre de combustion ;
 - La Turbine.

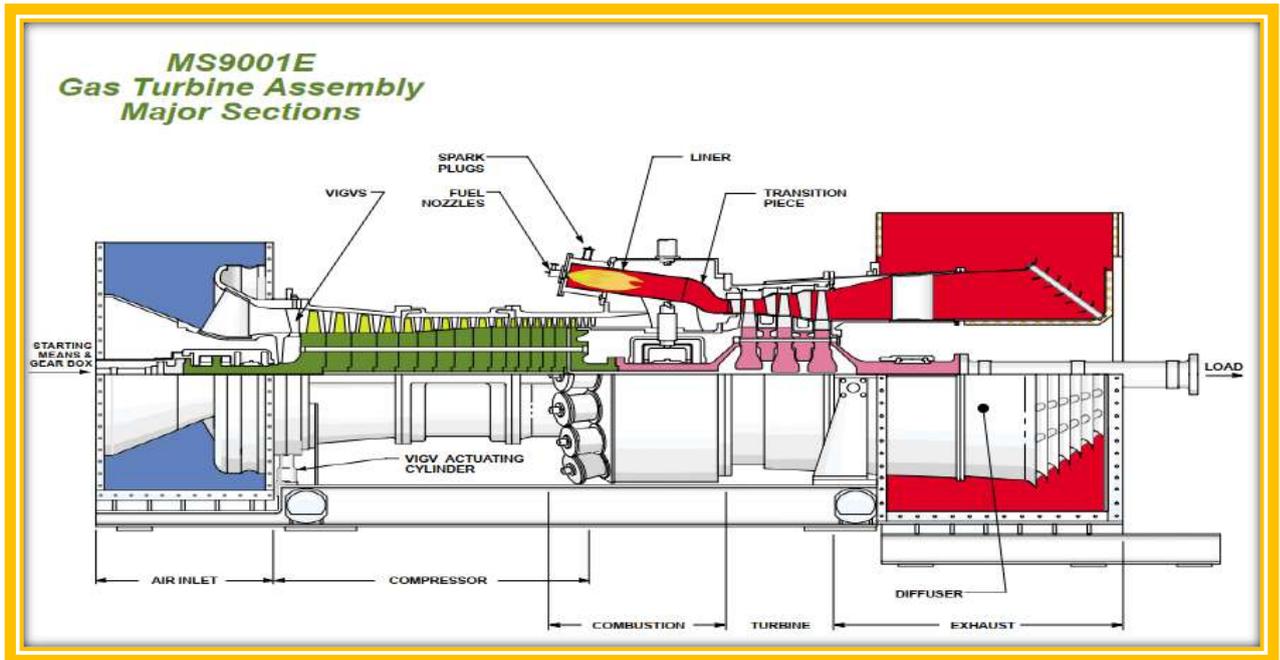


Figure. II.1. Vue de la Turbine A Gaz MS 9001e

II. TECHNOLOGIE ET EXPLOITATION DE LA TURBINE A GAZ TYPE MS 9001e :

II.1. PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ TYPE MS 9001e DE GE:

La turbine à gaz est de 50 Hz MS9001e de GE cheval de bataille. Avec plus de 350 unités, il a accumulé plus de huit millions d'heures de service et services industriels, dont beaucoup dans des climats difficiles allant de la chaleur du désert et de l'humidité tropicale de froid arctique. Initialement introduite en 1978 à 105 MW, le 9E a intégré de nombreux composants améliorations. Le dernier modèle bénéficie d'une sortie de 126 MW et est capable de réaliser plus de 52% d'efficacité en cycle combiné. Que ce soit pour cycle simple ou cycle combiné demande, de la charge de base ou de droits pic, 9E les paquets sont globalement conçus avec systèmes intégrés qui comprennent les contrôles, auxiliaires, les conduits et silencieux. Ils sont conçus pour un fonctionnement fiable et un entretien minimal un coût d'installation compétitifs bas. Comme les autres unités de la technologie E-classe de GE, le Low Nox système de combustion est disponible sur 9E, qui peut atteindre les émissions de Nox de moins de 15 ppm lors de la combustion du gaz naturel. Avec ses capacités de manutention des combustibles state-of-the-art, le 9E accueille un large éventail de combustibles, y compris le gaz naturel, léger et le mazout lourd, naphte, du pétrole brut et de l'huile résiduelle. Conçu pour un fonctionnement bicarburant.

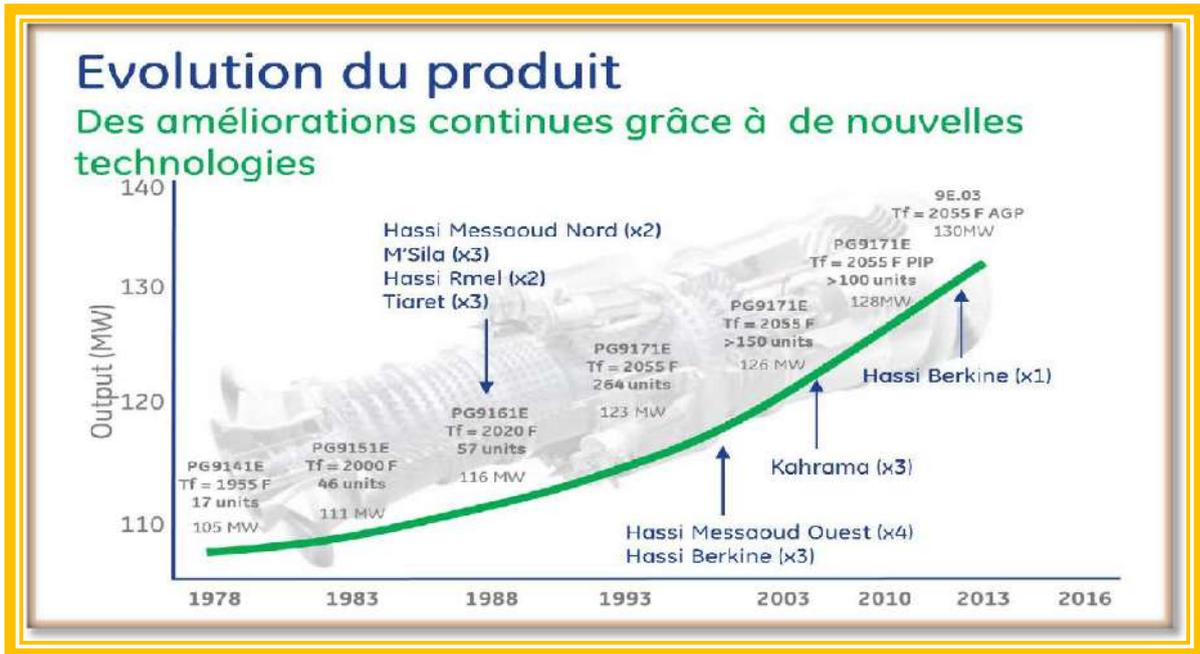


Figure. II.2. Evolution de la turbine à Gaz MS 9001e

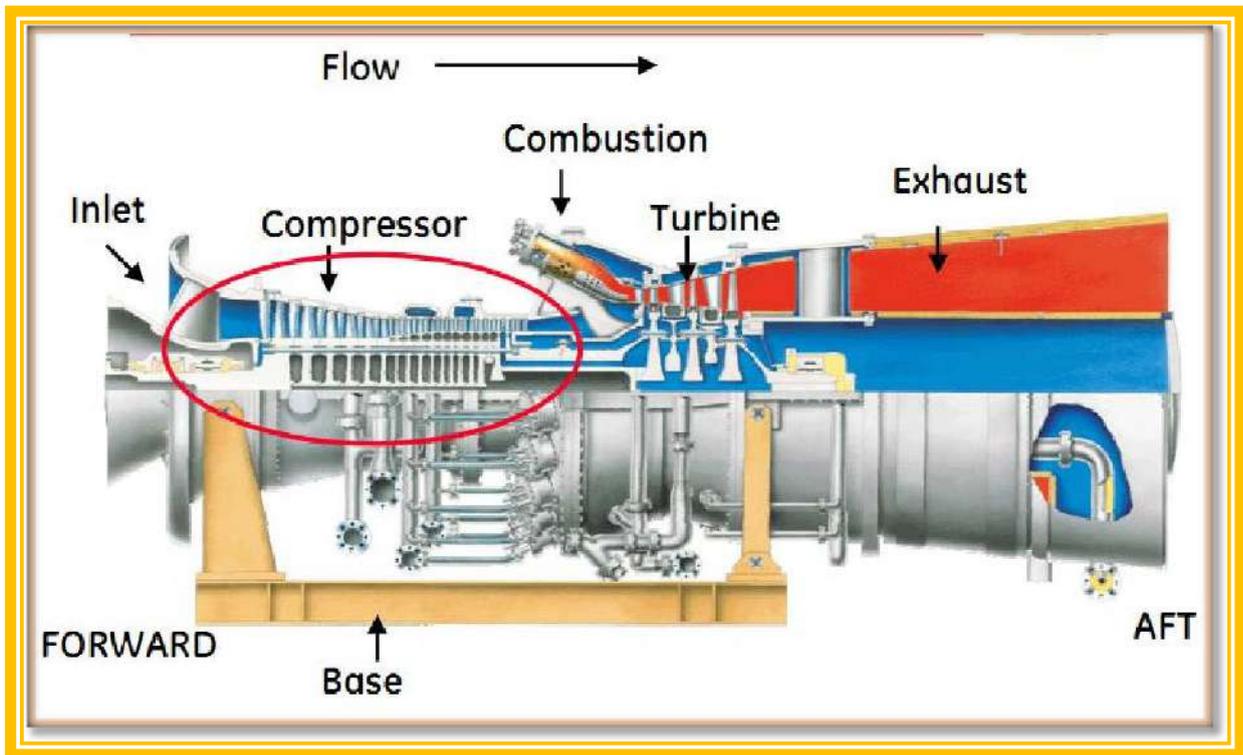


Figure. II.3. Turbine à gaz MS 9001e

II.1.1. Caractéristiques générale de la turbine MS 9001e :

Marque	GENERALE ELECTRIQUE
Fabricant	NUOVO PIGNONE
Série du model	MS 9001E
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens inverse des aiguilles d'une montre
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de la turbine	3000 tr/min
Puissance utile	123MW
Commande	MARK VI
Débit carburant	8.6kg/s
Rendement thermique	37 %
L'altitude	Z= 0 m

Tableau II.1 : Caractéristiques générale de la turbine MS9001e

II.1.1.1 Section Compresseur :

Nombre des étages du compresseur axial	17
Type du compresseur	Ecoulement axial
Type d'aubes directrices d'entrée	Variable
Pression à l'admission	1,013 bar
Pertes de charge d'entrer	$\Delta p_a = 60 \text{ mmH}_2\text{O}$
Taux de compression	12.8
Rendement de compression	0,88

Tableau II.2 : Caractéristiques de la Section Compresseur Axial

II.1.1.2 Section Turbine :

Nombre des étages de la turbine	03
Rendement de la turbine	0,92

Tableau II.3 : Caractéristiques de la Section de la Turbine

II.1.1.3 Section Combustion :

Type	14 multiples foyers, types à flux inverses
Combustible	Gaz naturel
Bougies d'allumage	02, types à électrodes à ressort, auto rétractant
Détecteur de flamme	02, type ultraviolet
Rendement de la chambre de combustion	0,97

Tableau II.4 : Caractéristiques de la section de combustion

II.2. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 9001e :

Dès que le système de démarrage de la turbine est activé, l'air ambiant est aspiré, filtré puis comprimé dans les 17 étages du compresseur axial. Pour empêcher le pompage du compresseur au démarrage, des vannes d'extraction d'air du 11^{ème} étage (vannes anti pompage) sont ouvertes et des aubes orientables (IGV) situées à l'entrée du compresseur sont en position "fermée".

A la fin de la séquence de démarrage, vers 95% de vitesse, les vannes d'extraction d'air du 11^{ème} étage se ferment et les aubes mobiles (IGV) à l'entrée du compresseur se positionnent à la valeur de fonctionnement en marche à vide. L'air comprimé en provenance du compresseur pénètre dans l'espace annulaire à la périphérie des 14 chambres de combustion, d'où il s'introduit entre les enveloppes intermédiaires et les tubes de flamme. Les injecteurs introduisent le combustible dans chacune des 14 chambres de combustion où il se mélange à l'air.

L'allumage s'effectue grâce à deux bougies rétractables (mais une seule est suffisante pour effectuer l'opération). Au moment où l'allumage se produit au niveau d'une des deux bougies équipant ces chambres, la combustion se propage dans les autres chambres à travers des tubes d'interconnexion qui les relient entre elles au niveau de la zone de combustion. Les gaz chauds issus des chambres de combustion se propagent à travers les pièces de transition emboîtées à l'extrémité arrière de chaque tube de flamme pour traverser ensuite les trois étages turbine où ils se détendent. Chaque étage se compose d'un ensemble d'aubes fixes suivies d'une rangée d'aubes mobiles. Dans chaque rangée d'aubes fixes, l'énergie cinétique du jet de gaz augmente, en même temps que la pression chute. Dans la rangée adjacente d'aubes mobiles, une partie de l'énergie cinétique du jet est convertie en travail utile transmis au rotor de la turbine sous la forme d'un couple mécanique. Après leur passage dans les aubes du troisième étage, les gaz d'échappement traversent le diffuseur, qui comporte une série de déflecteurs ou aubes de guidage transformant la direction axiale des gaz en direction radiale et diminuant ainsi les pertes à l'échappement. Puis les gaz sont envoyés dans le cadre d'échappement. La rotation résultante de l'arbre entraîne le rotor de l'alternateur et certains auxiliaires.

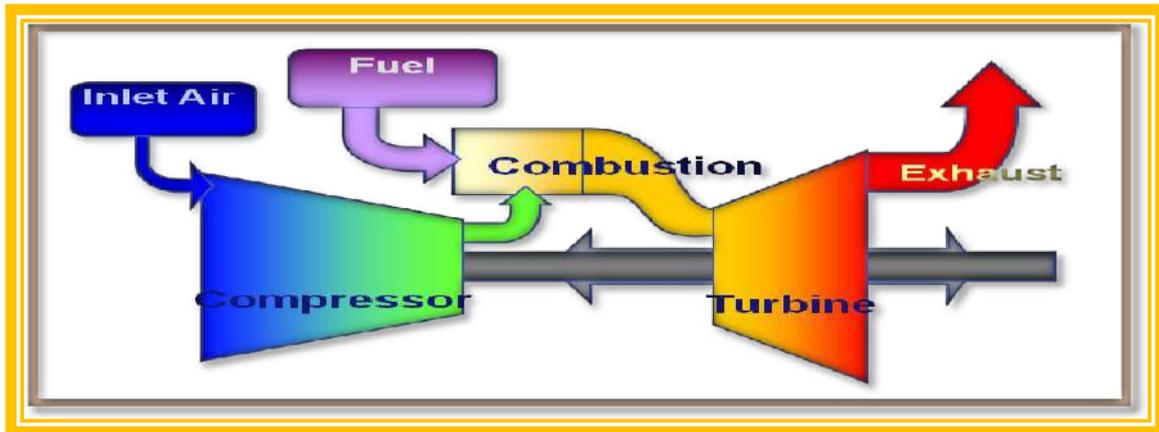


Figure. II.4. Schéma de passage des gaz dans la turbine (cycle simple)

II.2.1. Groupe thermique turbine à gaz :

Le groupe thermique tel qu'il est conçu pour la plupart des installations, se compose d'une turbine à gaz prévu pour un fonctionnement continu et destiné à entraîner un alternateur. La combustion d'un mélange air-combustible sert à produire la puissance nécessaire à entraîner l'arbre du compresseur, certains auxiliaires et principalement l'alternateur. Le compresseur et la turbine sont reliés par un arbre unique, supporté par trois paliers. Au démarrage, le moteur de lancement transmet son couple à la ligne d'arbre turbine à travers un convertisseur de couple et le réducteur des auxiliaires qui, comme son nom l'indique, entraîne un certain nombre d'auxiliaires (pompes, par exemple).

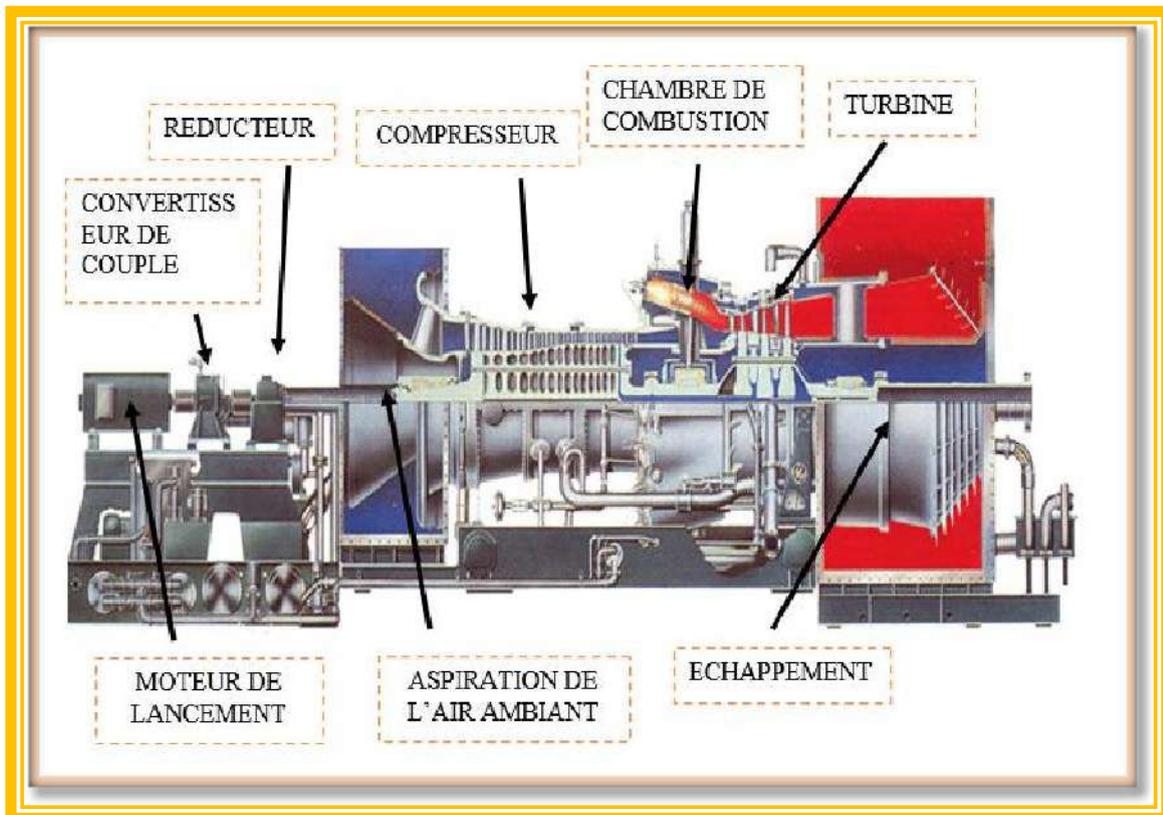


Figure. II.5. Schéma de la turbine à gaz MS9001e avec Auxiliaires

II.2.2. Description des différents composants de la turbine à gaz

Pour une construction plus simple, un groupe turbine à gaz type 9001e Général Electric comprend les éléments suivants

- ❖ Le compresseur ;
- ❖ La chambre de combustion ;
- ❖ La turbine ;
- ❖ L'échappement.

Schématiquement, on peut classer les fonctions remplies par une turbine à combustion MS9001e GE dans l'ordre suivant :

- ❖ Aspiration de l'air ambiant ;
- ❖ Compression ;
- ❖ Combustion du mélange air-combustible ;
- ❖ Détente des gaz brûlés ;
- ❖ Echappement.

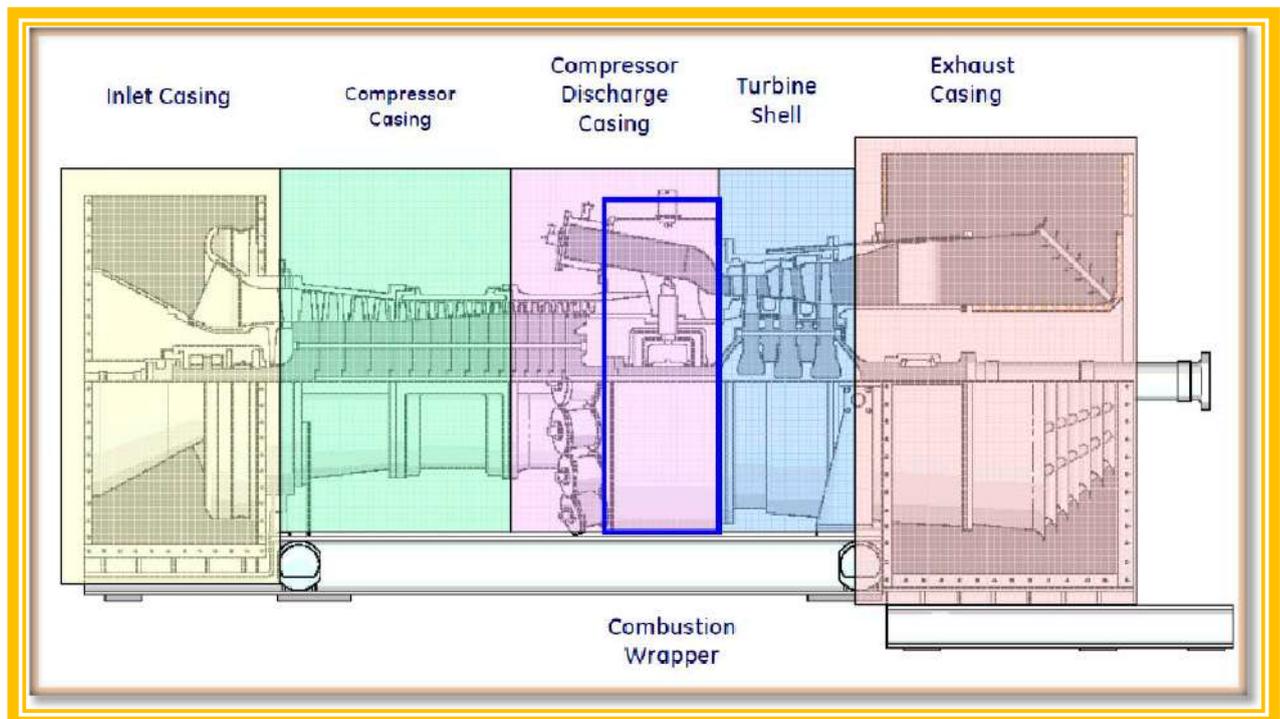


Figure. II.6. Les différents composants de la turbine à gaz Type MS9001e

II.2.2.1. Socle et supports turbine :

II.2.2.1.1 Socle turbine :

La turbine à gaz et ses auxiliaires sont montés sur un socle en acier mécano-soudé comportant des plats et des profilés. Le socle est notamment constitué de 2 poutres latérales (profilés symétriques) et de 3 éléments transversaux formant une assise sur laquelle viennent se fixer le support avant de la turbine d'une part et le bloc-guide arrière d'autre part.

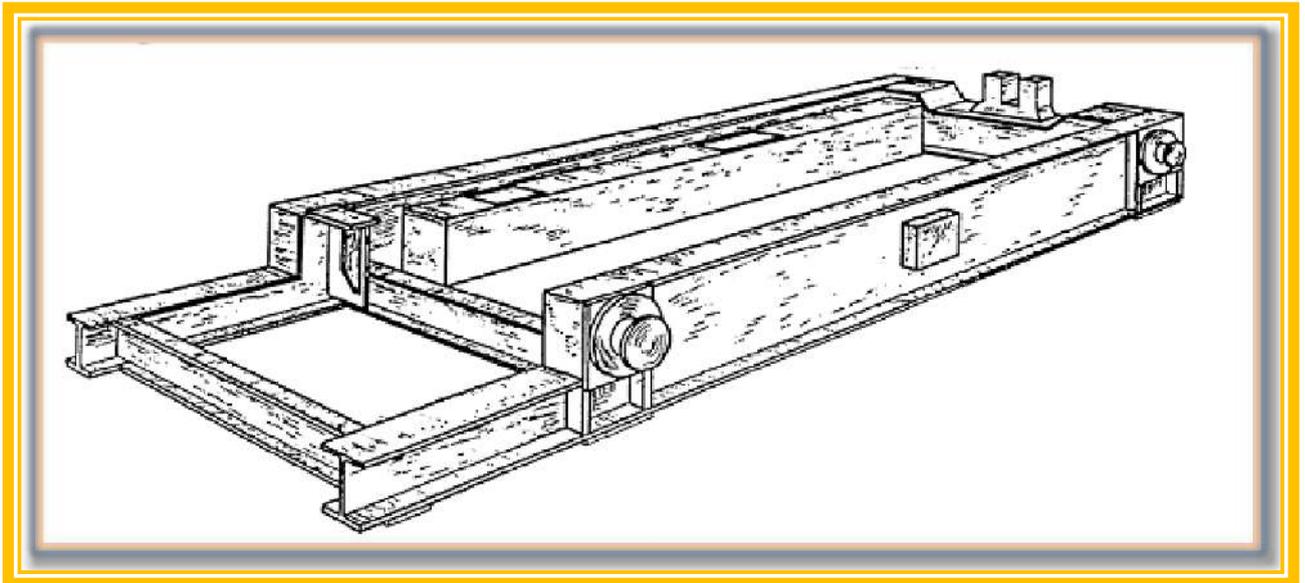


Figure. II.7. Schéma d'un socle turbine

II.2.2.1.2. Support turbine :

La turbine est montée sur son socle au moyen de trois (3) supports verticaux. Le support avant est situé au niveau du corps du compresseur, et les deux (2) "pattes arrière" se situent de part et d'autre du cadre d'échappement. Le support avant se compose d'une plaque flexible qui repose sur deux semelles usinées solidaires du montant transversal avant du socle. Cette plaque est boulonnée et goupillée au niveau de la bride du demi-corps avant inférieur du compresseur. Les supports arrière sont des pattes situées de part et d'autre du cadre d'échappement.

II.2.2.2. Section compresseur :

Caractéristiques du Compresseur Axial :

Constructeur :	GE General Electric Company
Modèle	PG 9171E
Nombre d'étages	Dix- Sept (17) étages
Type du compresseur	Compresseur axial
Corps compresseur	A joint horizontal
Type d'aubes à l'entrée	Modulées
Vitesse	3000tr/mn
Pression maximale	31.5 bar
Température maximale	149°C

Tableau II.5 : Caractéristiques du Compresseur Axial

La section compresseur à débit axial se compose d'un rotor et d'une série de corps. Les corps renferment les aubes orientables, les 17 étages du rotor et l'aubage du stator, ainsi que les deux rangées d'aubes fixes de guidage (appelées E.G.V.). Dans le compresseur, l'air est mis en rotation par une rangée circulaire d'aubes mobiles (rotor) et subit une augmentation de vitesse. En franchissant ensuite une rangée d'aubes fixes (stator), la vitesse de l'air diminue et sa pression augmente. Les aubes du rotor fournissent l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans chaque étage et les aubes du stator guident l'air suivant une direction bien définie vers l'étage suivant. A la sortie du corps d'échappement du compresseur, l'air est dirigé vers les chambres de combustion. Une partie de l'air du compresseur est utilisée pour le refroidissement de la turbine, l'étanchéité des paliers et la commande du dispositif anti pompage. Afin d'obtenir des performances élevées, les jeux entre rotor et stator sont très réduits et les pièces sont fabriquées et assemblées avec une très grande précision.

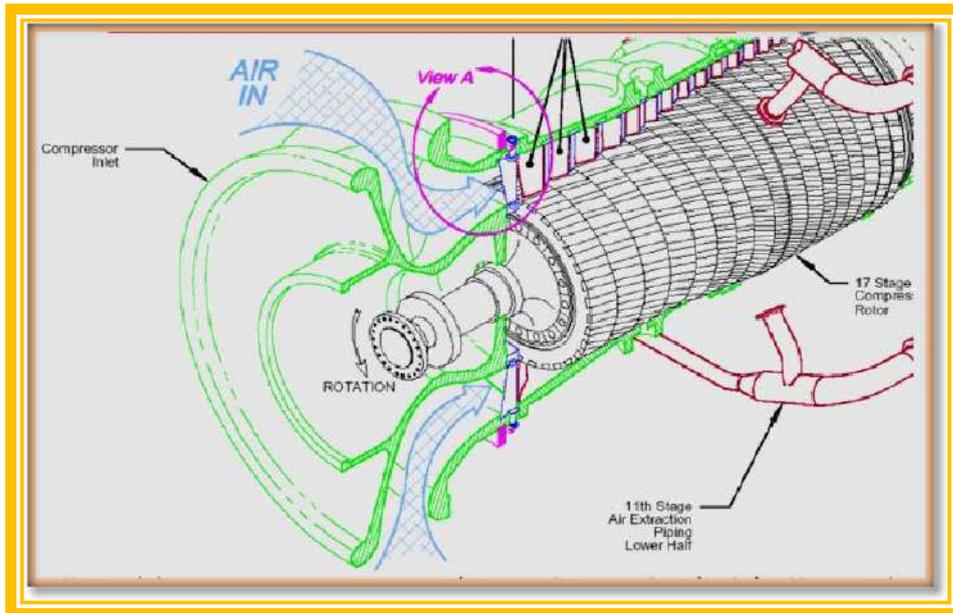


Figure. II.8. Schéma de la section compresseur

II.2.2.2.1. Rotor du compresseur :

Le rotor du compresseur se compose de quinze disques, de deux arbres et de tirant. Chacun des disques est doté d'entailles brochées à leur périphérie. Lesaubes du rotor sont maintenues en position axiale par matage à chaque extrémité des entailles. Disques et arbres sont emboîtés les uns dans les autres puis maintenus par des tirants. L'arbre avant du compresseur comporte une partie usinée lisse qui constitue la fusée du palier n° 1, ainsi qu'un collet de part et d'autre duquel se situent la butée et la contrebutée.

Après montage, le rotor est équilibré dynamiquement avec une très grande précision.



Figure. II.9. Rotor du compresseur de la TG MS 9001e

II.2.2.2. Stator du compresseur :

L'ensemble de la section compresseur se compose de quatre parties principales :

1. Le corps d'admission ;
2. Le corps avant du compresseur ;
3. Le corps arrière du compresseur ;
4. Le corps d'échappement du compresseur .

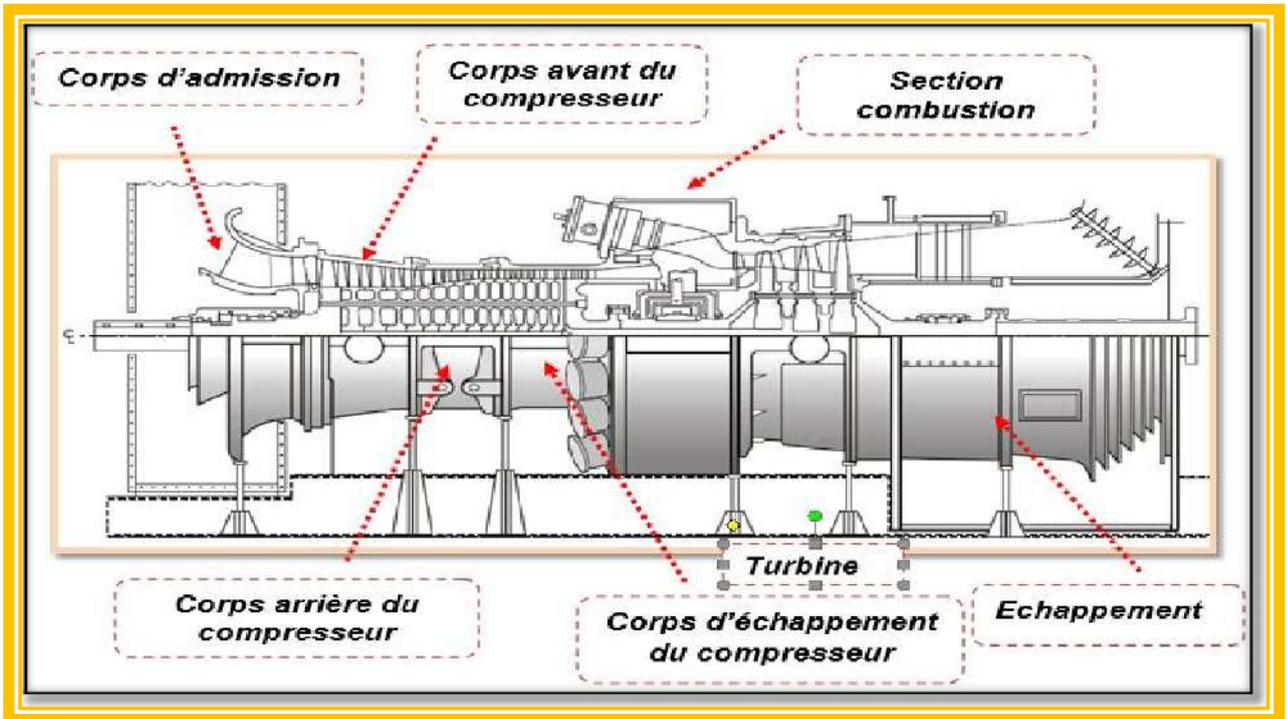


Figure. II.10. Corps Compresseur et turbine de la TG MS 9001e

Ces éléments, avec le corps turbine et le cadre d'échappement constituent la structure principale de la turbine à gaz. Ils supportent le rotor au droit des paliers et constituent l'enveloppe extérieure de la veine des gaz chauds. Pour obtenir un rendement maximum, l'alésage des corps est réalisé avec des tolérances très serrées afin d'obtenir un jeu minimum en bout d'aubes durant le fonctionnement.

Le corps aspiration compresseur comporte les aubes variables IGV pour admettre un débit d'air plus ou moins important dans la machine suivant qu'elle fonctionne en régime normal ou qu'elle est en phase de démarrage. Des soutirages du quatrième et dixième étage du compresseur sont destinés respectivement au refroidissement interne de la turbine et l'amortissement des pulsations d'air.

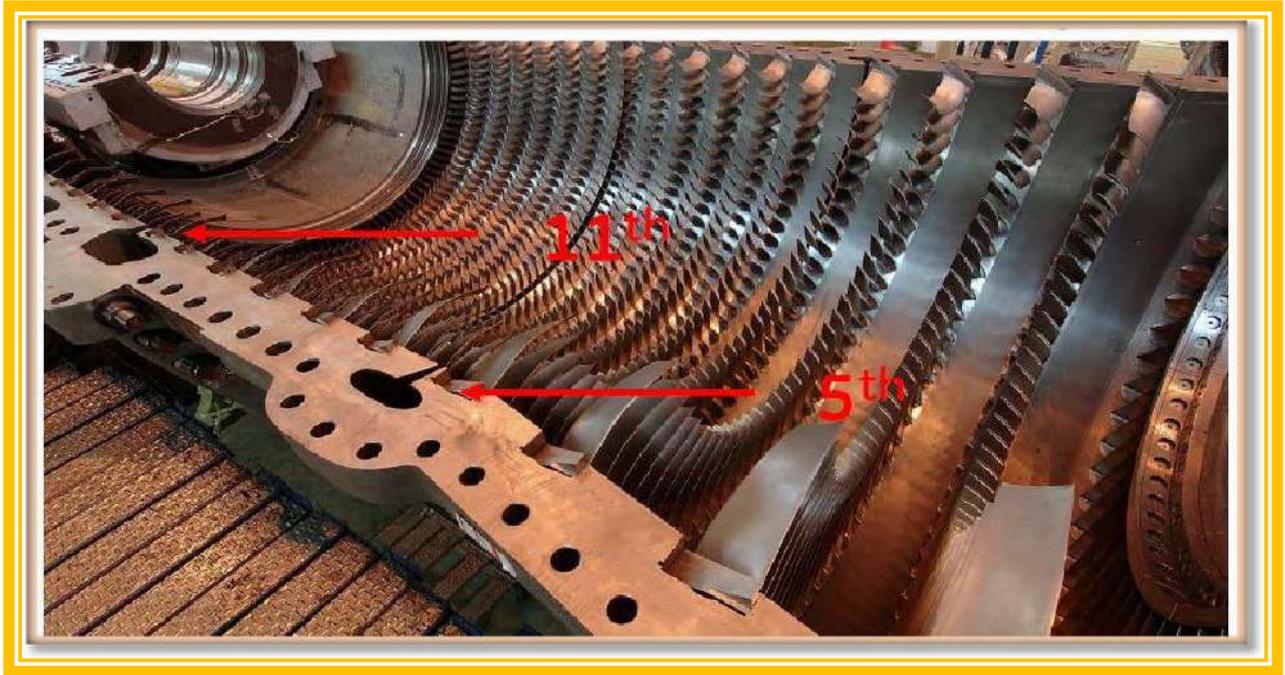


Figure. II.11. Stator du compresseur de la TG MS 9001e

II.2.2.2.3. Corps d'admission :

Le corps d'admission se situe à l'extrémité avant de la turbine. Sa fonction principale est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur afin de garantir :

1- Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.

- Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humide) peuvent se collées sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine ;
- Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut changer le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachement des ailettes du compresseur ;
- La présence des agents corrosifs par exemple : (Chlorure de Sodium près de la mer et dans les régions salées), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.

2- Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue. Le bouchage du filtre limite le débit d'air admis, qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique.



Figure. II.12. Corps d'admission compresseur de la TG MS 9001e

II.2.2.2.4. Aubes orientables à l'entrée du compresseur :

Ces aubes directrices (appelées I.G.V.) sont montées dans la partie arrière du corps d'admission du compresseur. L'orientation des aubes permet de contrôler le débit d'air dans le compresseur. Le mouvement des aubes est commandé par un vérin hydraulique relié à l'anneau de vannage. Une crémaillère fixée sur cet anneau fait tourner des pignons individuels montés à l'extrémité de chaque aube mobile.



Figure. II.13. Aubes orientables I.G.V de la TG MS 9001e

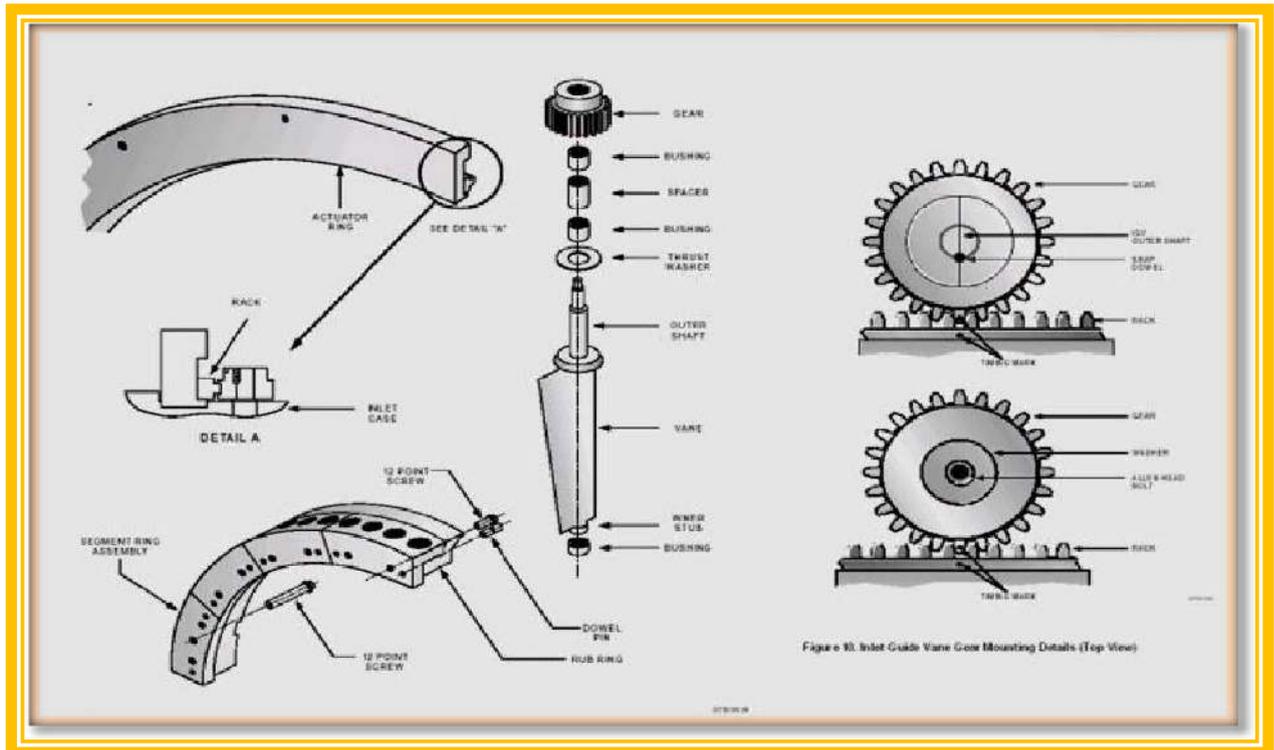


Figure. II.14. Mécanisme de mouvement des Aubes orientables I.G.V

II.2.2.2.5. Corps avant du compresseur :

Il comprend les 4 premiers étages stator du compresseur et transmet la réaction d'appui à la plaque support avant qui est boulonnée sur le socle turbine d'autre part. En outre, il comporte 2 gros tourillons de levage permettant le levage de la turbine lorsque celle-ci est séparée de son socle.

II.2.2.2.6. Corps arrière du compresseur :

Il comprend les étages 5 à 10. Permet de soutirer de l'air du compresseur après les 5^{ème} et 11^{ème} étage. De l'air du 5^{ème} étage est utilisé pour le refroidissement et l'étanchéité aux labyrinthes des paliers et de l'air du 11^{ème} étage est canalisé vers les vannes anti-pompage pour être évacué dans le caisson d'échappement pendant les périodes de marches transitoires (démarrage et ralentissement vers l'arrêt), ce qui permet d'éviter les pulsations du compresseur axial.

II.2.2.2.7. Corps d'échappement compresseur :

Le corps d'échappement du compresseur est la partie arrière de la section compresseur. C'est la pièce la plus longue obtenue de fonderie. Le corps d'échappement du compresseur contient les sept derniers étages de compression et deux rangées d'aubes de guidage fixes, et forme à la fois les parois interne et externe du diffuseur du compresseur. La paroi externe et le cylindre interne du corps échappement forment le diffuseur annulaire. Dans ce diffuseur, une partie de la vitesse de l'air, tout en augmentant la pression, est convertie en pression additionnelle.

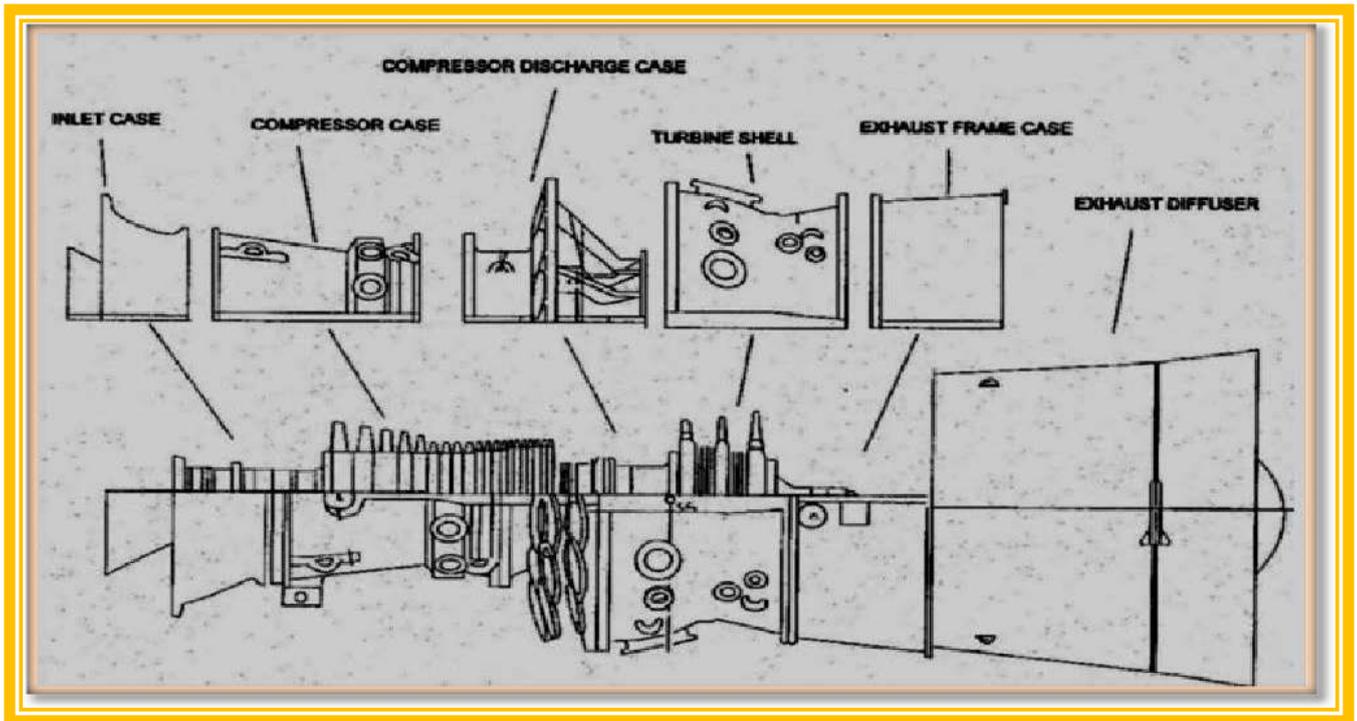


Figure. II.15. Les caisses Compresseur et turbine de la TG MS 9001e

II.2.2.2.8. Aubage :

Les aubes du rotor et du stator du compresseur ont un profil aérodynamique étudié pour permettre une compression efficace de l'air aux grandes vitesses périphériques. Les aubes du stator du compresseur, de profilaérodynamique, sont montées d'une façon identique sur des segments d'anneaux appelés anneaux porte-aubes. Les aubes stator à partir du 9^{ème} étage et les deux couronnes d'aubes de guidage fixes en sortie ont des pieds rectangulaires qui sont insérés directement dans les gorges circonférentielles du stator. Elles sont également maintenues en place par des clavettes de fermeture.



Figure. II.16. Aubage Compresseur (rotor et stator)

II.2.2.3. Section Combustion :

Section Combustion	
Type	À 14 chambres de combustion Interconnectées, à flux inversé
Injecteur	Un par chambre de combustion
Bougies d'allumage	Deux à électrodes rétractables chambre 13,14
Détecteurs de flamme	Quatre, aux ultraviolets chambre 4, 5, 10, 11

Tableau II.6 : Caractéristique de la section combustion

Le système de combustion est du type "à flux inversé" et se compose de 14 chambres de combustion équipées des composants suivants :

Tubes de flamme, enveloppes intermédiaires (flow-sleeve), pièces de transition et tubes d'interconnexion. Bougies, détecteurs de flamme et injecteurs de combustible font également partie du système. Les gaz chauds issus de la combustion dans les chambres servent à entraîner la turbine. Dans un système à flux inversé, l'air en sortie du compresseur passe autour des pièces de transition pour pénétrer ensuite dans l'espace annulaire entourant chacun des 14 tubes de Flamme.

L'air comprimé qui entoure le tube de flamme, passe radialement à travers la cloison de celui-ci par des séries de petits trous, et vient heurter des bagues soudées sur la cloison interne du tube de flamme. Ces bagues ou anneaux sont utilisés pour diriger l'air le long de la paroi interne du tube de flamme et former ainsi un film qui protège la cloison interne du tube des gaz de combustion brûlants. Le combustible est introduit dans chaque chambre de combustion par un injecteur. Les chambres sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre en partant du point haut de la turbine et en regardant vers l'échappement. La chambre supérieure porte le numéro 14. Les 14 chambres de combustion sont reliées entre elles par des tubes d'interconnexion dont le but est de propager la flamme aux autres chambres non encore allumées, à partir de l'une des deux chambres équipées de bougie. Les emplacements des bougies et des détecteurs de flamme sont représentés sur la figure suivante.

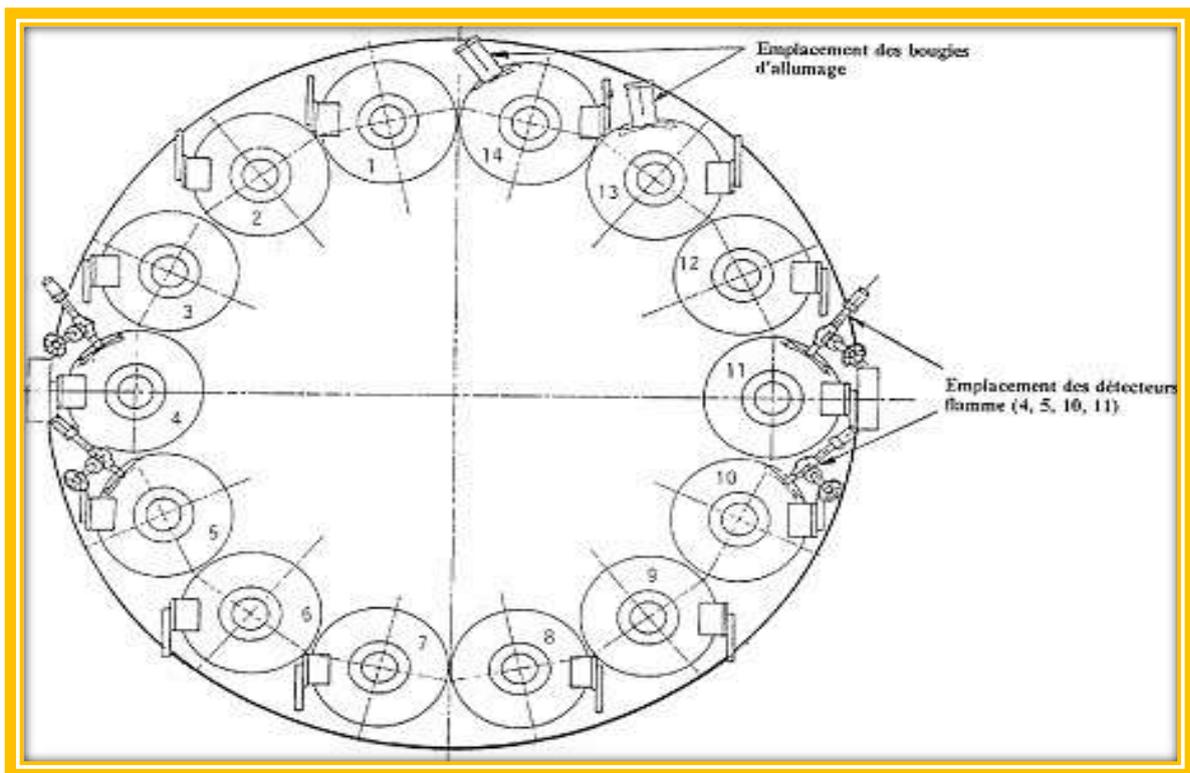


Figure. II.17. Schéma des 14 chambres de combustion

II.2.2.3.1. Carter des chambres de combustion :

Il constitue une enveloppe dirigeant l'air sortie compresseur vers chacune des 14 chambres de combustion inclinées. Il est fixé au corps d'échappement compresseur et au corps turbine.



Figure. II.18. Carter des chambres de combustion

II.2.2.3.2. Description Chambre de Combustion:

L'air, sortant du compresseur axial, est dirigé vers les 14 chambres de combustion. L'air circule d'avant en arrière à l'extérieur du tube de flamme vers le chapeau du tube de flamme. Il pénètre dans la zone de réaction de la chambre de combustion à travers un tabulateur et à travers des séries de trous calibrés, percés dans le chapeau et dans le tube lui-même. Les gaz chauds se propagent ensuite vers une zone de tranquillisation et une zone de dilution où s'effectue un apport d'air supplémentaire. Ces trous de dilution permettent le passage du volume d'air correct destiné au refroidissement afin de limiter la température des gaz chauds à l'entrée de la 1^{ère} directrice. Tout au long du tube de flamme et à l'intérieur du chapeau, des trous de refroidissement assurent la formation d'un film d'air relativement plus froid le long des parois du chapeau du tube de flamme. Les 14 tubes de flamme sont identiques.

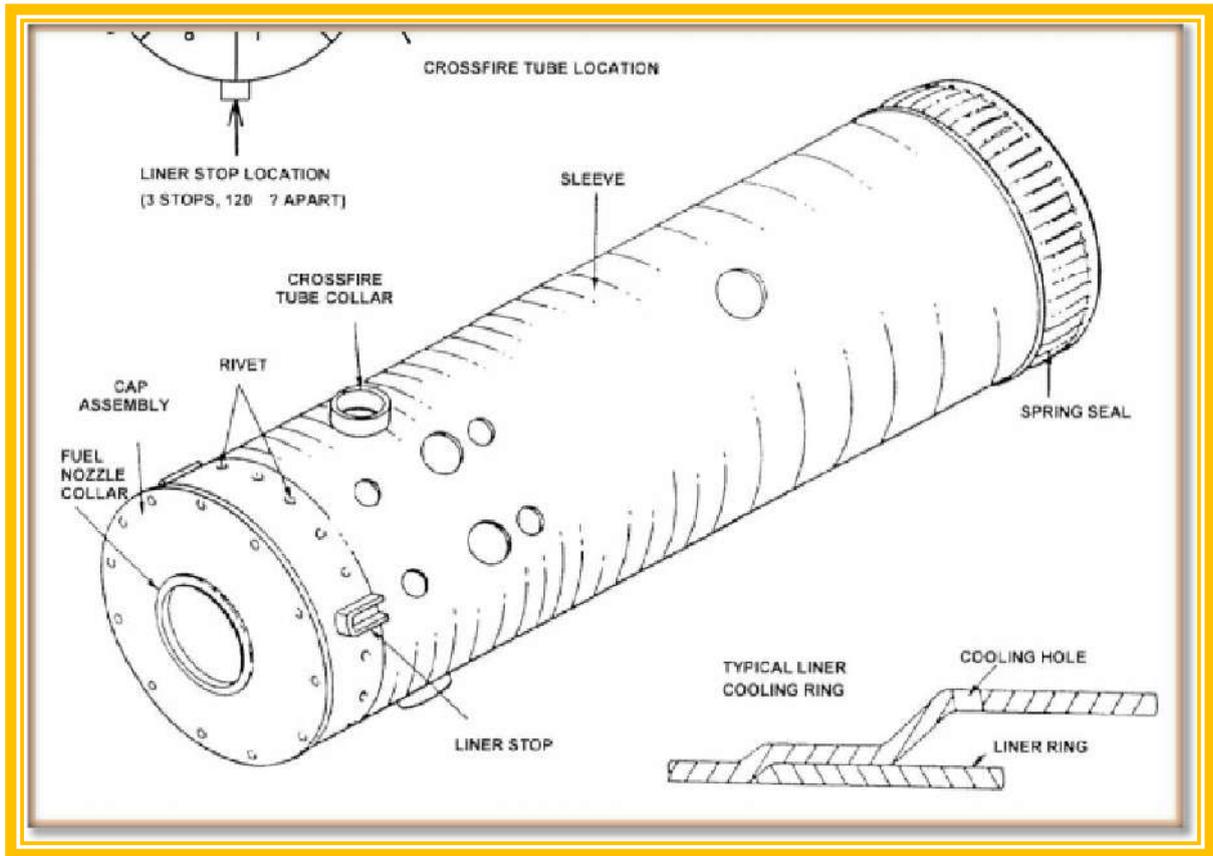


Figure. II.19. Tube de flamme

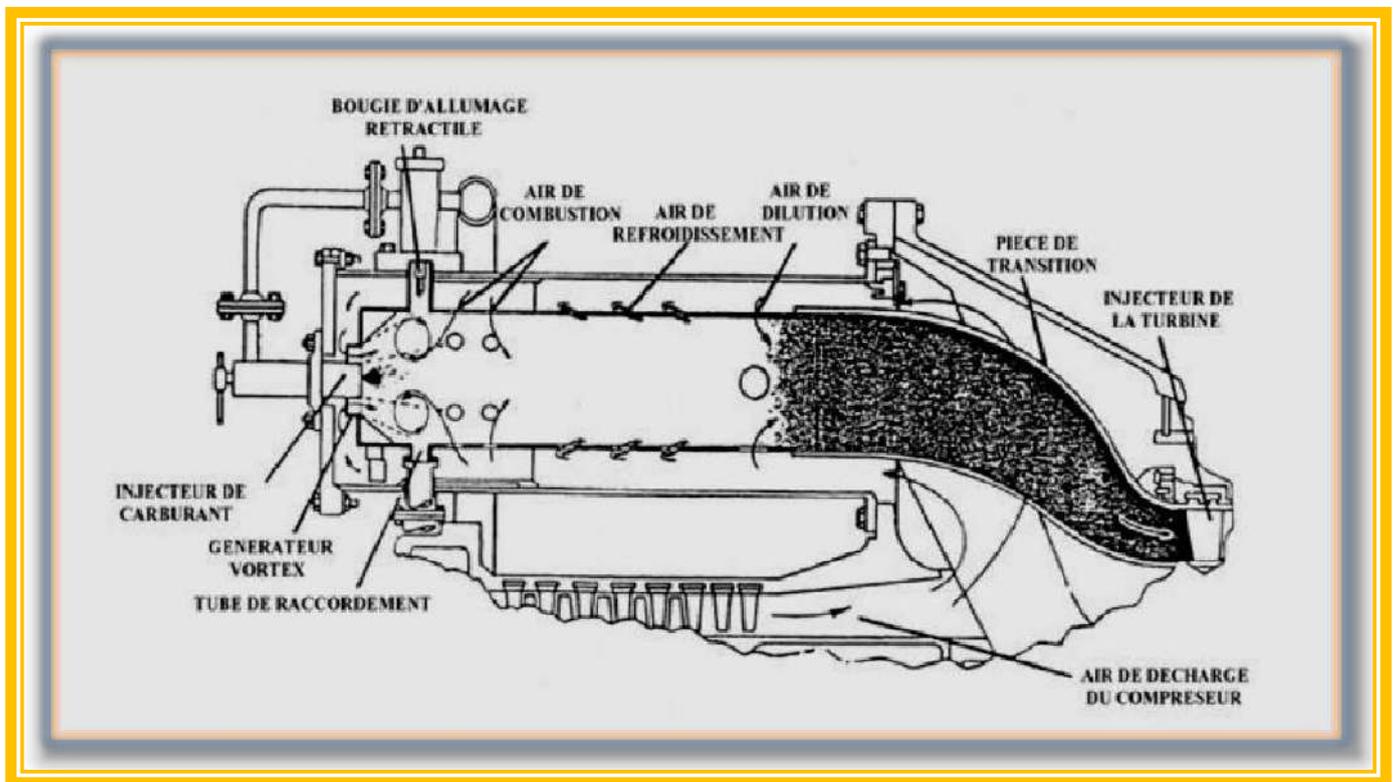


Figure. II.20. Détails d'une chambre de combustion et circuit de l'écoulement de l'air de décharge compresseur

II.2.2.3.2.1. Bougies d'allumage :

La combustion est amorcée par l'étincelle à haute tension de deux bougies installées dans des chambres de combustion adjacentes (n° 13 et 14).

Au moment de l'allumage, l'étincelle de l'une ou l'autre de ces bougies allume les gaz de combustion dans l'une ou l'autre des chambres. Les autres chambres sont allumées par propagation de la flamme d'une chambre à l'autre par l'intermédiaire des tubes d'interconnexion reliant entre elles les zones de réaction des différentes chambres.

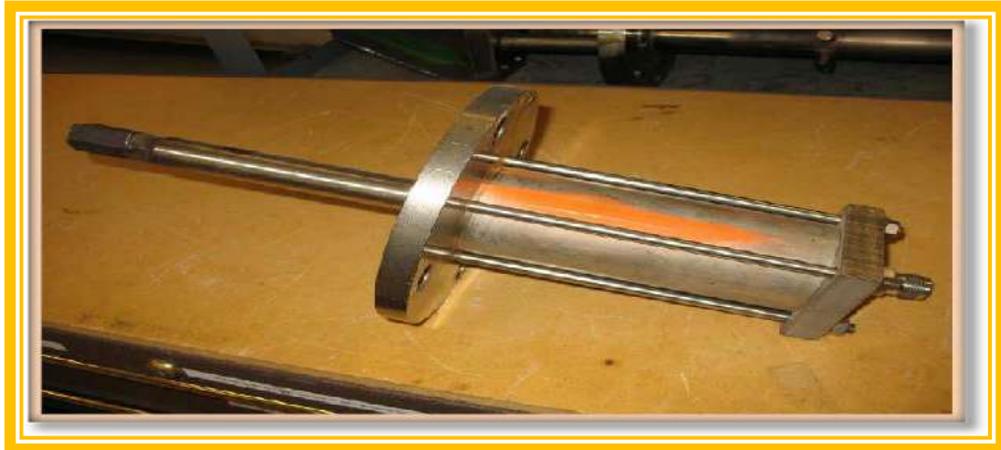


Figure. II. 21. Bougies d'allumage

II.2.2.3.2.2. Détecteurs de flamme :

Pendant la séquence de lancement, on envoie une indication de présence ou d'absence de flamme au système de commande, géré par le système de contrôle de flamme.

Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures.



Figure. II. 22. Détecteurs de flamme

II.2.2.3.3 Injecteur de combustible (gaz naturel) :

Chaque chambre de combustion est équipée d'un injecteur de combustible qui pulvérise une quantité mesurée de combustible à l'intérieur de la chambre. Les injecteurs de combustible sont utilisés dans les turbines à gaz pour brûler le gaz.

L'injecteur injecte le combustible gazeux directement dans chacune des chambres de combustion de façon à améliorer l'homogénéité, la rapidité et d'avoir une combustion complète. Le combustible entre dans la structure des injecteurs en passant à travers la bride de connexion et est pulvérisé par des orifices calibrés situés à la fin des injecteurs.

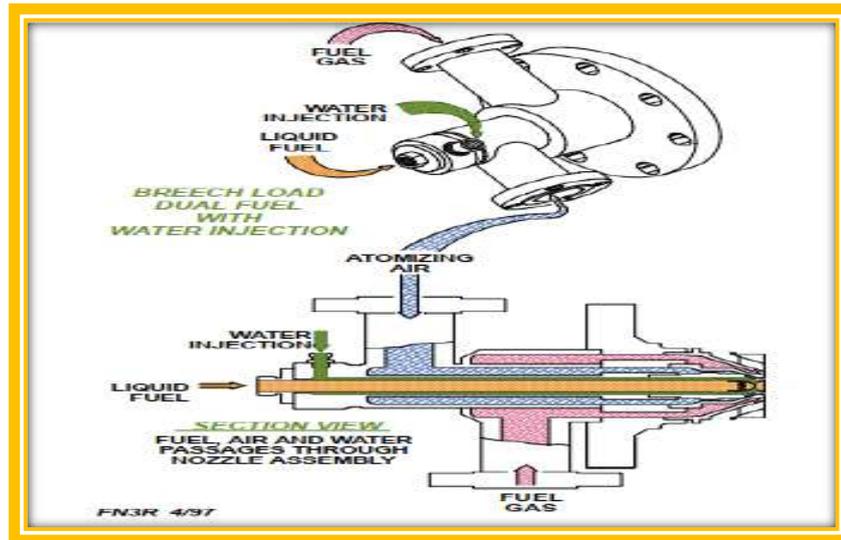


Figure. II. 23. Injecteur de combustible (gaz naturel)

II.2.2.3.2. Pièces de transition :

Les pièces de transition permettent d'acheminer les gaz chauds en provenance des tubes de flamme vers la directrice du premier étage de la turbine. La zone de première directrice est donc divisée en 14 zones égales qui reçoivent les gaz chauds. Les pièces de transition sont étanches à la fois au niveau des cloisons internes et externes du côté directrice de façon à réduire les fuites de l'air en provenance du compresseur au niveau de la directrice.

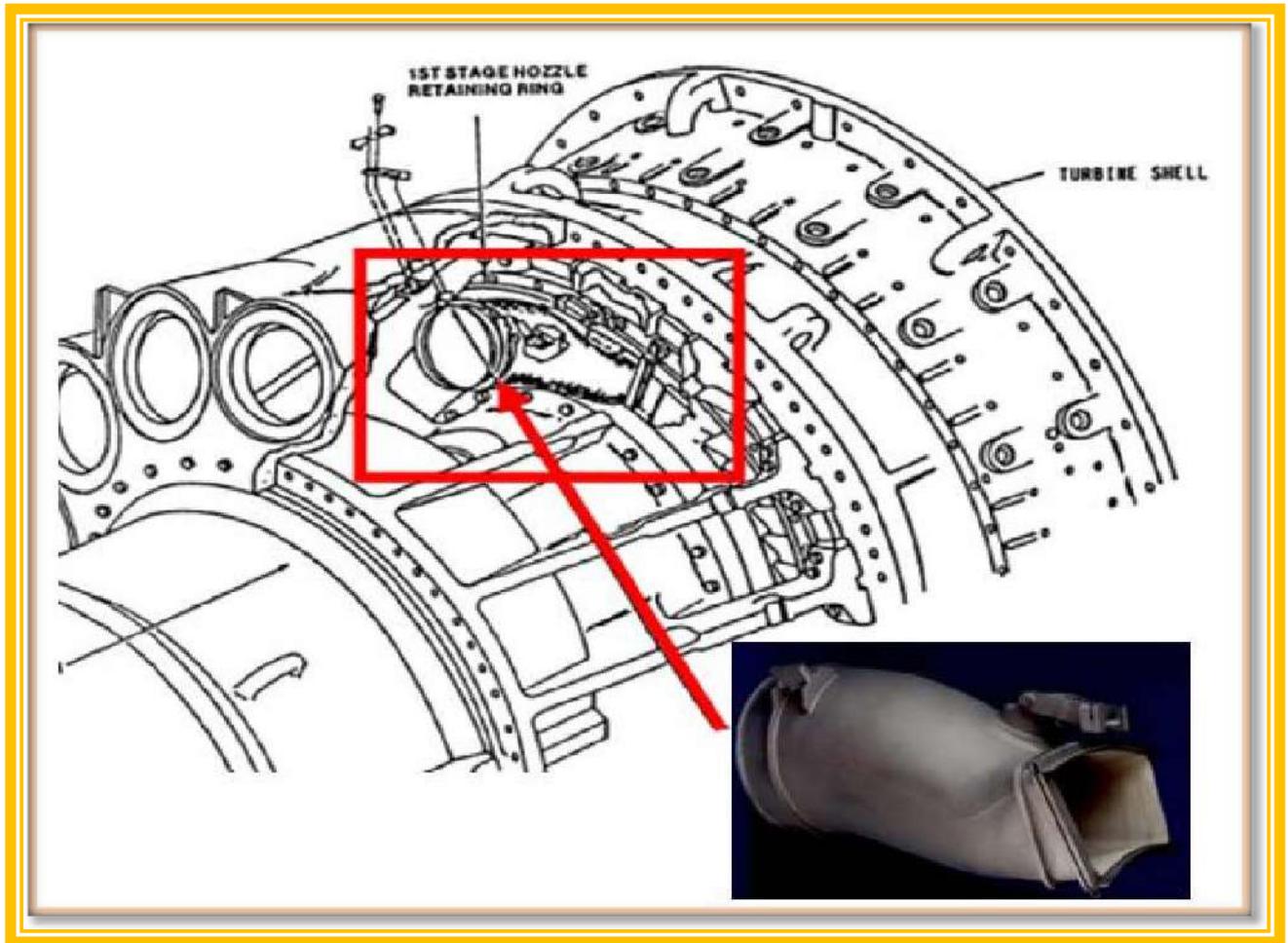


Figure. II. 24. Pièces de transition

II.2.2.3.2. Le rôle de la chambre de combustion :

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. La forme des chambres de combustion est conçue pour remplir les conditions suivantes :

- La durée de vie la plus longue possible ;
- Avoir un encombrement minimal ;
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme ;
- Assurer une combustion la plus complète possible ;
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que des fumées ;
- Réduire les pertes de charges.

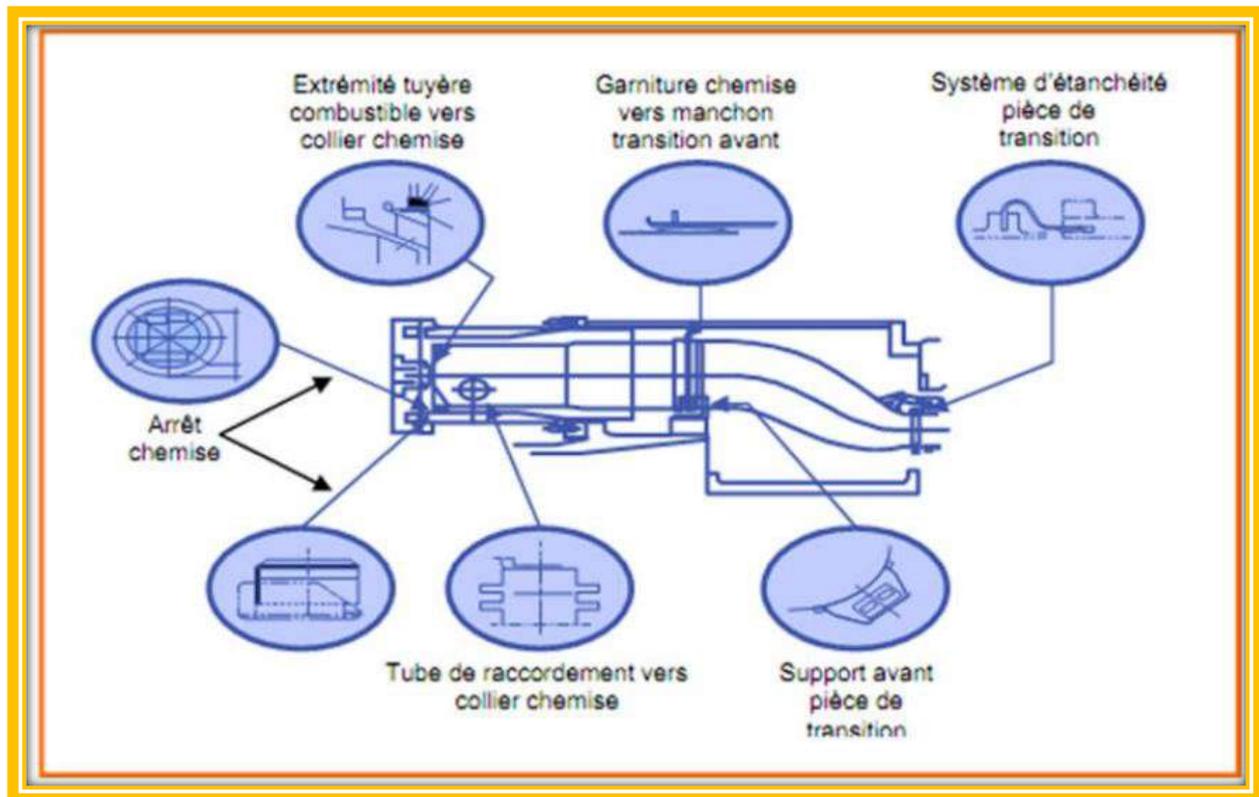


Figure. II. 25. Schéma d'une chambre de combustion

II.2.2.4. Section turbine :

C'est dans la zone des trois étages turbine que l'énergie, sous forme de gaz sous pression produite par le compresseur et le système de combustion, est convertie en énergie mécanique. Chaque étage turbine se compose d'une directrice et d'une roue avec son aubage. La section turbine comprend le rotor, le corps, les directrices, les segments de protection, le cadre d'échappement et le diffuseur d'échappement.

II.2.2.4.1. Rotor turbine :

II.2.2.4.1.1. Structure :

L'ensemble du rotor turbine est constitué des 2 arbres d'extrémité avant et arrière des 3 disques avec leurs aubes formant les roues turbine et des 2 entretoises inter-disques.

II.2.2.4.1.2. Aubage :

La dimension des aubes turbine augmente en longueur du 1er au 3ème étage. En raison de la réduction de pression engendrée par la détente dans chaque étage.

II.2.2.4.1.2.1. Les aubes du premier étage :

Représentent le premier ensemble mobile recevant directement les gaz chauds en provenance de la première directrice. Chaque aube du premier étage est dotée d'une série de canaux internes et longitudinaux destinés au refroidissement. L'air s'écoule à travers une série d'orifices de refroidissement répartis longitudinalement sur les aubes, et s'échappe de ces orifices au sommet de chaque aube. L'espacement et la dimension des orifices sont conçus pour permettre un refroidissement optimum du profilé à l'aide d'un minimum d'air extrait du compresseur.

II.2.2.4.1.2.2. Les aubes du 2ème étage :

Sont également refroidies par de l'air circulant à travers des canaux longitudinaux. Mais comme l'échasse de ces aubes (partie située entre le pied d'aube et son profil) ne nécessite pas de refroidissement, l'air n'est pas introduit au niveau de l'échasse par une cavité obtenue selon un procédé de coulée. L'extrémité de chaque aube est équipée d'un segment qui fait partie intégrante de l'aube elle-même. Ces segments sont utilisés pour amortir ou minimiser les vibrations lors d'un démarrage de la machine à froid.

II.2.2.4.1.2.3. Les aubes du 3ème étage :

Les aubes du 3ème étage ne sont pas refroidies par de l'air. Les extrémités de ces aubes sont pourvues de segments de forme identique à ceux qui équipent les aubes du 2ème étage et sont utilisés dans le même but.



Figure. II. 25. Bis. Les aubes des 3 étages turbine

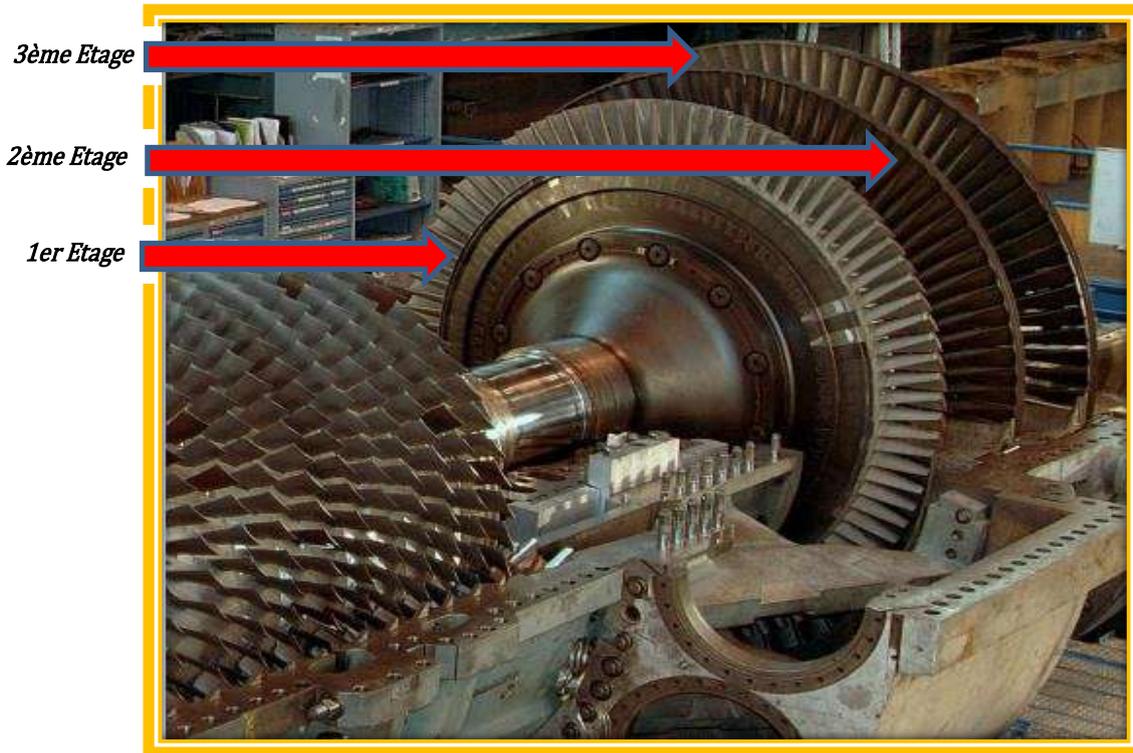


Figure. II. 26. Rotor turbine

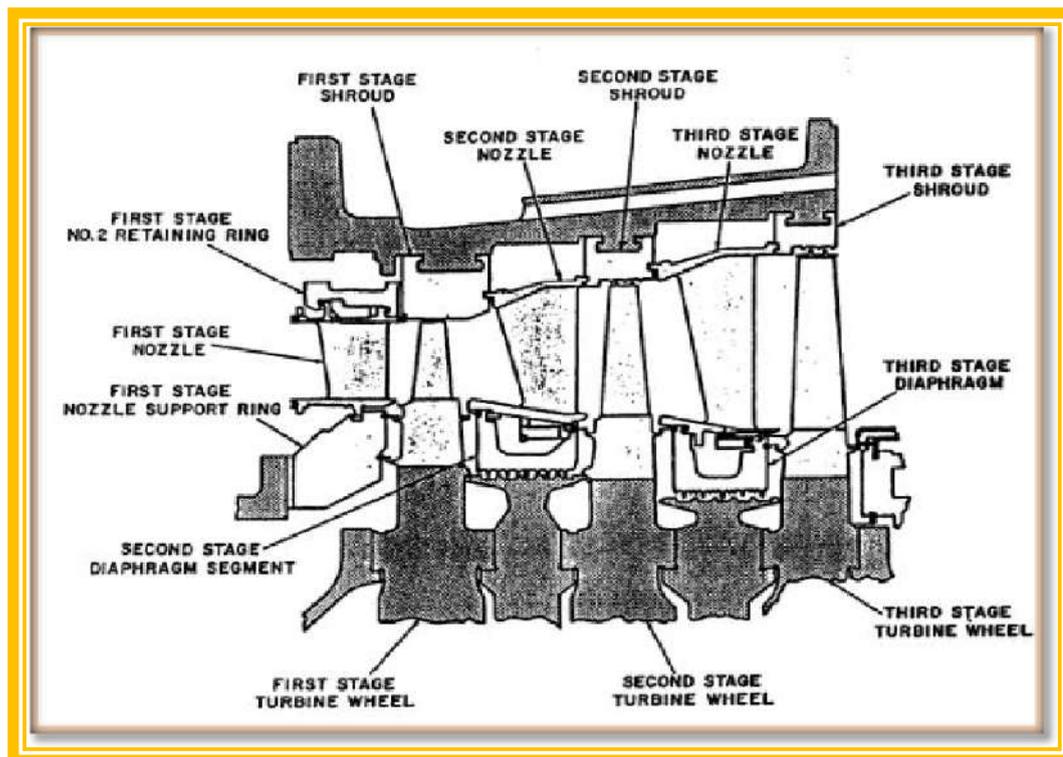


Figure. II. 27. Coupe longitudinale de la section turbine

II.2.2.4.1.2.4. Refroidissement du rotor :

Le rotor de turbine doit être refroidi pour maintenir des températures d'exploitation raisonnables et par conséquent, assurer une durée de service de turbine plus longue. Le refroidissement se fait par l'intermédiaire d'un débit positif d'air frais radialement vers l'extérieur par l'intermédiaire d'un espace entre la roue de turbine à aubes et le stator, dans le flux de gaz principal. Cette zone est appelée l'espace inter-roues.

II.2.2.4.2. Stator turbine :

Le corps turbine et le cadre d'échappement complète l'ensemble stator de la turbine à gaz et servent de supports aux directrices, aux segments de protection, au palier n° 3 et au diffuseur d'échappement.

II.2.2.4.2.1. Corps turbine :

Le corps turbine maintient les positions axiale et radiale des segments de protection et des directrices. Il garantit les tolérances et les positions relatives des directrices par rapport aux aubes turbine, qui sont un élément critique des performances d'une turbine. Les gaz chauds canalisés dans le corps turbine provoquent l'échauffement de celui-ci. Pour éviter toute modification importante du corps turbine, donc minimiser tout risque de défaut d'alignement ou de niveau de vibration, il est absolument nécessaire de concevoir un système de refroidissement efficace de manière à limiter la température du corps turbine. La paroi du corps est pourvue de passages pour l'air de refroidissement et est refroidie par l'air en provenance de deux ventilateurs externes.

II.2.2.4.2.2. Directrices :

Dans le corps turbine, il y a trois étages de directrices (aubage fixe) dont le rôle est de diriger les gaz de combustion sur les aubes turbine afin de permettre la rotation du rotor. La perte de charge dans les directrices étant élevée, cela nécessite la présence de joints d'étanchéité au niveau des diamètres interne et externe afin d'empêcher toute perte d'énergie par fuites. Les directrices fonctionnant dans une veine de gaz chauds, elles sont sujettes à des contraintes thermiques élevées en plus des contraintes mécaniques dues à la poussée des gaz.

II.2.2.4.2.3. Directrice du premier étage :

La directrice du premier étage reçoit les gaz de combustion par l'intermédiaire des pièces de transition. La première directrice comprend 18 segments venant de fonderie, chacun équipé de deux aubes (ou profils) et monté dans un anneau fendu horizontalement.

II.2.2.4.2.4. Directrice du second étage :

Les gaz de combustion en provenance du premier étage turbine sont dirigés vers les aubes de 2^{ème} étage par la 2^{ème} directrice où ils vont se détendre à nouveau. La directrice du second étage se compose de 16 segments moulés, chacun équipé de 3 aubes (ou profils). Les aubes de la directrice du second étage sont refroidies par l'air extrait du compresseur axial.

II.2.2.4.2.5. Directrice du troisième étage :

La directrice du 3^{ème} étage reçoit les gaz chauds en provenance des aubages du second étage. En franchissant, la vitesse des gaz augmente suite à une perte de charge, et ils viennent frapper les aubes du 3^{ème} étage. La directrice se compose de 16 segments moulés, chacun équipé de quatre aubes (ou profils). Tout comme la directrice du 2^{ème} étage.

II.2.2.4.2.6. Diaphragme :

Les diaphragmes des directrices sont montés sur les diamètres internes des segments des directrices des 2^{ème} et 3^{ème} étage. Ces diaphragmes sont destinés à empêcher des fuites d'air entre le bandage intérieur des directrices et le rotor turbine. Des dentures de longueurs inégales sont usinées sur le diamètre intérieur du diaphragme. Elles s'opposent aux gorges d'étanchéité sur le rotor de turbine. Les jeux radiaux entre parties fixes et mobiles sont aussi faibles que possible pour limiter les fuites et augmenter ainsi le rendement de la turbine.

II.2.2.4.2.7. Segments de protection :

Contrairement à l'aubage compresseur, les sommets d'aubes turbine ne frottent pas directement contre une surface usinée du corps mais contre des segments curvilignes appelés segments de protection. La fonction essentielle de ces segments est de ménager une surface cylindrique afin de réduire les fuites dues aux jeux en bout d'aube. Leur fonction auxiliaire est d'offrir une résistance thermique élevée entre les gaz chauds et le corps turbine comparativement plus froid. En accomplissant cette fonction, la capacité de refroidissement du corps est très réduite, la circularité du corps est maintenue, ainsi que sa concentricité, et des tolérances importantes au niveau de la turbine restent garanties.

Les segments de protection sont maintenus dans une position cylindrique à l'aide de goupilles radiales montées dans le corps turbine. Dans le sens axial, l'étanchéité entre les segments de protection est obtenue par des emboîtements usinés du type "tenon et mortaise".

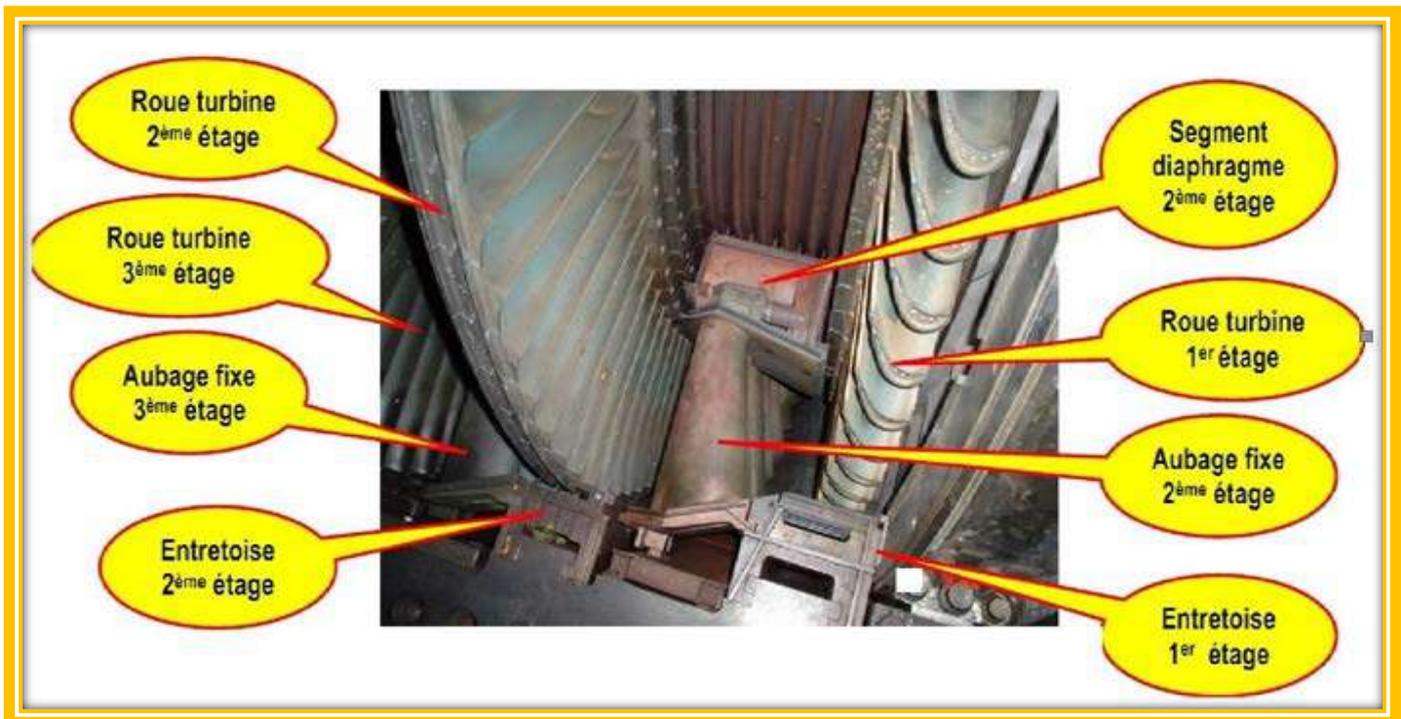


Figure. II. 28. Stator turbine (Segments de protection, Directrice)

II.2.2.4.3. Cadre d'échappement et diffuseur :

L'ensemble cadre d'échappement se compose du cadre d'échappement et du diffuseur d'échappement. Le cadre se compose d'un cylindre externe et d'un cylindre interne raccordés par dix tirants radiaux. Les diffuseurs internes et externes sont attachés aux surfaces des parties chaudes internes des deux cylindres.

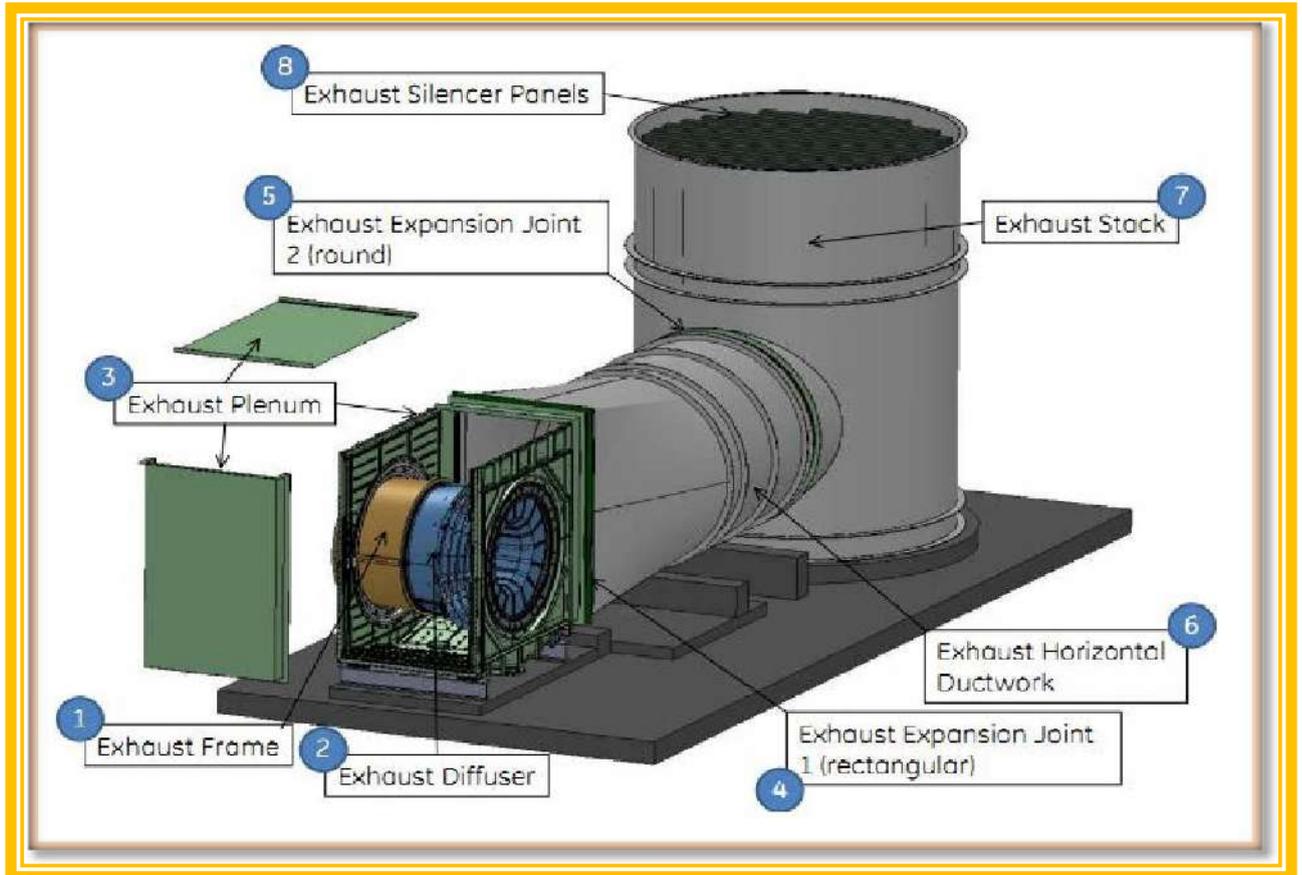


Figure. II. 29. Système d'échappement de La turbine MS 9001e

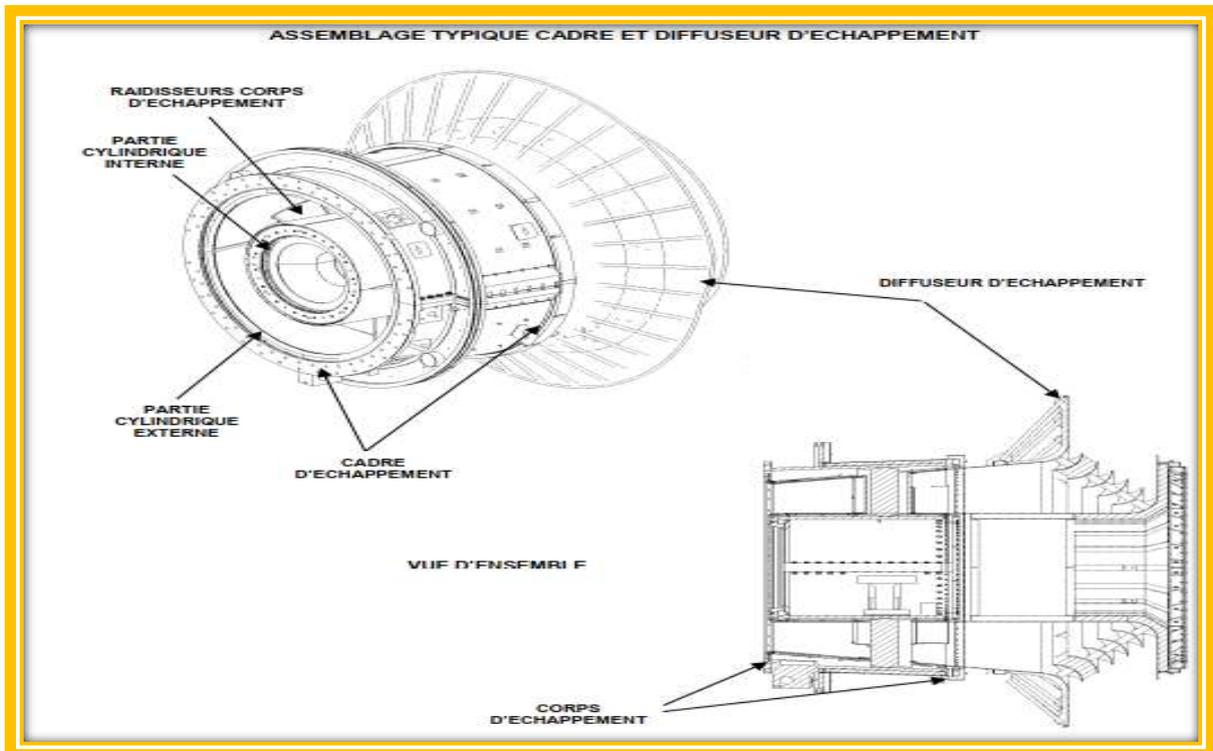


Figure. II. 30. Assemblage typique Cadre et Diffuseur d'échappement de La turbine

II.2.2.4.4. Paliers :

La turbine MS 9001e comprend 3 ensembles paliers servant de support au rotor. Ils sont répartis comme suit :

Le premier au niveau du corps d'admission du compresseur, le deuxième dans le corps d'échappement compresseur, le troisième dans le cadre d'échappement. Ces 3 ensembles sont lubrifiés sous pression par le système d'huile de graissage.

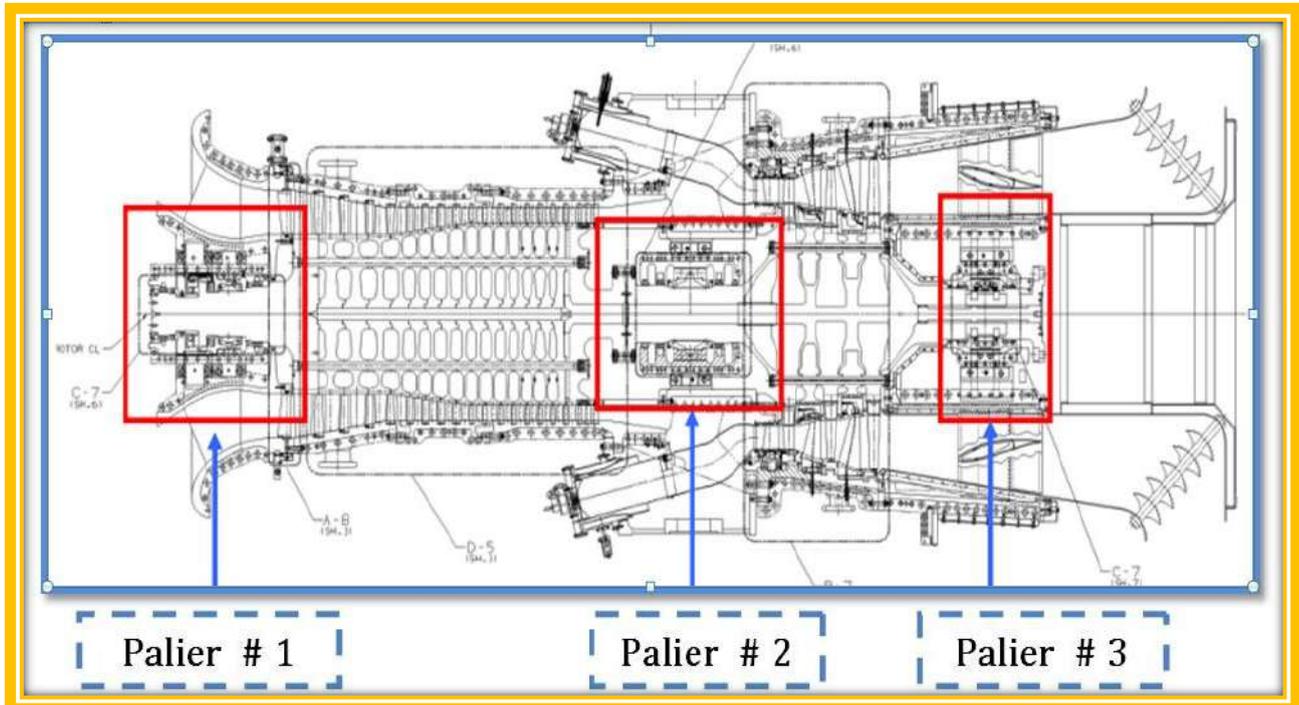


Figure. II. 31. Les 3 Paliers de La turbine MS 9001e

II.2.2.4.4.1. Lubrification des paliers:

Les 3 paliers turbine sont lubrifiés par huile. Par mesure de sécurité, les tuyauteries d'arrivée d'huile sont situées à l'intérieur des canalisations de retource qui évite toute fuite sous pression vers l'extérieur.

L'huile, en arrivant dans le corps du palier, pénètre dans une rainureannulaire autour du coussinet, puis alimente la partie active de ce dernier par des orifices usinés dans le coussinet. Des labyrinthes d'étanchéité empêchent l'huile de cheminer le long du rotor.

III.1 SYSTEMES DE L'INSTALLATION DE LA TURBINE A GAZ MS9001e :

III.1. Système de graissage :

Il assure la lubrification des pièces en contact en mouvement dans la turbine à gaz. C'est un système d'huile sous pression en boucle fermée, comprenant un bac à huile, des pompes, des échangeurs de chaleur (réfrigérants huile), filtres, vannes et des dispositifs divers qui contrôlent et protègent le système. L'huile de graissage conditionnée par le système circule jusqu'à atteindre les paliers de la turbine, et les équipements de charge entraînés. Le système de graissage est équipé de 3 pompes :

III.2. Pompe principale :

C'est une pompe volumétrique, montée et entraînée par le réducteur auxiliaire. Elle pompe l'huile de graissage du réservoir vers les différents points de graissage de l'installation durant la marche normale.

III.3. Pompe auxiliaire :

Elle est entraînée par un moteur à courant alternatif, sa fonction est de fournir de l'huile aux paliers et l'accouplement lors du démarrage et l'arrêt de la turbine quand la pompe principale ne peut fournir une pression suffisante pour le fonctionnement en conditions de sécurité.

III.4. Pompe de secours :

La pompe centrifuge d'huile de graissage de secours fonctionne en cas où la pompe auxiliaire a été forcée hors service ou elle est incapable de maintenir la pression adéquate de l'huile de graissage. Elle est entraînée par un moteur à courant continu (alimentée par des batteries).

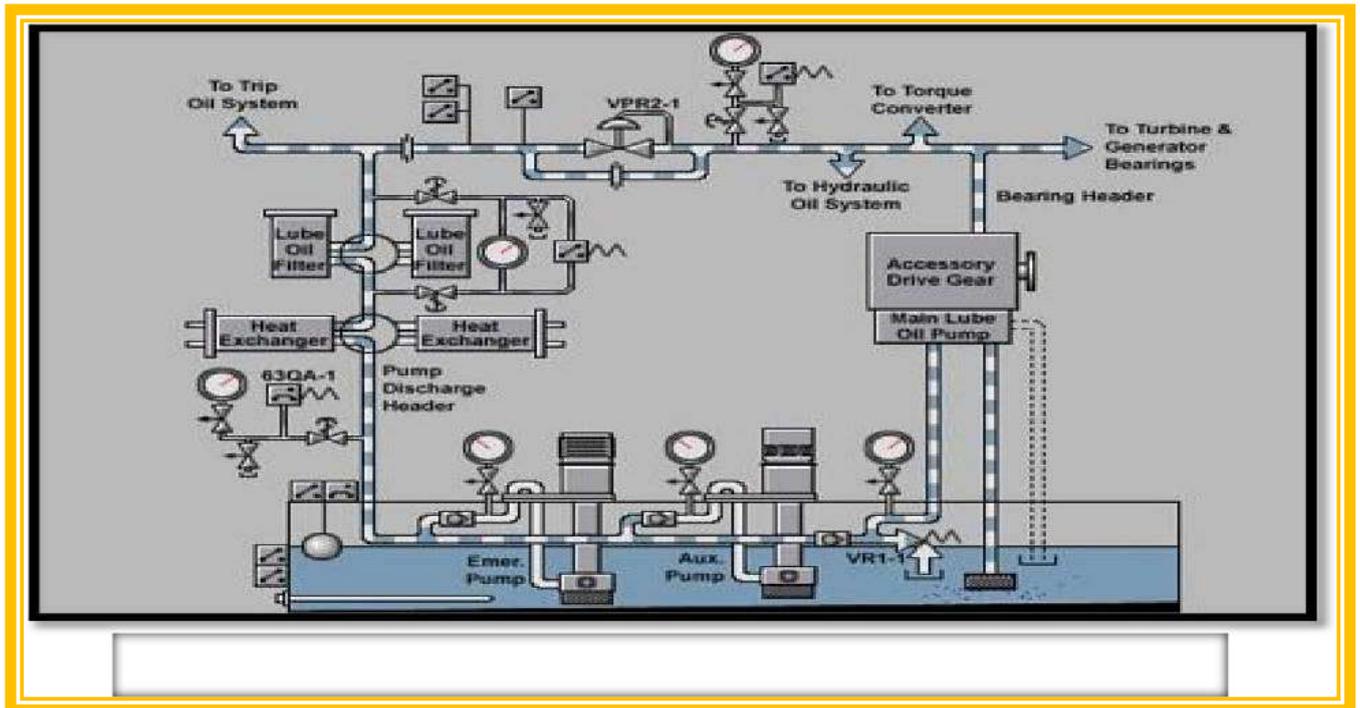


Figure. II. 32. Schéma de système de graissage

IV.1. Système de commande de combustible :

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (le gaz naturel pour le cas de la turbine étudiée), avec la pression et le débit appropriés pour satisfaire à toutes les exigences de lancement.

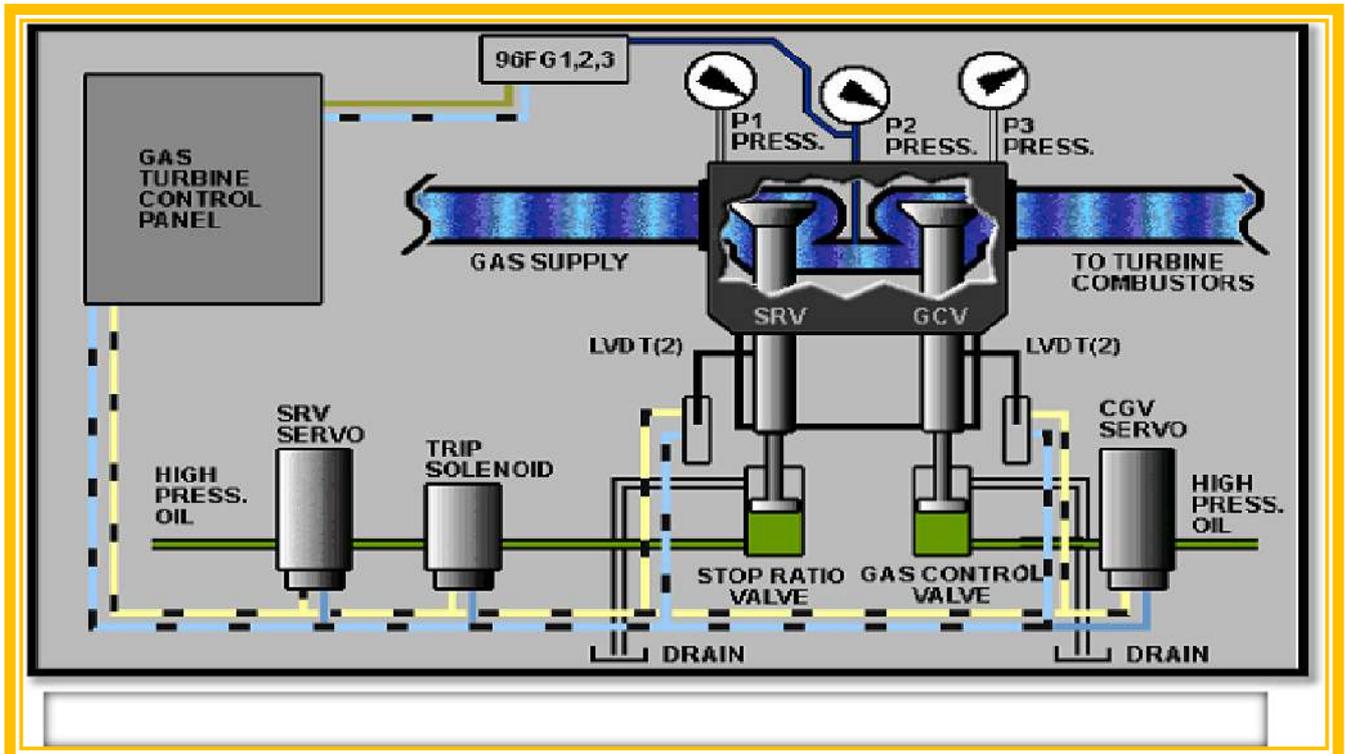


Figure. II. 33. Schéma de système de commande de combustible

Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt /détente SRV et la vanne de contrôle du combustible GCV (SRV servo-commander la vanne SRV et GCV servocommander la vanne GCV). Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers un distributeur annulaire. La vanne arrêt / détente à la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine). A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle.

V.1. SYSTEME DE REFROIDISSEMENT ET D'ETANCHEITE :

V.1.1. Système de refroidissement :

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont exposées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration.

Pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers).

Les pièces refroidies sont :

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage ;
- La directrice du premier étage ;
- Le carté du rotor de la turbine.

En effet, un excédent d'air de refroidissement serait positif pour la durée de vie des pièces, mais négatif pour le rendement de la machine, et vice-versa. En plus, l'air de refroidissement soutiré du compresseur, ne va pas participer à la combustion, donc il va réduire le travail utile obtenu.

V.1.2. Etanchéité :

Les fuites d'huile le long du rotor sont éliminées grâce à un système d'étanchéité situé de chaque côté des trois corps de palier. Ce système constitué d'un ensemble de labyrinthes, déflecteurs et racleurs d'huile est disposé de part et d'autre du corps de palier. L'ensemble est conçu pour que les jeux entre parties fixes et mobiles soient réduits au minimum. Les espaces annulaires entre labyrinthes sont alimentés en air sous pression dont une partie pénètre à travers le labyrinthe intérieur dans la cavité du coussinet en cheminant dans le sens inverse d'une éventuelle fuite d'huile, assurant ainsi l'étanchéité. Cet air est évacué à la cuve à huile par des tuyauteries de retour des paliers, puis à l'atmosphère par l'évent de la cuve.

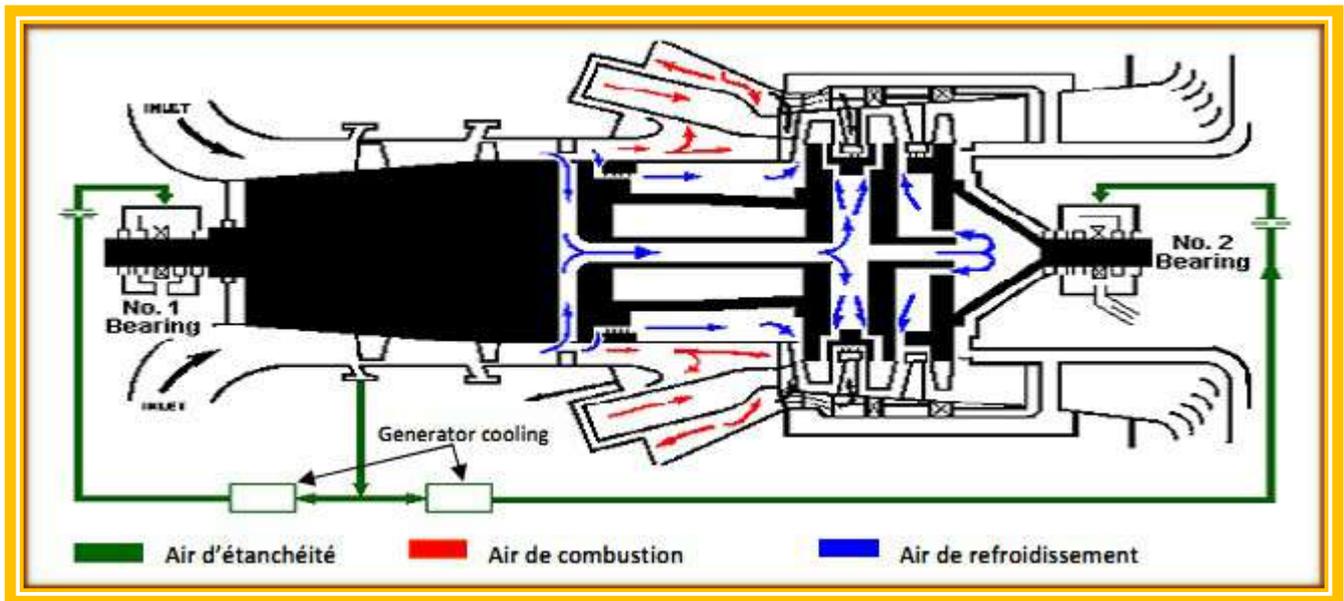


Figure. II. 34. Schéma de système de refroidissement et d'étanchéité

VI.1. SYSTEMES DE PROTECTION :

VI.1.1. Système de protection de survitesse :

Lors d'un problème de survitesse un signal est émis par le contrôleur électrique pour arrêter le carburant. Au-delà d'une valeur limite, une sorte de freinage mécanique (arrêt de la machine) est déclenché automatiquement.

La masse de survitesse HP est assemblée dans l'arbre du réducteur des auxiliaires. La masse de survitesse BP est placée dans l'arbre de la turbine seconde étage.

VI.1.2. Système de protection de dépassement de température :

Le système de protection de dépassement de température est l'un des systèmes de protection primaires de la turbine à gaz. Le système déclenche une alarme dès que la température dépasse la limite fixée.

VI.1.3. Système de protection et de détection des vibrations :

Le système est constitué de plusieurs détecteurs de vibrations. Il agit pour mettre la turbine soit en alarme soit en déclenchement. Les capteurs ou détecteurs de vibrations sont répartis stratégiquement en différents points de la turbine.

VI.1.4. Système de protection et de détection de flamme :

Le système sert pour les trois fonctions principales suivantes :

- Lorsque la vanne de régulation qui contrôle l'arrivée du combustible pour l'allumage est en fonctionnement et que les circuits d'allumage sont sous tension dans la séquence de démarrage, la vanne d'arrêt de combustible se déclenche si la flamme n'est pas détectée dans le temps réglé du temporisateur d'allumage (généralement 60 secondes). Et les circuits d'allumage ne sont plus sous tension. Cela permet d'éviter un excès de concentration de combustible dans la turbine et dans le système d'échappement pour éviter tout risque d'explosion dans les conduites ;
- Lorsque la flamme est établie et détectée au moment de l'allumage dans la séquence de démarrage, la détection de la flamme est utilisée pour commander d'autres phases de la séquence de démarrage pour la montée en régime de la turbine ;

- S'il y a une disparition de flamme après que l'allumage ait été établi, la totalité du débit de combustible alimentant la chambre est immédiatement arrêtée pour empêcher le combustible non brûlé de pénétrer dans l'échappement.

VI.1.5. Dispositif d'anti-pompage :

Le pompage est marqué par la rupture complète de l'écoulement continu à travers le compresseur et résulte en larges oscillations de débit avec le temps ce qui ferait des endommagements importants sur les organes mécaniques

La protection contre le pompage est donc une nécessité. Deux modes de protection sont appliqués :

- Débit entrant réglable (variable) : En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permette de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croît progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation ;
- **Vanne anti-pompage (VAP) :** Un piquage au niveau du 11^{ème} étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement) ;

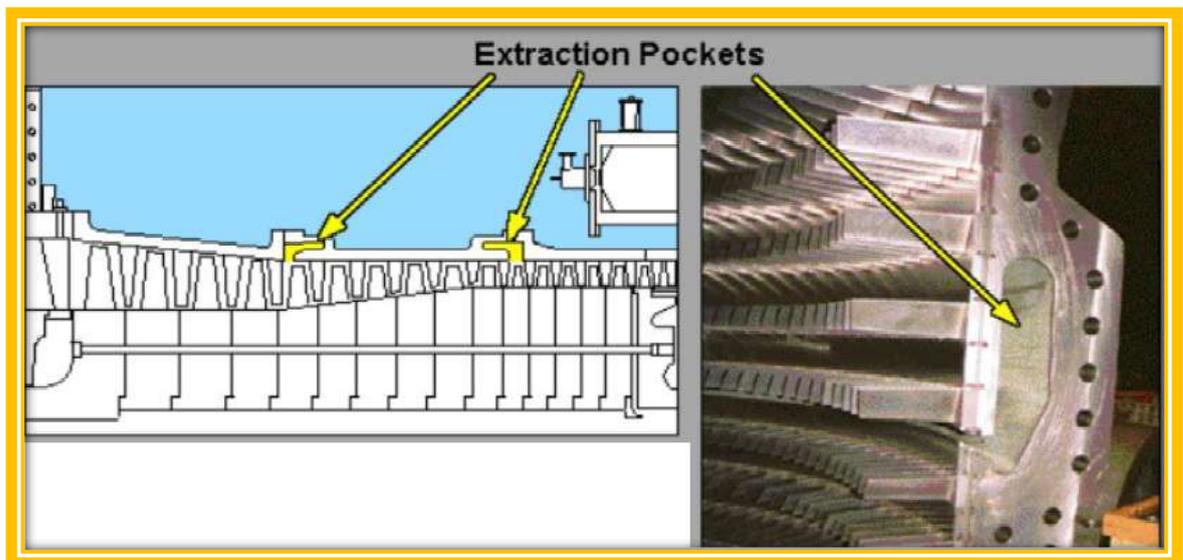


Figure. II. 35. Un piquage au niveau de la 11^{ème} étage pour extraction d'air

VI.2. Système de démarrage :

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement de la turbine est assuré par le moteur asynchrone qui fonctionne au travers d'un convertisseur de couple pour assurer le couple de démarrage nécessaire pour la turbine.

VI.2.1. Le moteur de lancement :

Fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominale dans une minute, l'ensemble se stabilisé pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible. Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée, et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale. Le passage de 22% à 60% se fait dans environ 8mn. A cette vitesse le moteur de lancement est découplé du

compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

VI.2.2. Convertisseur de couple :

C'est un élément qui convertit le couple donné par le moteur de lancement pour pouvoir tourner l'arbre de la turbine il est menu d'une pompe à huile entraînée par le moteur de lancement.

VI.2.3. Le réducteur des auxiliaires :

C'est un ensemble de roues dentées actionnées directement par le rotor de la turbine et il est utilisé pour entrainer les divers auxiliaires. Le réducteur auxiliaire qui est placé sur le socle des auxiliaires, comprend le train d'engrenages nécessaires pour permettre une réduction de vitesse pour mener les systèmes auxiliaires aux vitesses désirées, à l'extérieur du corps du réducteur on trouve un déclencheur de survitesse de la turbine qui peut mécaniquement déverser l'huile dans le circuit de déclenchement, ce qui provoque l'arrêt de la turbine à gaz lorsque la vitesse du premier étage de la turbine excède les limites prescrites dans les spécifications de contrôle. Les accessoires entraînés par le réducteur auxiliaire, comprennent la pompe hydraulique principale, ainsi que la pompe à huile de graissage principal. Pendant le démarrage, le réducteur transmet le couple communiqué par le moteur de lancement à expansion vers la turbine à gaz.

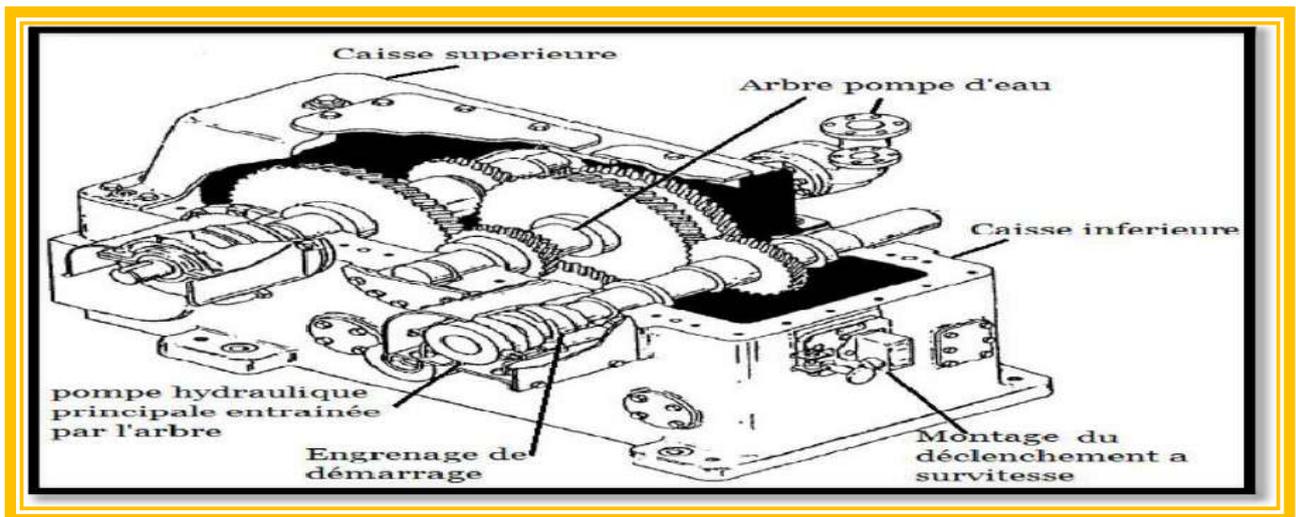


Figure. II. 36. Réducteur des auxiliaires

VI.2.4. Le vireur :

C'est une motopompe pour aider le moteur de lancement pendant le moment de démarrage. Pour éviter la flèche de l'arbre turbine il fait tourner l'ensemble de 1 / 8 de tour chaque 3mn. Le vireur est utilisé pour le positionnement dès la ligne d'arbre.

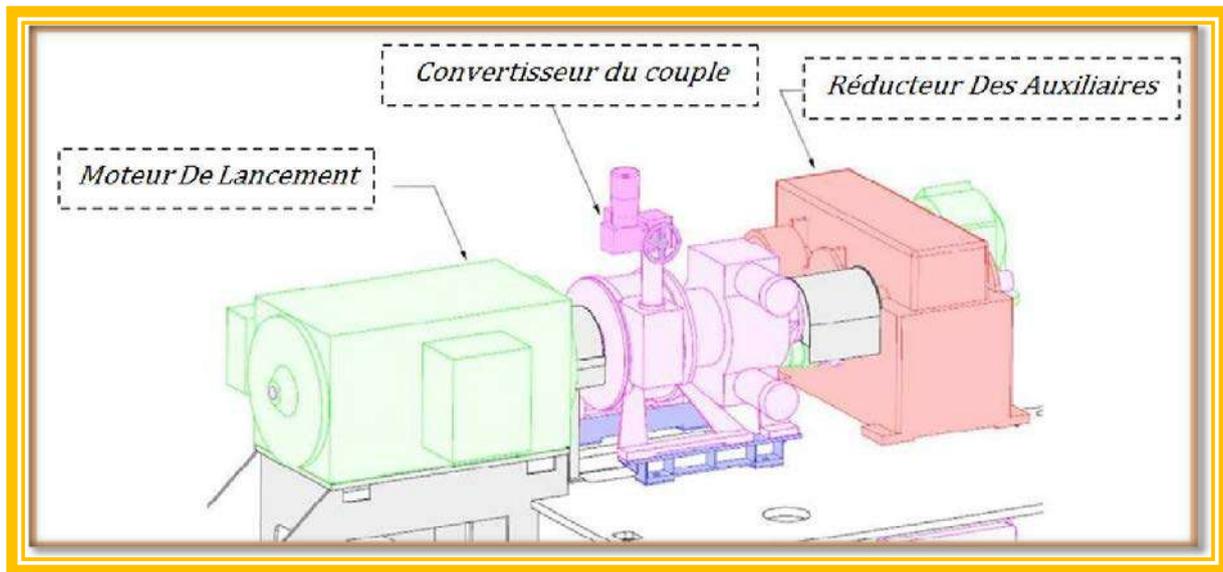


Figure. II. 37. Système de démarrage de la Turbine à gaz

VI.3. SECTION D'ADMISSION :

La section d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air ambiant dans l'admission du compresseur axial afin de garantir :

1- Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.

- Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humide) peuvent se collées sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine ;
- Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut changer le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachement des ailettes du compresseur ;
- La présence des agents corrosifs par exemple : (Chlorure de Sodium près de lamer et dans les régions salées), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.

2- Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue. Le bouchage du filtre limite le débit d'air admis, qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique. La section d'admission comprend les éléments principaux suivants : filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson.

3- D'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le Compresseur.

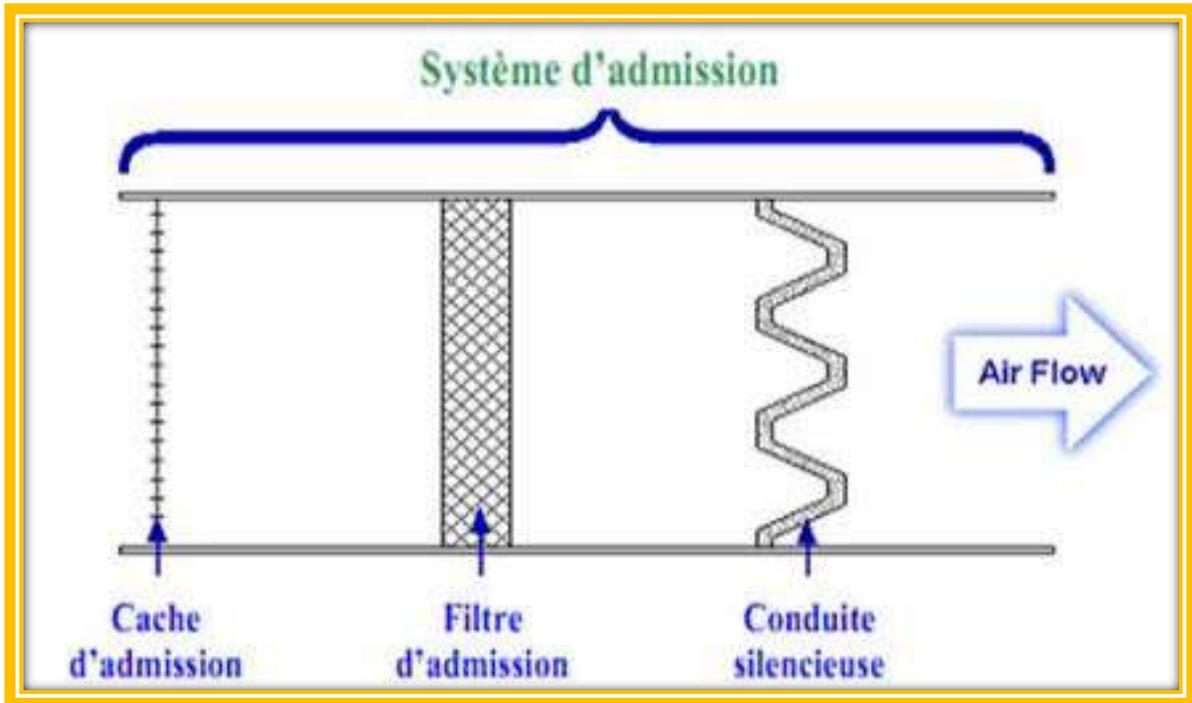


Figure. II. 38. Système d'admission, filtre à air

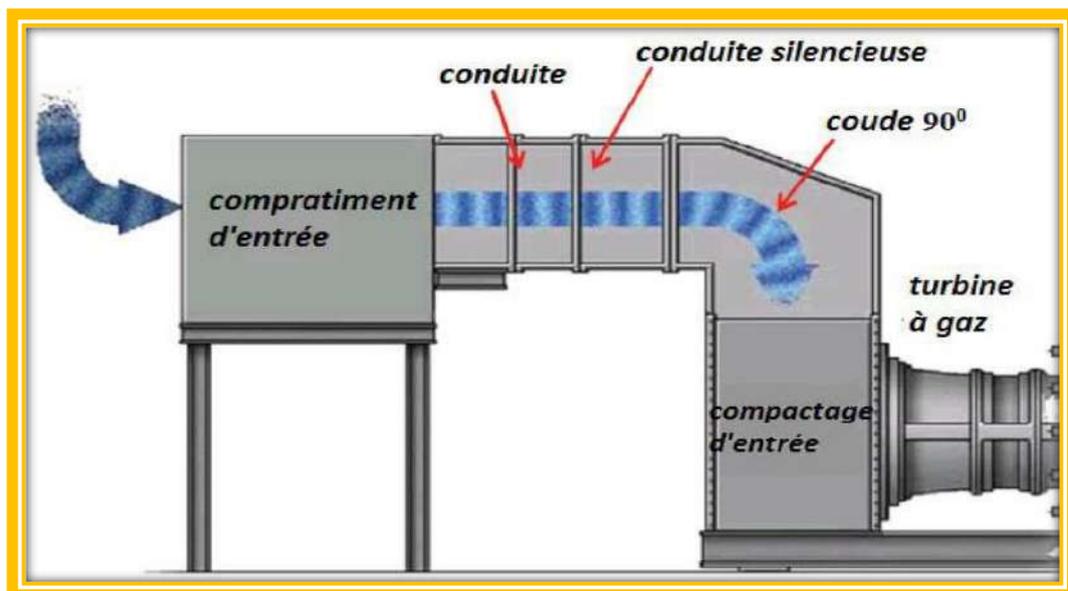


Figure. II. 39. Système d'admission

VI.4. CONVERSION D'ENERGIE DANS LA TURBINE A GAZ :

L'énergie chimique du combustible est dégagée par la combustion et convertie en énergie thermique. Ceci se produit dans des chambres de combustion ; le gaz de combustion est acheminé jusqu'aux turbines. L'énergie thermique disponible dans le gaz de combustion est convertie en énergie mécanique dans les sections de la turbine, la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique est une transition d'énergie de pression en énergie cinétique à chaque étage de la turbine. Les ailettes et les aubes de la turbine sont utilisées pour convertir l'énergie thermique en énergie mécanique. (Se sont les étapes de la conversion de l'énergie).

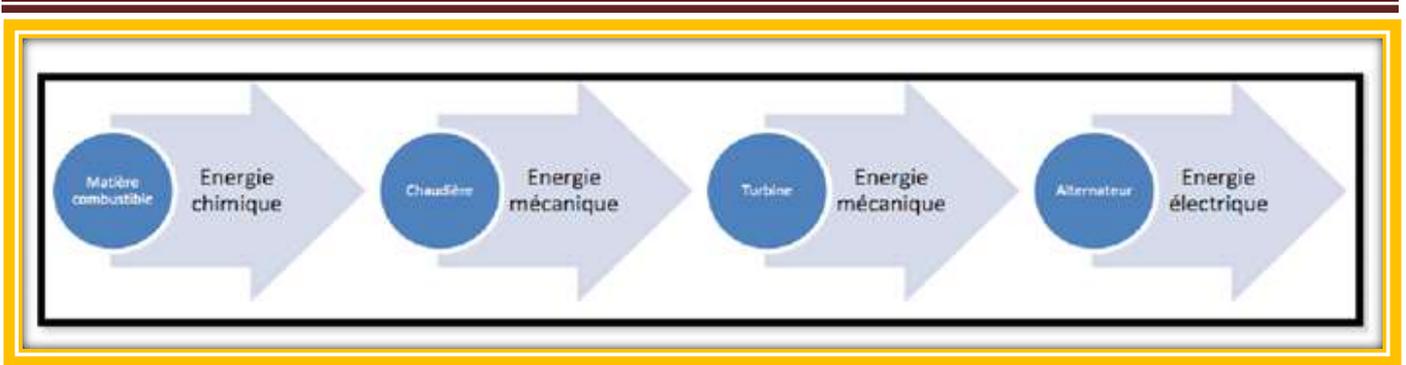


Figure. II. 40. Les étapes de conversion de l'énergie

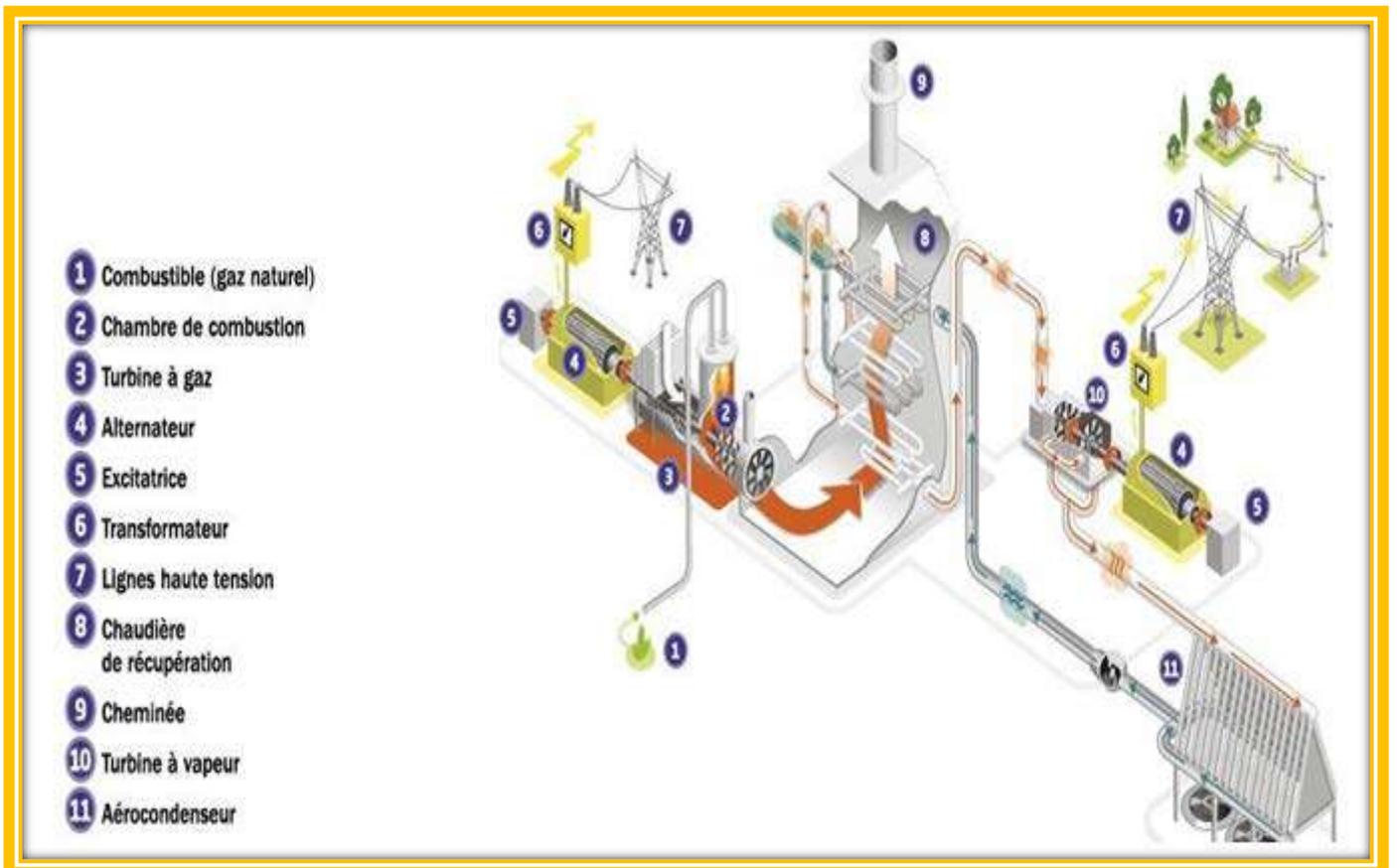


Figure. II. 41. Conversion de l'énergie dans une centrale électrique

L'énergie mécanique est ensuite transmise par le rotor d'une part au compresseur et d'autre part à l'alternateur. Dans le compresseur, l'air est mis sous pression ce qui nécessite de l'énergie mécanique. Le reste de l'énergie mécanique est transmis à l'alternateur. Dans l'alternateur, en utilisant le principe d'induction électromagnétique, l'énergie mécanique est convertie en énergie électrique. L'énergie électrique est acheminée jusqu'aux lignes électriques HT par l'intermédiaire du disjoncteur de couplage, puis du transformateur élévateur principal et du disjoncteur HT.

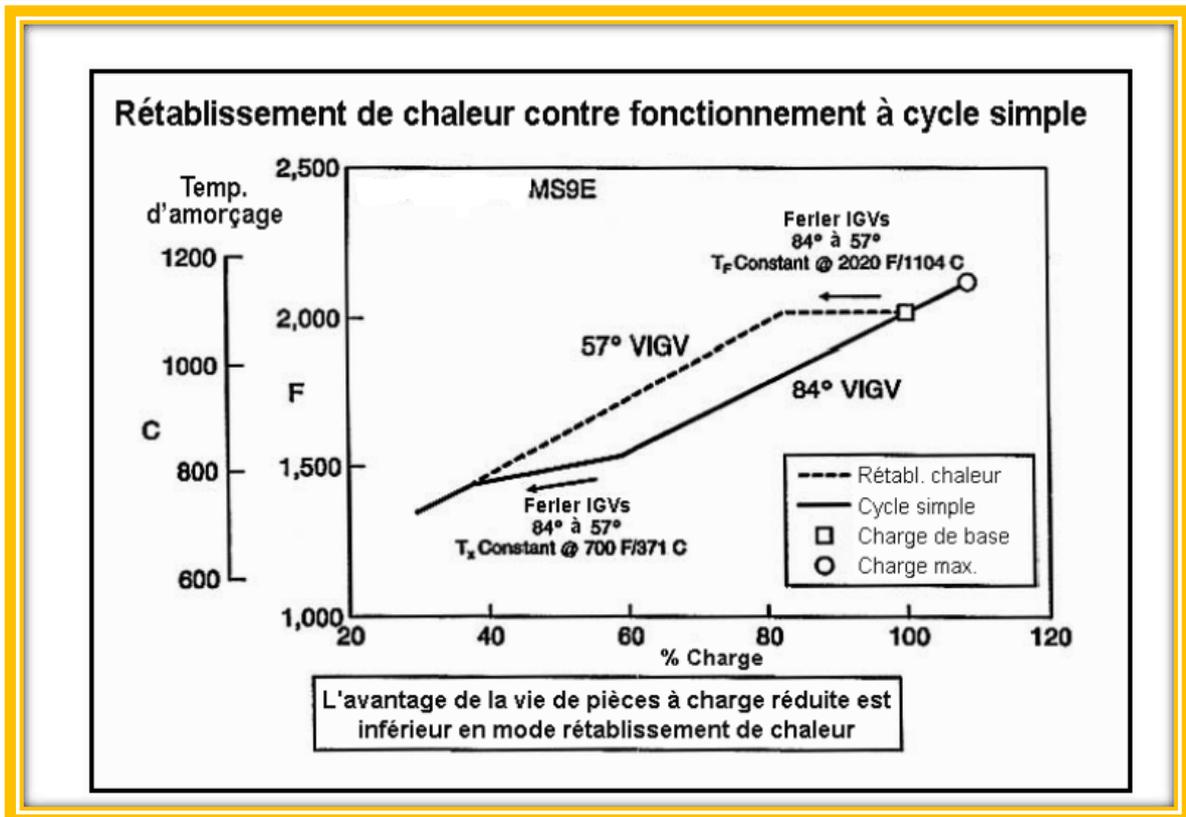


Figure. II. 42. Rapport température d'amorçage et charge - rétablissement de chaleur contre fonctionnement à cycle simple

VII.CONCLUSION :

Ce chapitre nous a permis de comprendre le fonctionnement de la turbine à gaz M9001e, et une étude descriptive détaillée sur les différentes sections et systèmes de l'installation de la turbine à gaz.

Chapitre III : Calcul Thermodynamique et Energétique de l'Installation de la Turbine à Gaz MS 9001 e

I. INTRODUCTION :

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation des turbines (MS9001e) en utilisant les paramètres du site et de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement en plus de déterminer éventuellement l'influence de la température ambiante sur les performances de ces machines.

Le cycle thermodynamique de la turbine à la fois idéal (1, 2s, 3, 4s) et réel (1, 2r, 3, 4r) est représenté dans le diagramme (T, S) de figure III.1 :

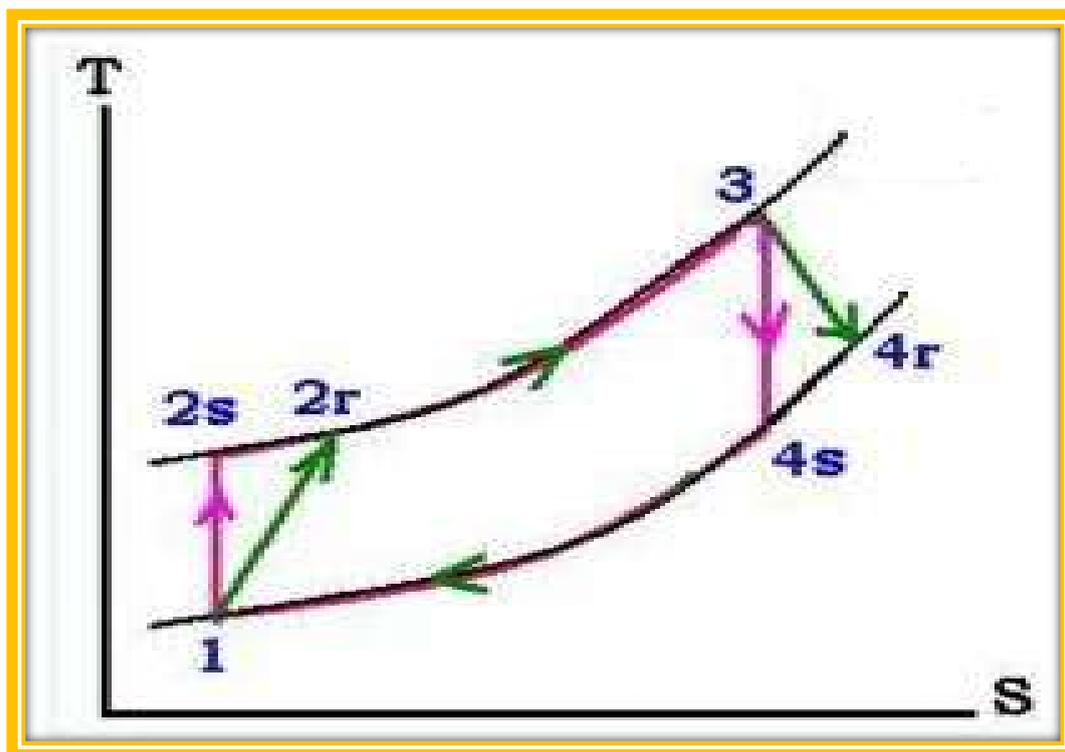


Figure III.1 : Cycles réel et idéal de la turbine à gaz

II.1 Données de la turbine à gaz MS9001e :

II.1.1 Paramètre de l'air ambiant :

Température ambiante $T_a=15^\circ\text{C}$ Pression

ambiante d'après l'équation (3)

II.1.2 Caractéristiques de fonctionnement de la turbine à gaz (donnée par le constructeur) :

Taux de compression : $\tau=12.8$

L'altitude $Z=0\text{ m}$

Débit de combustible : $Q_c = 8.6\text{ kg/s}$

Débit d'air pour la combustion : $Q_{ac} = 400\text{kg/s}$

Rendement isentropique de compression : $\eta_c = 0,88$

Pertes de charge chambre de combustion $\Delta P_{cc}= 0,11\text{ bar}$

Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc}=0,97$

Rendement isentropique de la turbine : $\eta_{is T}=0,92$

vitesse de rotation : $N =3000\text{tr/min}$

Puissance utile $P_u =123\text{ MW}$

Rendement de l'installation $\eta_g =0,37$

Température de la sortie du compresseur $340\text{ }^\circ\text{C}$

Température d'échappement de la turbine $477\text{ }^\circ\text{C}$

III.2 Calcul des paramètres de la turbine à gaz MS9001e :

III.2.1 Calcul des paramètres à partir des données de constructeur (à $15\text{ }^\circ\text{C}$) :

III.2.1.1 Calculs des paramètres du compresseur :

a. Température à l'admission du compresseur T_1

$$T_1 = T_a \quad (1)$$

$$T_1 = 293,15\text{ K}$$

La température du compresseur de la turbine est considérée égale à la température ambiante.

b. Pression de d'admission du compresseur P1

$$P_1 = P_a - \Delta p_a \quad (2)$$

Où :

P_a : la pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine.

ΔP_a : chute de pression dans le canal d'admission

$$P_a = P_0 \cdot \left(1 - \frac{0.0065}{288.15} Z \right)^{5.255} \quad (3)$$

P_0 : la pression atmosphérique au niveau de la mer, $P_0 = 1,0133\text{bar}$

Puisque $Z=0$, $P_a = P_0 = 1,0133\text{bar}$

Donc

$$P_1 = 1.0133 - 0.005884 = 1.007116 \text{ bar}$$

$P_1 = 1.007116 \text{ bar}$

c. Pression P2 et température T2 de fin de compression

$$P_2 = P_1 \cdot \tau \quad (4)$$

$$\tau = \frac{11.1}{1.007116} = 11.02$$

$\tau = 11.021$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma a - 1 / \gamma a)} \quad (5)$$

d. Détermination de chaleur massique et la chaleur massique moyenne

Les chaleurs massiques des gaz réels sont fonction des paramètres d'état (T-P).

Dans les calculs pratiques, on néglige l'influence de la pression, lorsqu'elle est inférieure à 20 bars, sur la chaleur massique C_p de l'air ; ainsi on a Pour $T < 1300 \text{ K}$ [13]:

$$C_{pT} = 0.9648 + 0.99 \frac{T}{1000} \quad (6)$$

La variation d'enthalpie au cours de la compression adiabatique (1-2) s'exprime comme suit :

$$h_2 - h_1 = C_p(T_2) \cdot (T_2 - 273.15) - C_p(T_1) \cdot (T_1 - 273.15)$$

En introduisant la chaleur massique moyenne de convention $C_p(T_2, T_1)$ dans l'intervalle de température $T_2 - T_1$ on a :

$$h_2 - h_1 = (T_2, 1) \cdot (T_2 - T_1) = (T_2) \cdot (T_2 - 273.15) - (T_1) \cdot (T_1 - 273.15)$$

D'ou

La chaleur spécifique moyenne de l'air entre les températures T_1 et T_2 :

$$C_{p_{T_1, T_2}} = \frac{C_p T_2 (T_2 - 273.15) - C_p T_1 (T_1 - 273.15)}{(T_2 - T_1)} \quad (7)$$

$$\gamma_a = \frac{C_p(T_1, T_2)}{C_p(T_1, T_2) - r} \quad (8)$$

$$\eta_c = \frac{C_p(T_1, T_2)(T_2 - T_1)}{C_p(T_1, T_2')(T_2^F - T_1)} \quad (9)$$

Avec $r = 0,287 \text{ KJ/kgK}$

Les valeurs de T_2 , $C_p T$, $C_p(T_1, T_2)$ et de γ_a sont déterminées respectivement à partir des équations (9), (6), (8) et (5) en procédant par itération avec une valeur initiale de γ_a choisi $\gamma_a = 1,4$

$T_2 = 578,48 \text{ K}$

$$C_{p_{T_1}} = 0,993 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

$$C_{p_{T_2}} = 1,022 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

$$C_{p_{(T_1, T_2)}} = 1,01166868 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

$$\gamma_a = 1,3959$$

e. Température T_2' de fin de compression polytropique

$$T_2' = 613,15 \text{ K}$$

Donc

$$C_{p_{T_2'}} = 1,025 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

$$C_{p_{(T_1, T_2')}} = 1,026 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

III.2.1.2 Calcul des paramètres de la chambre de combustion :

Le calcul énergétique de la chambre de combustion permettra de déterminer les paramètres de fin de combustion étant donné que les paramètres de début de combustion sont celles de fin de compression.

a. Pression de fin de combustion P3

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{CC}$$

$$P_3 = 11,1 - 0,1107 = 10,9893 \text{ bar}$$

$P_3 = 10,9893 \text{ bar}$

b. Température de fin de combustion T3

La valeur de la température T3 est déterminée du bilan de la chambre de combustion suivant :

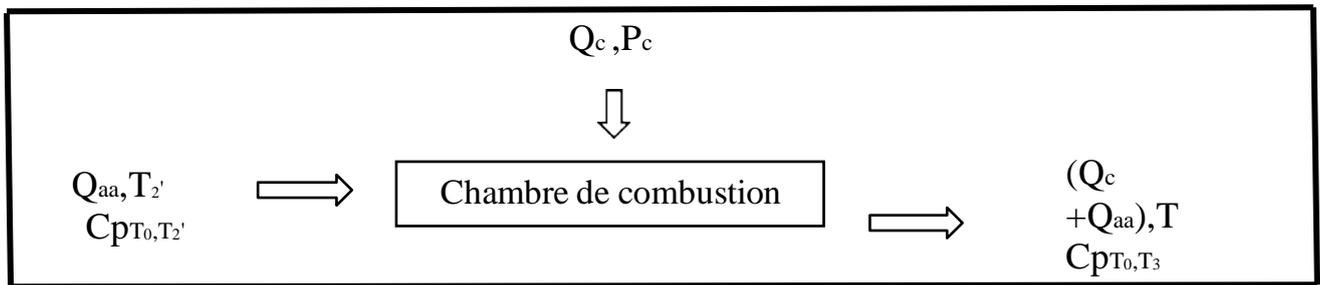


Figure III.2 : Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion

$$Q_{ac} \cdot C_{p(T2', T1)} \cdot (T_2' - T_0) + \eta_{cc} \cdot Q_c \cdot PCI = (Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{p(T0, T3)} \cdot (T_3 - T_0) \quad (10)$$

$$T_0 = 273,15 \text{ K}$$

$$\text{Volume molaire aux conditions normales} = 22,4 \text{ m}^3$$

Le combustible utilisé dans la turbine à gaz est un gaz naturel provenant de l'usine de SONATRACH et dont la composition est présentée dans le tableau suivant :

Tableau III.1 : Composition du gaz combustible

Désignation symbole des composants	Concentration moléculaire $X_i\%$	Masse molaire M (kg / k mol)
Méthane $C_1 (CH_4)$	85,42	16,04
Ethane $C_2 (C_2H_6)$	9,85	30,07
Propane $C_3 (C_3H_8)$	1,45	44,09
ISO butane $iC_4 (IC_4H_{10})$	0,11	56,10
Normal butane $n C_4(NC_4H_{10})$	0,13	58,12
ISO pentane $iC_5 (IC_5H_{10})$	0,02	72,15
Normal pentane $n C_5(nC_5H_{10})$	0,02	72,15
Hexane C_6	00	86,17
Azote N_2	1,09	28,02
Dioxyde de carbones CO_2	1,91	44,01

❖ Détermination de la constant spécifique de Gaz

RM : constante universelle des Gaz parfait $RM = 8314$ (j /kg-k).

$$m_c = \sum x_i.M_i = 18.62 \text{ g (11)}$$

x_i = fraction molaire du composant i du gaz

M_i = les masse molaire du composant i du gaz

$$R_{mel} = \frac{R_u}{m_c} = \frac{8314}{18.62} = 446.5 \text{ J/Kg.K}$$

❖ Détermination de la chaleur spécifique du mélange

Nous avons les chaleurs spécifiques de chaque composant C_{pi}

..

Tableau III.2 : Chaleurs spécifique de chaque composant

Composants de Gaz	Chaleur spécifique à P= const. (kj / kg⁰k)
Méthane C ₁	2,204
Ethane C ₂	1,714
Propane C ₃	1,624
ISO butane iC ₄	1,618
Normal butane n C ₄	1,620
ISO pentane iC ₅	1,620
Normal pentane n C ₅	1,601
Hexane C ₆	1,617
Azote N ₂	1,031
Dioxyde de carbones CO ₂	0,8403

Nous avons $C_{p\ mel} = \sum C_{pi} g_i$.

❖ Détermination de la concentration massique (g_i)

$$g_i = \frac{m_i}{m_{mel}}$$

En déterminer la masse de chaque composant m_i .

$$X_i = \frac{m_i}{M_i} \Rightarrow m_i = X_i \cdot M_i$$

$$m_{C_1} = (85.42 \times 16.04) / 100 = 13,701368 \text{ kg / k mol.}$$

$$m_{C_2} = (9.85 \times 30.07) / 100 = 2,961895 \text{ Kg/ k mol}$$

$$m_{C_3} = (1.45 \times 44.09) / 100 = 0,639305 \text{ Kg / k mol.}$$

$$m_{iC_4} = (0.11 \times 56.1) / 100 = 0,0639408 \text{ kg / k mol .}$$

$$m_{nC_4} = (0.13 \times 58.12) / 100 = 0,0755612 \text{ kg / k mol .}$$

$$m_{iC_5} = (0.02 \times 72.15) / 100 = 0,0144302 \text{ kg / k mol .}$$

$$m_{nC_5} = (0.02 \times 72.15) / 100 = 0,0144302 \text{ kg / k mol.}$$

$$m_{N_2} = (1.09 \times 28.02) / 100 = 0,305418 \text{ kg / k mol.}$$

$$m_{CO_2} = (1.91 \times 44.01) / 100 = 0,840591 \text{ kg / k mol.}$$

❖ Calculons les concentrations massiques de composant

$$(g_i)_{gc_1} = 13.70 / 18.62 = 0,7358$$

$$gc_2 = 2.961 / 18.62 = 0,1590$$

$$gc_3 = 0.639 / 18.62 = 0,0343$$

$$gic_4 = 0.063 / 18.62 = 0,0034$$

$$gnc_4 = 0.075 / 18.62 = 0,0040$$

$$gic_5 = 0.014 / 18.62 = 0,00077$$

$$gnc_5 = 0.014 / 18.62 = 0,00077$$

$$g_{N_2} = 0.305 / 18.62 = 0,01640$$

$$g_{CO_2} = 0.840 / 18.62 = 0,04514$$

❖ Calculons la chaleur spécifique de mélange :

$$C_{p_{mel}} = \sum c_{p_i} \times g_i$$

$$C_{p_{mel}} = (2.209 \times 0.7358) + (1.714 \times 0.1590) + (1.624 \times 0.0343) + (1.618 \times 0.0034) + (1.620 \times 0.040) + (1.628 \times 0.00077) + (1.601 \times 0.00077) + (1.617 \times 0) + (1.031 \times 0.01640) + (0.8403 \times 0.04514).$$

$C_{p_{mel}} = 1.99 \text{ Kj/Kg.K}$

❖ Détermination de La masse du combustible

Le volume massique aux conditions normales :

$$V_m = \frac{22.4}{18.62} = 1.203 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

$$PCI \text{ (K cal / m}^3 \text{)} = PCI \cdot V_m \text{ (K cal / Kg)} \quad (12)$$

$$Pci = 7271.60 \text{ Kcal/m}^3 = 8747.73 \text{ Kcal/Kg} = 36565.53 \text{ Kj/Kg}$$

$$T_3 = T_0 + \frac{Q_{ac} \cdot C_p (T_2', T_1) \cdot (T_2' - T_0) + \eta_{cc} \cdot Q_c \cdot PCI}{(Q_{ac} + Q_c) \cdot C_p (T_0, T_3)} \quad (13)$$

La chaleur spécifique massique des gaz de combustion à la sortie de la chambre de combustion est donnée par la relation suivant :

$$C_{p (T_0, T_3)} = 0.9718 + \frac{0.0414}{\lambda} + \left(\frac{0.0536}{\lambda} + 0.0927 \right) \cdot \frac{T_3}{1000} \quad [13] \quad (14)$$

Il est nécessaire de déterminer le coefficient d'excès d'air λ qui est donné par le rapport suivant :

$$\lambda = m_{\text{air,r}} / m_{\text{air,st}} \quad (15)$$

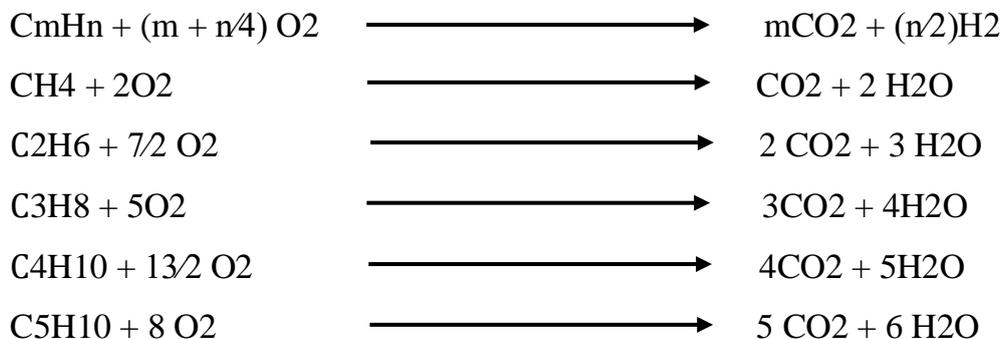
$m_{\text{air,r}}$: la masse d'air réel

$m_{\text{air,st}}$: la masse d'air stœchiométrique

La masse stœchiométrique de l'air de combustion $m_{\text{air,st}}$ est déterminée à partir des réactions des différents composants du combustible.

❖ Réaction chimique de la combustion

La combustion provient de l'oxydation des différents composants du gaz naturel selon les réactions suivantes :



❖ Détermination la masse d'air stœchiométrique :

la quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant C_mH_n est n_i

$$n_i = (m + n/4) \cdot x_i \quad (16)$$

La quantité molaire d'oxygène nécessaire est obtenue par :

$$n(O_2)_{\min} = 2(0,8542) + 7/2 (0,0985) + 5(0,0145) + 13/2 (0,0011+0,0013) + 8(0,0002+0,0002) \quad n(O_2)_{\min} = 2.14445 \text{ moles}$$

La masse d'oxygène nécessaire est donc :

$$m(O_2)_{\min} = n(O_2)_{\min} \cdot M_{O_2} = 2.14445 \cdot 32$$

$$m(O_2)_{\min} = 68.62 \text{ g}$$

$m(O_2)_{\min} = 68.62 \text{ g}$

Comme l'air est composé de l'oxygène et de l'azote avec les proportions suivant :

Tableau III.3 : Pourcentage de l'oxygène et l'azote.

Le gaz	Volume (%)	Mass (%)
Azote N ₂	79	76.8
Oxygène O ₂	21	23.5

Alors la masse totale d'air minimale nécessaire à la combustion est :

$$m(\text{air})_{\min} = m(\text{O}_2)_{\min} / 0,232 = 295.79$$

D'où le rapport stœchiométrique :

$$m_{\text{air.st}} = \frac{\text{mass d'air}}{\text{mass du combistible}} \tag{17}$$

$$m_{\text{air.st}} = \frac{295.79}{18.62} = 15.88$$

$$m_{\text{air.st}} = 15.88$$

❖ Calcul la masse d'air réel :

Le débit massique de l'air pour la vitesse de rotor 3000 tr/min est :

$$Q_{\text{ac}} = 400 \text{ Kg/s}$$

Débit massique du gaz combustible :

$$Q_{\text{c}} = 8.6 \text{ Kg/s}$$

$$m_{\text{air.r}} = \frac{Q_{\text{ac}}}{Q_{\text{c}}} \tag{18}$$

$$m_{\text{air.r}} = \frac{400}{8.6} = 46.51$$

❖ Calcul d'excès d'air λ :

le coefficient d'excès d'air : $\lambda = m_{\text{air.r}} / m_{\text{air,st}}$

$$\lambda = \frac{46.51}{15.88} = 2.928$$

Les valeurs de $CP_{(T_0, T_3)}$ et de T_3 sont déterminées à partir des équations (13) et (14) par itération avec une valeur initiale de T_3 choisi

Chapitre III : Calcul Thermodynamique Et Energétique De l'Installation De La Turbine à Gaz MS 9001 e

Remarque : pour notre turbine (MS 9001e) la valeur de la température de fin de combustion supérieure 1100 K et inférieure 1400 K, donc on utilise la température moyenne, $T_3=1250$ K [13]., dans l'équation (14) pour le calcul de $C_{p(T_0,T_3)}$ puis d'après l'équation (13) on va recalculer T_3 et ainsi de suite.

Après plusieurs itérations nous avons trouvé les résultats suivants :

$$T_3 = 1241,90 \text{ k}$$

$$C_{pT_3} = 1,12378 \text{ kj/(kg.K)}$$

$$C_{p(T_3,T_4')} = 1,20596 \text{ kj/(kg.K)}$$

III.2.1.3 Section de turbine à gaz

La puissance de la turbine est utilisée pour l'entraînement de l'alternateur pour produire de l'électricité.

a. Température de fin de détente réelle T_4'

La température T_4' est mesurée en site :

$$T_4' = 750.15 \text{ K}$$

Donc

$$C_{pT_4'} = 1,03906 \text{ kj/(kg.k)}$$

b. Calcul de la température de fin de détente isentropique T_4 à partir du rendement isentropique de détente de la turbine.

$$T_4 = T_3 - \frac{C_{p(T_3,T_4')}(T_3 - T_4')}{C_{p(T_3,T_4)}. \eta_{is.T}} \quad (19)$$

$$C_{p(T_3,T_4)} = \frac{C_{pT_3} \cdot (T_3 - 273.15) - C_{pT_4} \cdot (T_4 - 273.15)}{T_3 - T_4} \quad (20)$$

Considérons $C_{p(T_3, T_4)} = C_{p(T_3, T_4')}$

On a calculé C_{pT_4} par l'équation (6) Puis calcul de T_4 par itération des valeurs:

$$T_4 = 707,93 \text{ K}$$

$$C_{pT_4} = 1,03488 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$C_{p(T_3, T_4)} = 1,19617 \text{ Kj/Kg.}$$

c. Calcul la pression à la sortie de la turbine

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{\gamma_t}{\gamma_t-1}} \quad (21)$$

L'exposant isentropique γ_t est donné par :

$$\gamma_t = \frac{CP(T_3, T_4)}{CP(T_3, T_4) - r} \quad (22)$$

Donc

$$\gamma_t = 1,3016$$

$P_4 = 0,9720 \text{ bar}$

III.2.1.4 Performances de la turbine à gaz :

a. Le travail massique du compresseur

$$W_c = C_p(T_2, T_1) \cdot (T_2 - T_1) \quad (23)$$

$$W_c = 1,02698 \cdot (613,15 - 288,15)$$

$W_c = 333,77072 \text{ KJ/Kg}$

b. La puissance du compresseur

$$P_c = W_c \cdot Q_{ac} \quad (24)$$

$$P_c = 333,7707263 \cdot 400 = 133508,2905$$

$P_c = 133508,2905 \text{ kw}$

c. Le travail massique de la turbine

$$W_T = C_p(T_3, T_4) \cdot (T_3 - T_4) \dots\dots\dots(25)$$

$$W_T = 1,205967 \cdot (1241,90 - 750,15)$$

$W_T = 593,04210 \text{ KJ/Kg}$

d. La puissance de la turbine

$$P_T = W_T \cdot (Q_{ac} + Q_c) \dots\dots\dots(26)$$

$$P_T = 593,04210 \cdot (400 + 8,6) = 241980,4028$$

$P_T = 242317,0028 \text{ KW}$

e. La puissance utile de la turbine à gaz

$$P_U = P_T - P_c \quad (27)$$

$$P_U = 242317,0028 - 133508,2905$$

$P_U = 108808,7123 \text{ KW}$

f. Le rendement global de la turbine à gaz

$$\eta_g = \frac{P_U}{P_{th}} \quad (28)$$

Sachant que P_{th} c'est la puissance thermique de la turbine à gaz :

$$P_{th} = PCI \cdot \eta_{cc} \cdot Q_c \quad (29)$$

$$P_{th} = 36565,35 \cdot 0,97 \cdot 8,6 = 305028,1764$$

$P_{th} = 305028,1764 \text{ KW}$

D'ou

$\eta_g = 0,3567$

III.2.2 Calcul des paramètres à partir des données réel de site (dans une température ambiante différente) :

III.2.2.1 Les Paramètres mesurées sur le site (réel) :

Tableau : III.4 : paramètres réels de la turbine à gaz

Température ambiante	50 C°
Température de la sortie du compresseur	397 C°
Température d'échappement de la turbine	532 C°
Pression d'air de refoulement du compresseur	9.6bar
chute de pression dans le canal d'admission ΔP_a	70 mmH ₂ O (0.00686 bar)
PCI	36853 KJ/Kg

III.2.2.2 Calculs des paramètres du compresseur :

$$P_1 = P_a - \Delta p_a$$

$$P_1 = 1.0133 - 0.00686 = 1.00614 \text{ bar}$$

$P_1 = 1.00614 \text{ bar}$

a. Pression P2 et température T2 de fin de compression

Les valeurs de T_2 , C_{pT} , $C_{p(T_1, T_2)}$ et de γ_a sont déterminées respectivement à partir des équations (9), (6), (8) et (5) en procédant par itération avec une valeur initiale de γ_a choisi $\gamma_a = 1,4$:

$T_2 = 634,62 \text{ K}$

$$C_{pT_1} = 0,996791 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

$$C_{pT_2} = 1,02762 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

$$C_{p(T_1, T_2)} = 1,01576 \text{ KJ/Kg.K}$$

b. La température T2' de fin de compression polytropic :

$$T_{2'} = 613,15 \text{ K}$$

Donc

$$C_{pT_{2'}} = 1,03114 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

$$C_{p(T_1, T_{2'})} = 1,03609 \text{ kJ/ (kg.K)}$$

III.2.2.3 Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

$$P_3 = 9.6 - 0,1107 = 9.4893 \text{ bar}$$

$P_3 = 9.4893 \text{ bar}$

a. Température de fin de combustion T3:

On utilise la température moyenne, $T_3 = 1250 \text{ K}$ [13]., dans l'équation (14) pour le calcul de $C_{p(T_0, T_3)}$ puis d'après l'équation (13) on va recalculer T_3 et ainsi de suite, jusqu'à les valeurs de T_3 et $C_{p(T_0, T_3)}$ stabilisants.

$T_3 = 1289,57 \text{ K}$

$$C_{pT_3} = 1,129078 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$C_{p(T_3, T_4')} = 1,22195 \text{ kJ/(kg.K)}$$

III.2.2.4 Section de turbine à gaz :

a. La température de fin de détente réelle $T_{4'}$:

La température $T_{4'}$ est mesurée en site :

$$T_{4'} = 805.15 \text{ K}$$

Donc

$$C_{pT_{4'}} = 1,03906 \text{ kJ/(kg.k)}$$

b. Calcule de la température de fin de détente isentropique T_4 :

Considérons $CP(T_3, T_4) = CP(T_3, T_{4'})$

On a calculé C_{pT_4} par l'équation (6) Puis calcul de T_4 par itération des valeurs:

$T_4 = 753,024 \text{ K}$

$$C_{pT_4} = 1,03934 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$C_{p(T_3, T_4)} = 1,19917 \text{ KJ/Kg.K}$$

c. Calcul la pression à la sortie de la turbine :

D'après l'équation (22)

$$\gamma_t = 1.282$$

D'après l'équation (21)

$P_4 = 0,82577 \text{ bar}$

III.2.2.5 Performances de la turbine à gaz :

a. Le travail massique et la puissance du compresseur

D'après l'équation (23)

$W_c = 359,524913 \text{ KJ/Kg}$

D'après l'équation (24)

$P_c = 143809,9652 \text{ KW}$

b. Le travail massique et la puissance de la turbine

D'après l'équation (25)

$W_T = 591,9497079 \text{ KJ/Kg}$

D'après l'équation (26)

$$P_T = 241870,6506 \text{ KW}$$

c. La puissance utile de la turbine à gaz

D'après l'équation (27)

$$P_U = 98060,68545 \text{ KW}$$

d. Le rendement global de la turbine à gaz

D'après l'équation (29)

$$P_{th} = 36583 \cdot 0,97 \cdot 8,6 = 305175,386$$

$$P_{th} = 305175,386 \text{ KW}$$

D'où

D'après l'équation (28)

$$\eta_g = 0,3213$$

IV Conclusion :

Cette étude nous a permis de bien comprendre l'analyse du cycle thermodynamique de la turbine à gaz idéal et réel. On a trouvé qu'il y a plusieurs facteurs qui influent directement sur les performances qui peuvent être divisés en deux catégories, Les facteurs liés à la conception de la machine tels que la température maximale du cycle et le rapport de compression et les autres que sont les conditions ambiantes qui liées avec la zone d'implantation de la turbine à gaz.

Chapitre IV : Résultats Et Discussions

Comme l'air ambiant est nécessaire pour le fonctionnement d'une turbine à gaz, donc ses performances sont extrêmement influencées par les facteurs ambiants. A ce propos l'effet de la température de l'air ambiant sur les différents paramètres de fonctionnement, à savoir, le taux de compression, le travail du compresseur et de la turbine, la puissance utile et le rendement global, en plus, des résultats pour deux journées typiques d'été et d'hiver sont présentés dans cette section.

IV.1 Comparaison des résultats obtenus avec les valeurs du constructeur :

Une première série de calculs des performances du cycle a été effectuée pour comparer les résultats aux valeurs fournies par le constructeur.

D'après les résultats du calcul thermodynamique obtenus, les performances calculées représentent un léger écart par rapport à celle du constructeur (avec une erreur relative égale à 3.6 % du rendement et 11.5 % de la puissance utile). Cela peut être expliqué par le fait que certaines conditions de fonctionnement réelles sont différentes des conditions nominales définies par le constructeur. D'un autre côté, à une température égale à 50 °C le rendement et la puissance diminuent. car en réalité, il y a des facteurs (la température, la pression et l'humidité) qui présentent une influence directe sur les performances de la turbine. Mais ces performances restent dans une marge pour un fonctionnement acceptable de la machine.

	Puissance utile P_U (MW)	Rendement globale η_g (%)
Donnés de constructeur à (15°C)	123	37
Résulta de calcul à (15°C)	108,80	35,67
Résulta de calcule à (50°C)	98,060	32 ,13

Tableau IV.1 : Comparaison des résultats obtenus

IV.2 Influence des paramètres thermodynamique sur les performances de la turbine à gaz :

La turbine à gaz aspire 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.

IV.2.1 Influence de la pression atmosphérique :

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le volume de l'air augmente (en raison d'une réduction de sa masse volumique) et la puissance consommée par le compresseur est proportionnellement augmenté ce qui réduit la puissance de la turbine à gaz.

IV.2.2 Influence de l'humidité :

L'air humide est plus léger que l'air sec, car le poids moléculaire de l'eau est 18g/mol tandis que le poids moléculaire moyen de l'air est 28.95g/mol. Donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue.

IV.2.3 Influence de la poussière :

Lorsque la concentration de poussière dans l'atmosphère augmentée à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de la turbine.

IV.2.4 Influence de la température ambiante sur la turbine MS9001e :

Pour étudier l'influence de la température ambiante sur les performances de notre turbine nous avons refait les calculs précédents en changeant à chaque fois la valeur de la température ambiante. Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

T (K)	Rapport de compression (τ)	W_{compr} (KJ/Kg)	W_{Turbine} (KJ/Kg)	η_g	P_{util} (KW)	P_{th} (KW)
288,15	11,0215	333,7707	593,0421	35,67	108808,71	305028,17
292,15	10,7236	336,1484	590,4783	35,01	106810,09	305066,94
308,15	9,9389	339,3117	583,5758	33,66	102724,36	305111,15
312,15	9,7401	340,8331	582,2330	33,41	101578,57	305136,18
315,15	9,6905	341,7021	581,0880	33,01	101099,31	305148,69
317,15	9,6408	344,5611	580,8719	32,881	100337,03	305152,94
321,15	9,5911	347,3627	579,5476	32,30	98587,322	305165,70
324,15	9,5414	358,5230	578,6981	32,03	97132,821	305192,07

Tableau IV.2 : les performances de la turbine à gaz MS9001e pour des températures ambiantes déférentes

IV.2.4.1 Variation de rapport de compression (τ) en fonction de la température ambiante :

Les résultats de calcul nous a permis de tracer la courbe de la variation de rapport de compression (τ) en fonction de la température ambiante. D'après la figure IV.1, il a été constaté que le rapport de compression diminue avec l'augmentation de la température ambiante, cette diminution est expliquée par l'augmentation du volume d'air entrant dans le compresseur avec un débit massique constant.

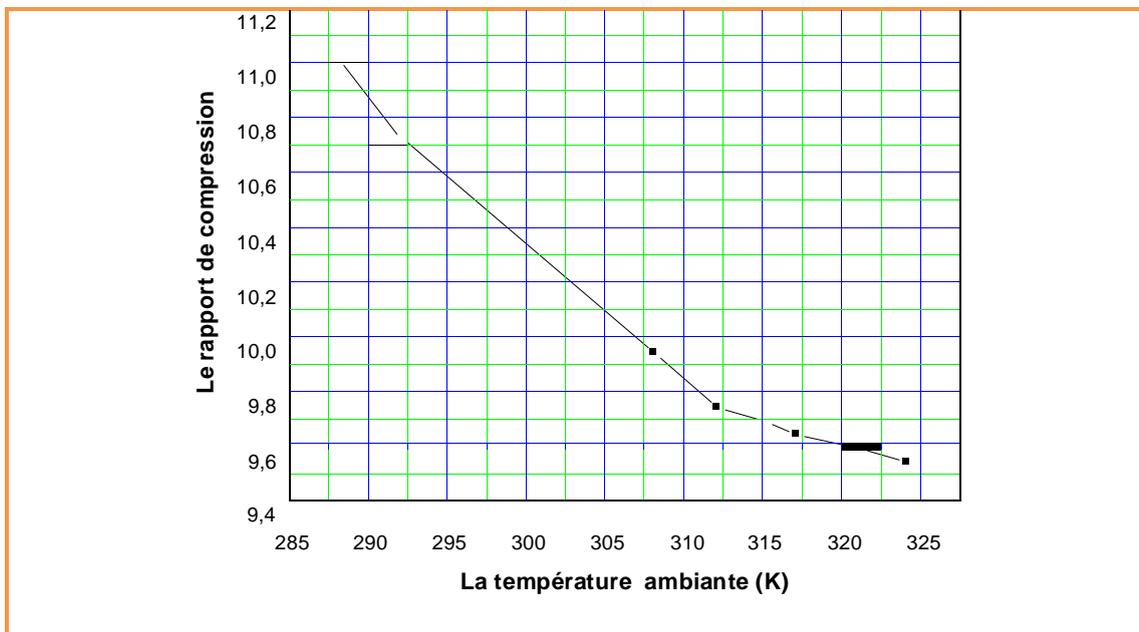


Figure IV.1 : Variation de rapport de compression en fonction de la température ambiante

IV.2.4.2 Variation du travail du compresseur en fonction de la température ambiante :

La figure IV.2 montre la variation du travail du compresseur en fonction de la température ambiante. Le travail du compresseur présente un accroissement en fonction de la température ambiante. Cette augmentation peut être due à la diminution de la masse volumique de l'air et en tenant compte que le débit massique est constant il faut que le travail du compresseur soit suffisamment fort grand pour conserver le débit.

IV.2.4.3 Variation du travail de la turbine en fonction de la température ambiante :

Les résultats de calcul du travail de la turbine en fonction de la température ambiante sont représentés sur la figure IV.3. Il a été remarqué que le travail de la turbine diminue quand la température ambiante augmente, cela est expliqué par le fait que l'augmentation de la température de sortie du compresseur induit une chute de la température de la chambre de combustion qui est limitée (ne dépasse pas la température Max) ce qui cause la diminution du travail de la turbine.

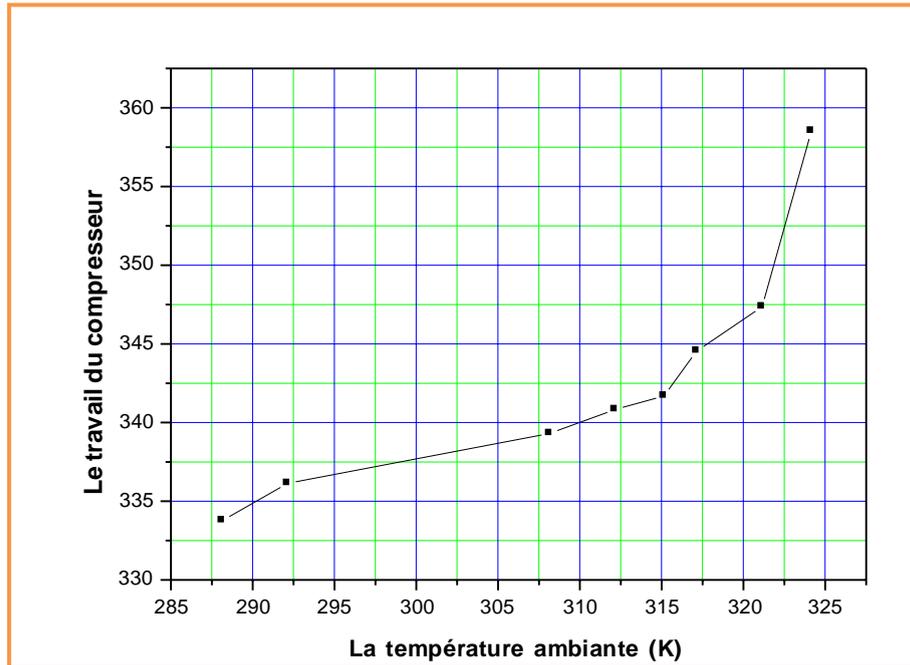


Figure IV.2 : La variation du travail du compresseur en fonction de la température ambiante

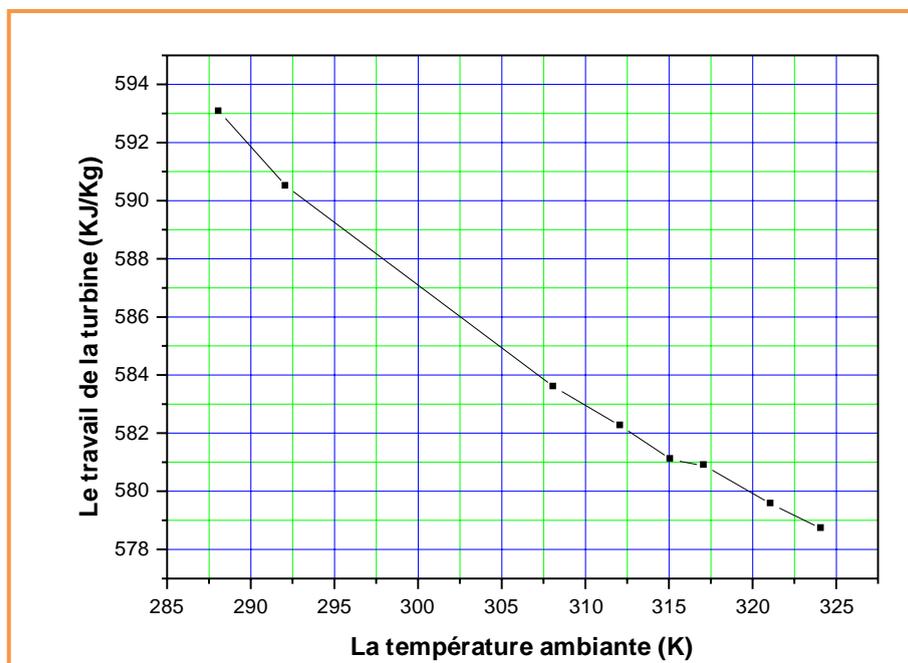


Figure IV. 3 : La variation du travail de la turbine en fonction de la température ambiante

IV.2.4.4 Variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante :

La variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante a été présentée dans la figure IV.4. La température ambiante influe négativement sur la puissance utile de la turbine à gaz, cette chute de puissance est peut être due à l'augmentation de la puissance du compresseur et la diminution de la puissance de la turbine ce que cause automatiquement la diminution de la puissance de la turbine à gaz.

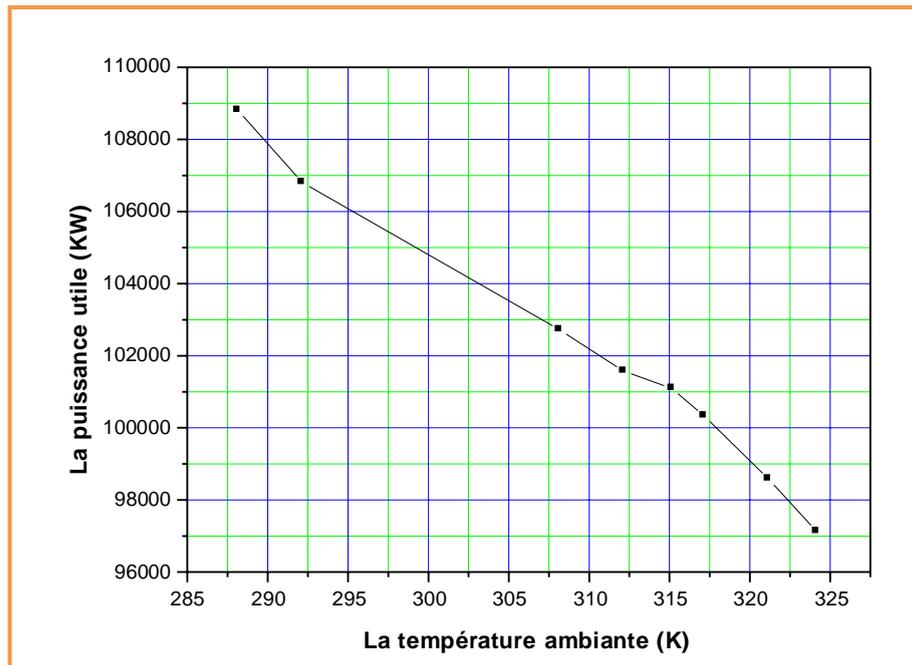


Figure IV.4 : La variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante

IV.2.4.5 Variation de la puissance thermique en fonction de la température ambiante :

La figure IV.5 nous montre que la puissance thermique varie proportionnellement avec la température sachant que plus la température augmente, la puissance thermique augmente aussi. Cela est interprété par le fait que l'augmentation du pouvoir calorifique inférieur influe sur la puissance thermique.

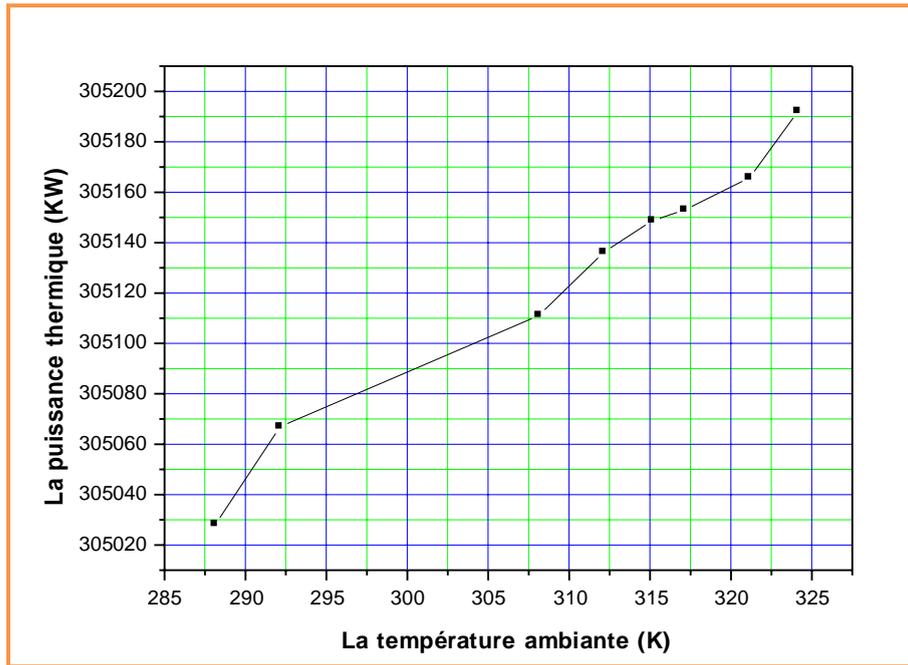


Figure IV.5 : variation de la puissance thermique en fonction de la température ambiante

IV.2.4.6 Variation du rendement globale en fonction de la température ambiante :

Pour étudié l'influence de la température ambiante sur le rendement globale de la turbine à gaz nous avons tracé la courbe de la figure IV.6, qui représente la variation du rendement globale en fonction de la température ambiante.

L'allure de cette courbe montre que l'augmentation de la température ambiante influe inversement sur les valeurs les performances de la turbine MS9001E. En effet il est à noter que plus cette température s'élève, plus le rendement global diminue. La chute du rendement global s'explique par l'augmentation du travail du compresseur, qui est entraîné par la turbine, ce que diminuera la puissance utile de la turbine à gaz. L'élévation de la température ambiante cause aussi l'augmentation de la puissance thermique, ce que inévitablement diminuera le rendement globale.

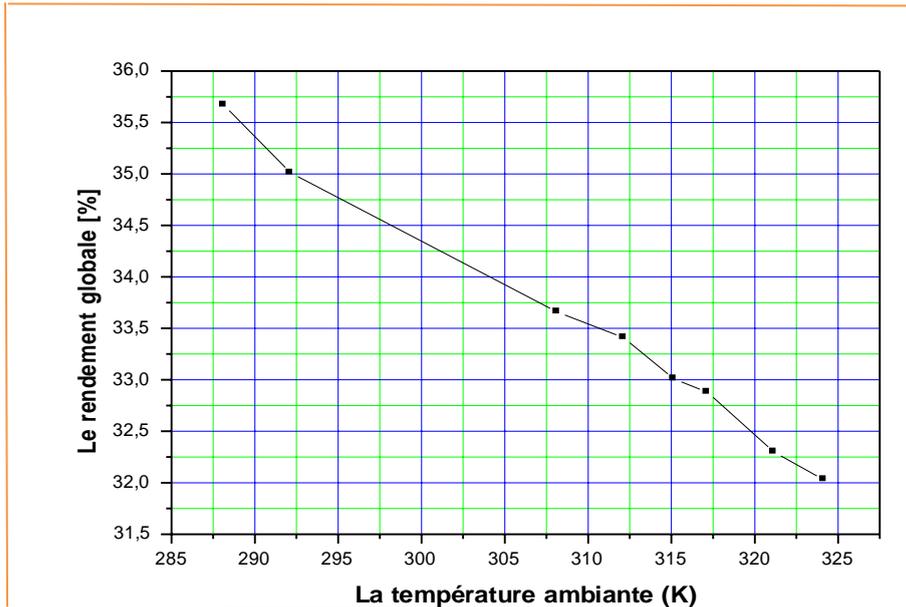


Figure IV.6 : la variation du rendement globale en fonction de la température ambiante

IV.2.5 Variation journalière du rendement :

Afin de visualiser l'évolution du rendement le long d'une journée, nous avons calculé les performances de la turbine à gaz MS9001e chaque deux heures pendant une journée d'été et une autre d'hiver. Les résultats que nous avons trouvés sont regroupés dans les tableaux suivants :

IV.2.5.1 Variation du rendement dans une journée d'hiver (en 25/02/2021) :

Tableau IV.3 : Rendement de la turbine à gaz dans une journée d'hiver

Heure (h)	Température (°C)	Le rendement global en hiver [%]
2	15	35.67
4	14	35.99
6	12	35.60
8	13	35.73
10	15	35.67
12	17	35.09
14	20	34.76
16	20	34.76
18	20	34.76
20	19	35.01
22	17	35.09
24	16	35.25

IV.2.5.2 Variation du rendement dans une journée d'été (en 07/07/2020) :

Tableau IV.4 : Rendement de la turbine à gaz dans une journée d'été

Heur (h)	Température (°C)	Le rendement global en été [%]
2	39	33.61
4	37	33.64
6	36	33.65
8	39	33.61
10	46	32.33
12	50	32.13
14	51	32.03
16	51	32.03
18	50	32.13
20	47	32.43
22	42	33.13
24	41	33.29

Les tableaux IV.3 et IV.4 nous permettent de tracer la courbe de la variation du rendement globale de notre turbine à gaz en fonction des heures de la journée

De la figure IV.7 nous prouvons que le rendement le long d'une journée d'hiver est plus important par rapport à une journée d'été. Cette différence est due à l'écart de température entre l'hiver et l'été et particulièrement dans les régions sahariennes. Nous remarquons aussi que le rendement en hiver est plus stable qu'en été à cause de la grande différence de température entre le jour et la nuit (15°C en été) contrairement à l'hiver où la différence est plus petite (8°C).

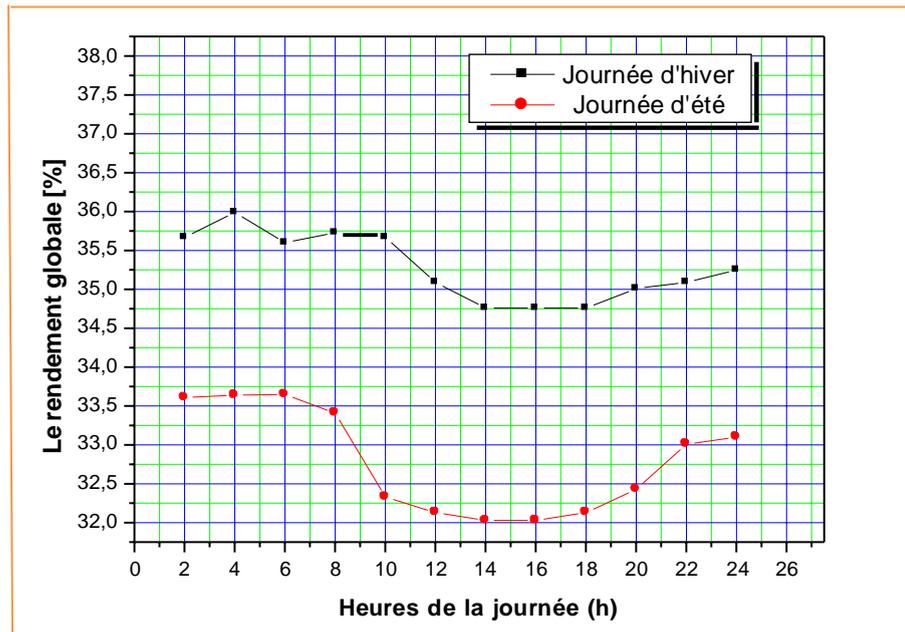


Figure IV.7 : la variation du rendement globale de la turbine à gaz en fonction des heures de la journée

IV.3. Les technologies proposées pour Améliorer la performance de la TAG :

IV.3.1 Introduction :

Les installations des turbines à gaz sont conçues pour fonctionner dans des conditions ambiantes ISO à savoir une température égale à 15°C, une pression atmosphériques de 1.013bars et une humidité relative 60%. Cependant, les conditions ambiantes ne sont pas stable pendant toute l'année (même entre le jour et la nuit) d'un côté, et d'une région à une autre de l'autre côté. Alors les performances des installations de turbines à gaz sont toujours variées ou encore médiocres dans les périodes chaudes et sèches lorsque la masse d'air traversant l'installation est faible et la température à l'entrée du compresseur est plus élevée.

A cet effet, on utilise des systèmes de refroidissement d'air en amont du compresseur afin d'améliorer les performances de ces installations par l'augmentation de la masse d'air qui passe par la machine. Ceci en abaissant la température de l'air à l'entrée du compresseur qui diminue par la suite les émissions des oxydes d'azote dans la chambre de combustion.

Les systèmes utilisés actuellement sont les suivantes :

- ❖ Refroidissement par évaporation de l'eau
- ❖ Refroidisseur évaporatif ou refroidissement par ruissellement d'eau
- ❖ Injection de bouillard
- ❖ Utilisation des groupes frigorifiques à compression
- ❖ Réfrigération directe (un simple circuit)
- ❖ Réfrigération indirecte (deux circuits)

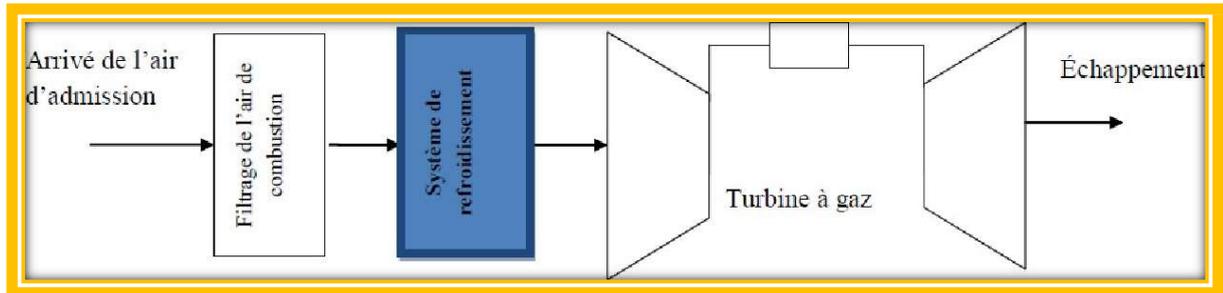


Figure IV.8 : Représentation schématique d'une installation d'une TAG avec Refroidissement de air

IV.3.2 Refroidisseur évaporatif :

IV.3.2.1 Principe de fonctionnement :

Le principe de refroidissement évaporatif est le même que celui qui se déroule dans la nature. On évapore une masse d'eau traitée dans le canal d'admission, la chaleur latente nécessaire à l'évaporation provient de l'air lui-même. L'air qui sort après ce système de refroidissement est donc refroidi et humidifié. Le processus de refroidissement n'exige pas un apport d'énergie. Les refroidisseurs par évaporation d'eau sont appropriés dans les zones chaudes et sèches. Deux techniques existent assurées le refroidissement par évaporation d'eau.

IV.3.2.1.1 Refroidisseur évaporatif par module humidité :

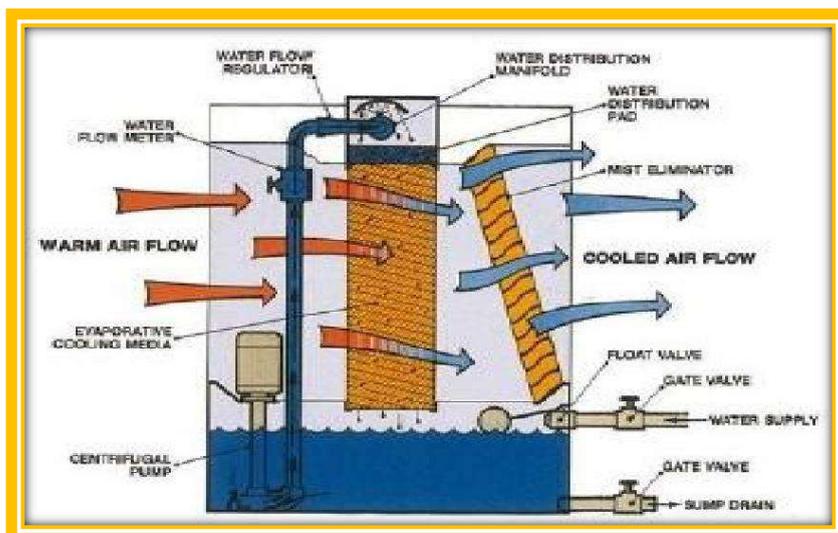


Figure.IV.9: Refroidisseur évaporatif

Le refroidissement par ruissellement d'eau consiste à faire passer l'air après filtrage par un média humidifié composé de surfaces ondulées en papier de cellulose traité, ce média joue le rôle d'un évaporateur conventionnel. L'eau s'écoule sur la surface ondulée du panneau évaporant. Le reste d'eau va tomber dans un bac situé en dessous de l'évaporateur. L'air à la sortie du refroidisseur est refroidi et avant de passer par le compresseur de la turbine à gaz, il passe par un système d'élimination des gouttelettes d'eau pour assurer un bon fonctionnement du compresseur de la turbine à gaz l'élément principal du refroidisseur par ruissellement d'eau et le média humide, il est en papier ondulé sous forme d'un nid d'abeille. L'eau s'écoule par un système de distribution positionnée en dessus du média.

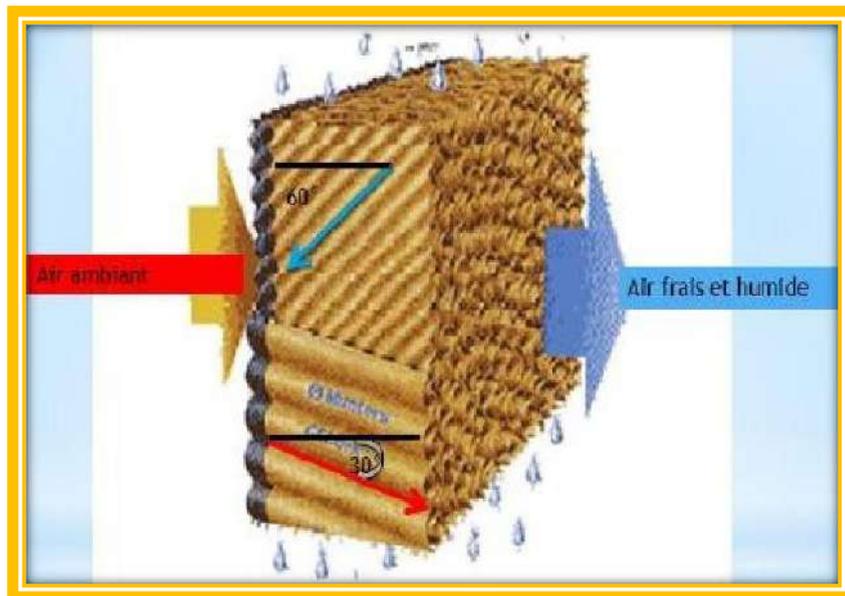


Figure. IV.10 : média humide

L'efficacité des refroidisseurs évaporatifs avec média humidifié peut atteindre jusqu'à 90%.

Généralement, il est recommandé de placer le refroidisseur évaporatif après le filtre à air d'admission et non pas avant. Cet arrangement protégera les médias contre la poussière et d'autres contaminants aéroportés.

On cite différents avantages et désavantages de cette technologie :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Facile et rapide à installer ➤ Le cout estimatif pour l'installation est de 1/8 à 1/2 par rapport au cout de climatisation frigorifiée. ➤ Le cout estimatif de l'opération (exploitation) est de 1/4 de celui d'air frigorifié. ➤ Il fonctionne comme un laveur et nettoyeur d'air d'admission. ➤ Une augmentation des puissances produites par la turbine à gaz permet de couvrir les pics de demande surtout dans les périodes chaudes. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Limitation sur l'amélioration de capacité ➤ Il n'est pas adapté aux sites humides ➤ Consomme une quantité d'eau ➤ L'eau doit être traitée avant utilisation.

IV.3.2.1.2 Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau :



Figure IV.11: Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau

Dans ce système l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de petites particules au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bar). L'eau s'évapore dans l'air, la température diminue et l'humidité spécifique augmente. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%.

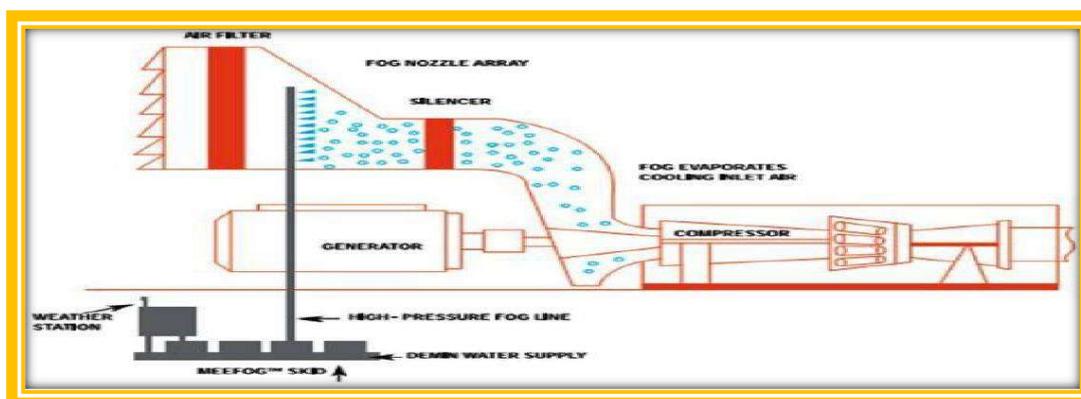


Figure.IV.12 : schéma d'un Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau

Chapitre IV : Résultats Et Discussions

La taille de gouttelette d'eau pulvérisée est très fine donc elle s'évapore facilement dans l'air. Avant d'utiliser un système de pulvérisation d'eau pour refroidir l'air de combustion des turbines à gaz, l'eau doit être traitée dans une station de traitement ou de déminéralisation.

On cite différents avantages et désavantages de cette technologie :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">➤ Installation facile➤ Bas coût d'investissement➤ Peut augmenter la performance des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation.	<ul style="list-style-type: none">➤ L'amélioration de capacité est limitée.➤ Il s'adapte qu'avec les sites secs.➤ Il nécessite une pompe de grande puissance.

IV.3.2.2 systèmes de réfrigération mécaniques :

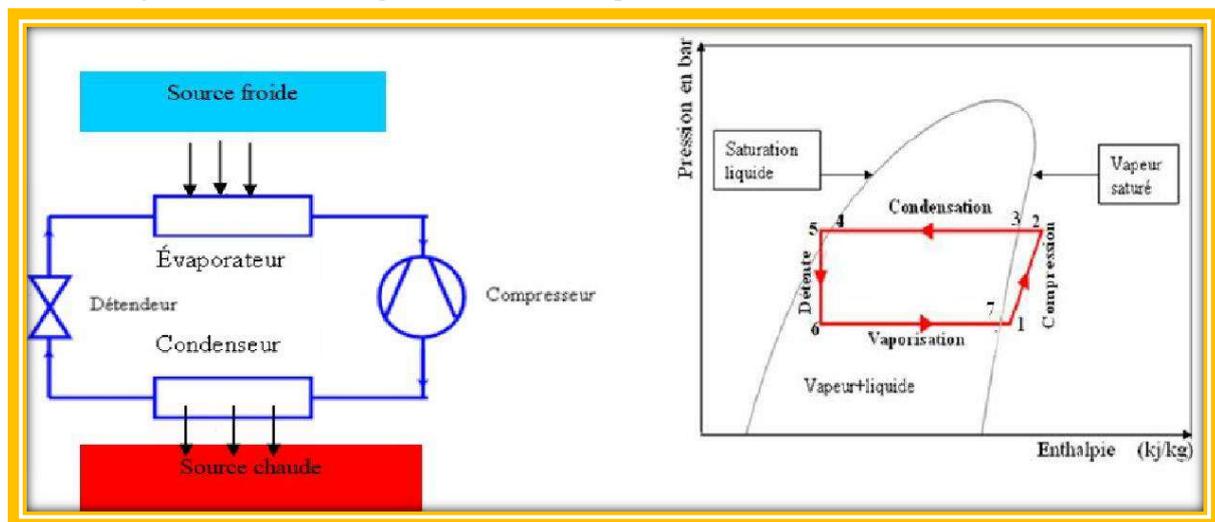


Figure.IV.13 : systèmes de réfrigération mécaniques

Cette machine thermodynamique est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. L'utilisation des systèmes de refroidissements mécaniques est applicable dans les lieux où l'humidité relative est élevée. Les machines frigorifiques à compression sont utilisées de deux différentes à savoir en mode direct ou indirect :

IV.3.2.2.1 Type direct :

L'air échange directement la chaleur avec le fluide frigorigène qui circule dans la machine, donc l'air qui passe à travers l'évaporateur va refroidir.

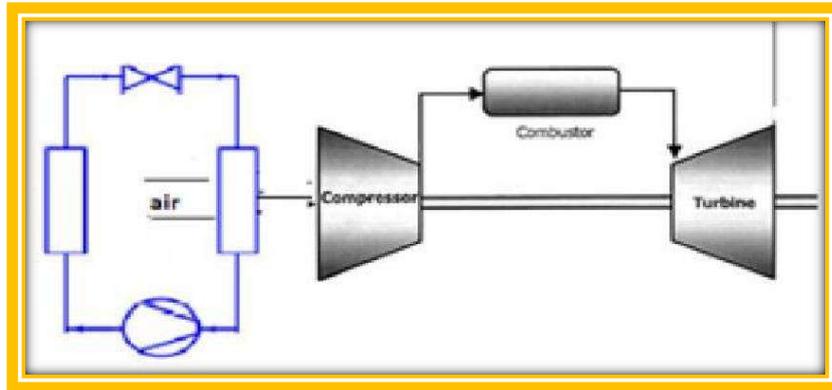


Figure.IV.14 : systèmes de réfrigération mécaniques " Type direct "

On cite différents avantages et désavantages de cette technologie :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Ils donnent une meilleure amélioration que les systèmes par évaporation d'eau. ➤ Une température d'air à l'admission constante. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Le prix d'installation et d'exploitation élevé. ➤ Il demande une charge supplémentaire afin de faire fonctionner le groupe frigorifique. ➤ Il est nocif aux composantes de la turbine à gaz en cas de fuites. ➤ Il nécessite une maintenance périodique.

IV.3.2.2.2 Type indirect :

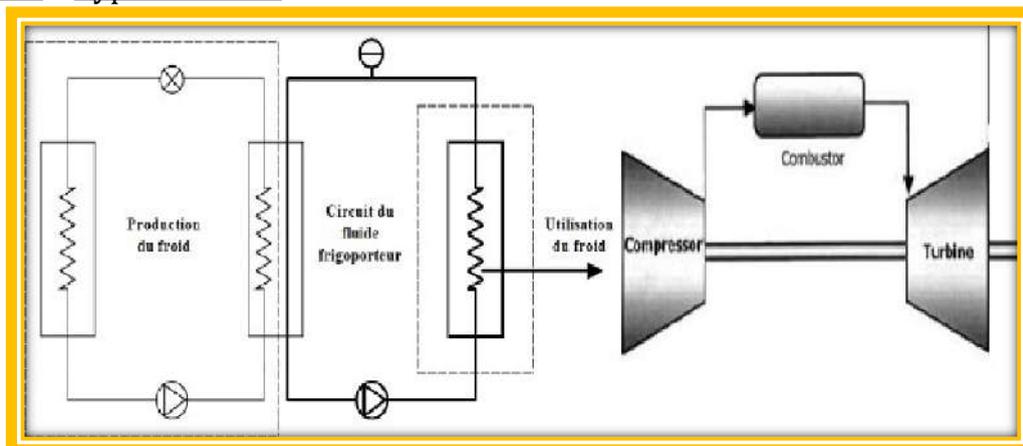


Figure.IV.15 : systèmes de réfrigération mécaniques " Type indirect "

Dans un système de refroidissement indirect on trouve deux circuits : primaire et secondaire. Le circuit primaire est le circuit du groupe frigorifique (production du froid) où le fluide moteur ou frigorigène s'écoule, le second est le circuit de transport de froid et il s'appelle le circuit du fluide frigoporteur.

Les fluides frigoporteurs qui sont utilisées ne sont pas nocifs à l'installation de la turbine à gaz en cas de fuites. Parmi ces fluides l'air et l'eau.

On cite différents avantages et désavantages de cette technologie :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">➤ Peut augmenter les performances de la turbine à gaz mieux que les refroidisseurs par évaporation (par médias et pulvérisation).➤ Pas sensible à la température humide de l'air ambiant.➤ Pas de danger concernant les fuites et les déperditions de fluide frigorigène.	<ul style="list-style-type: none">➤ Coût d'installation élevé.➤ Il exige une charge supplémentaire par rapport au système direct afin de faire fonctionner le circuit secondaire (circuit du fluide frigoporteur).

IV.4. Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion :

IV.4.1. Injection de vapeur et injection d'eau :

L'injection de vapeur ou d'eau peut avoir les deux buts suivants :

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

IV.4.2. Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (NOX) :

La méthode d'injection de vapeur ou d'eau a été présentée au début des années '70 pour limiter et contrôler la présence des oxydes d'azote ou de NOX

L'injection est habituellement effectuée dans la zone du chapeau de la chambre de combustion. Le système d'injection limite la quantité maximale de vapeur ou d'eau injectable, afin de sauvegarder la stabilité et la continuité dans le processus de combustion. Cependant, la quantité de vapeur et d'eau injectée est suffisante pour réaliser des niveaux de réduction de NOX considérables.

Selon la quantité de vapeur ou d'eau injectée dans la chambre de combustion. Réglée automatiquement par le système de contrôle de la turbine, en relation avec le niveau de NOX désiré.

La puissance débitée augmentera en raison de l'augmentation du débit massique traversant la turbine à gaz.

Dans le cas de l'injection de vapeur, la consommation spécifique diminuera également pour les mêmes raisons applicables aux gaz combustibles à faible pouvoir calorifique. Au

contraire, ce dernier avantage n'existe pas dans le cas de l'injection d'eau, car elle exige la vaporisation d'une quantité de combustible plus grande pour satisfaire les conditions nécessaires pour l'injection dans la chambre de combustion.

Dans des conditions de service de pointe, avec un maximum de 1250 heures/anil est possible d'augmenter le débit d'eau dans la zone du chapeau de la chambre de combustion afin d'augmenter la puissance débitée de la turbine à gaz. Evidemment, cela réclame des intervalles d'entretien plus courts.

En ce qui concerne les débits d'eau maximum et les procédures d'entretien. Ceux-ci doivent être évalués au cas par cas, en fonction du modelé de machine et de son système de combustion.

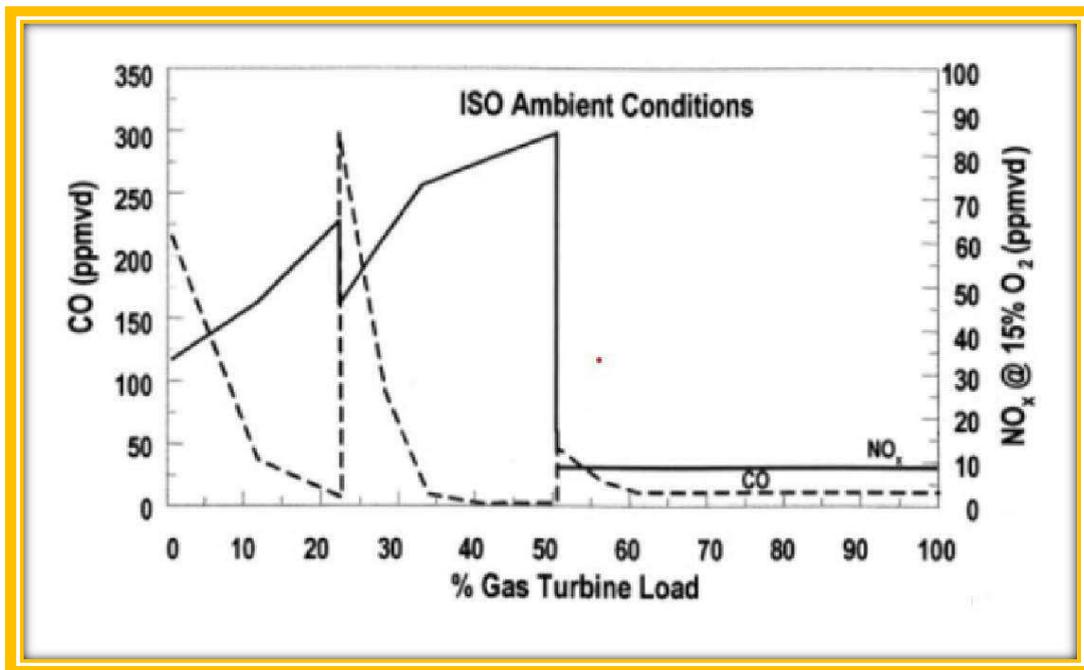


Figure. IV.16 : Emissions - gaz naturel MS9001e

IV.4.3 Augmentation de la puissance :

L'injection de vapeur pour augmenter la puissance a été rendue disponible et fiable par plus de 30 ans d'expérience.

A la différence de l'injection d'eau, la vapeur est injectée dans le corps de refoulement du compresseur, de ce fait éliminant toutes les limitations imposées afin de maintenir un processus de combustion stable. Pour cette raison. La quantité maximale de vapeur injectable est limitée aux valeurs de pourcentage de débit massique de l'air d'aspiration du compresseur.

La vapeur doit être surchauffée. Et il faut assurer au moins une différence de 250C par rapport à la température de refoulement du compresseur : la pression limite d'approvisionnement de vapeur doit être (d'au moins) 4 bars(g) plus grande que la pression maximale dans la chambre de combustion.

Dans le cas de l'injection de vapeur et d'eau, la quantité de vapeur injectée dans des conditions de charge partielle doit être égale à la quantité requise pour la réduction de NOX. Une fois la valeur de la charge de base atteinte. Le système de commande donne

le feu vert pour injecter de la vapeur additionnelle nécessaire pour augmenter la puissance débitée de la turbine.

IV.5 Simulation de la turbine à gaz MS9001e à l'aide du Logiciel Thermoptim :

L'utilisation du logiciel Thermoptim peut paraître comme une solution pour remédier au problème de calcul manuel long. Le logiciel Thermoptim est utilisé dans le calcul des systèmes énergétiques, c'est un outil de modélisation et d'optimisation qui peut être utilisé soit pour des applications pédagogiques ou industrielles.

IV.5.1 Environnements de travail de Thermoptim :

a. Création du schéma

Thermoptim comporte une palette présentant les différents composants (échanges de chaleur, compresseurs, organes de détente, chambres de combustion, mélangeurs, diviseurs...), et un panneau de travail où l'on place ces composants et où on les interconnecte par des liens vectoriels.

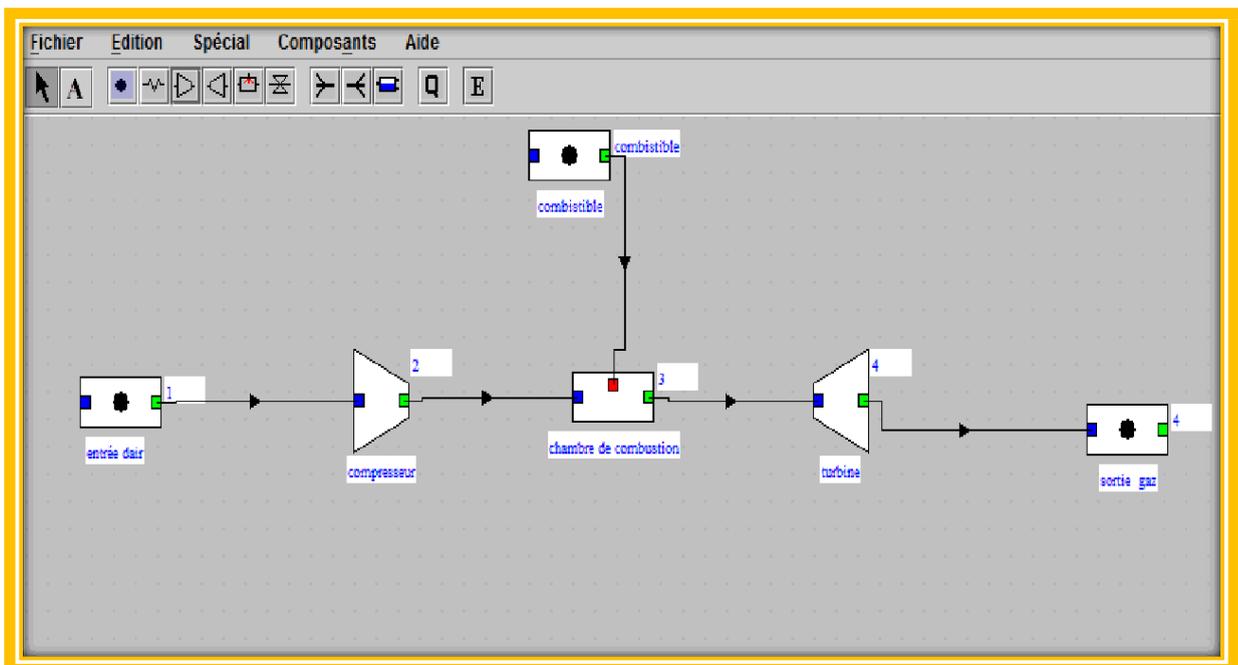


Figure. IV.17 : Ecran éditeur de schéma.

b. Création des éléments du simulateur

Pour créer les éléments du simulateur, le plus simple est d'utiliser l'interface qui le relie à l'éditeur de schémas.

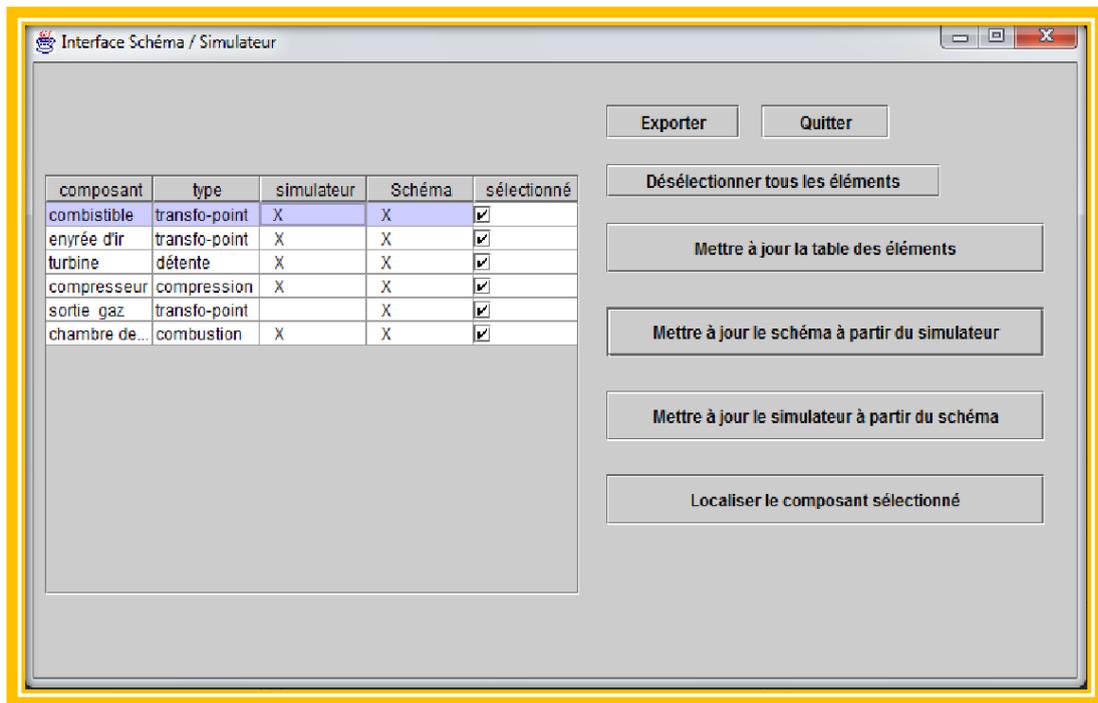


Figure. IV.18 : simulateur de schéma.

IV.5.2 Simulation de base :

Afin de comparer notre travail nous avons simulé la turbine à gaz MS9001e en utilisant évidemment les mêmes données de départ. Le tableau suivant contient les résultats obtenus par le progiciel ThermoOptim :

Tableau IV.5 : résultats de ThermoOptim

T ₁ (K)	T ₂ (K)	T ₃ (K)	T ₄ (K)	τ	η_g [%]	P _{utile} (MW)
288,15	613,15	1199,87	702.44	11,02	37,48	109 ,10931
292,15	619,15	1204,99	7010.06	10,85	36,82	107,16105
308,15	637,15	1220,82	732.45	10.01	35,82	104,27545
312,15	643,15	1225,5	739.17	9.86	35,51	103,35711
315,15	645,15	1227,29	743.15	9.79	35,23	102,55642
317,15	653,15	1231,57	745.13	9.7	35,02	101,99423
321,15	656,15	1274,67	745.35	9.63	34,78	101,29903
324,15	670,15	1278,52	748.45	9.58	34,57	100,6863

IV.5.3 Diagramme entropique (T,S) de la turbine MS9001e a une température ambiante égale à 15 °C :

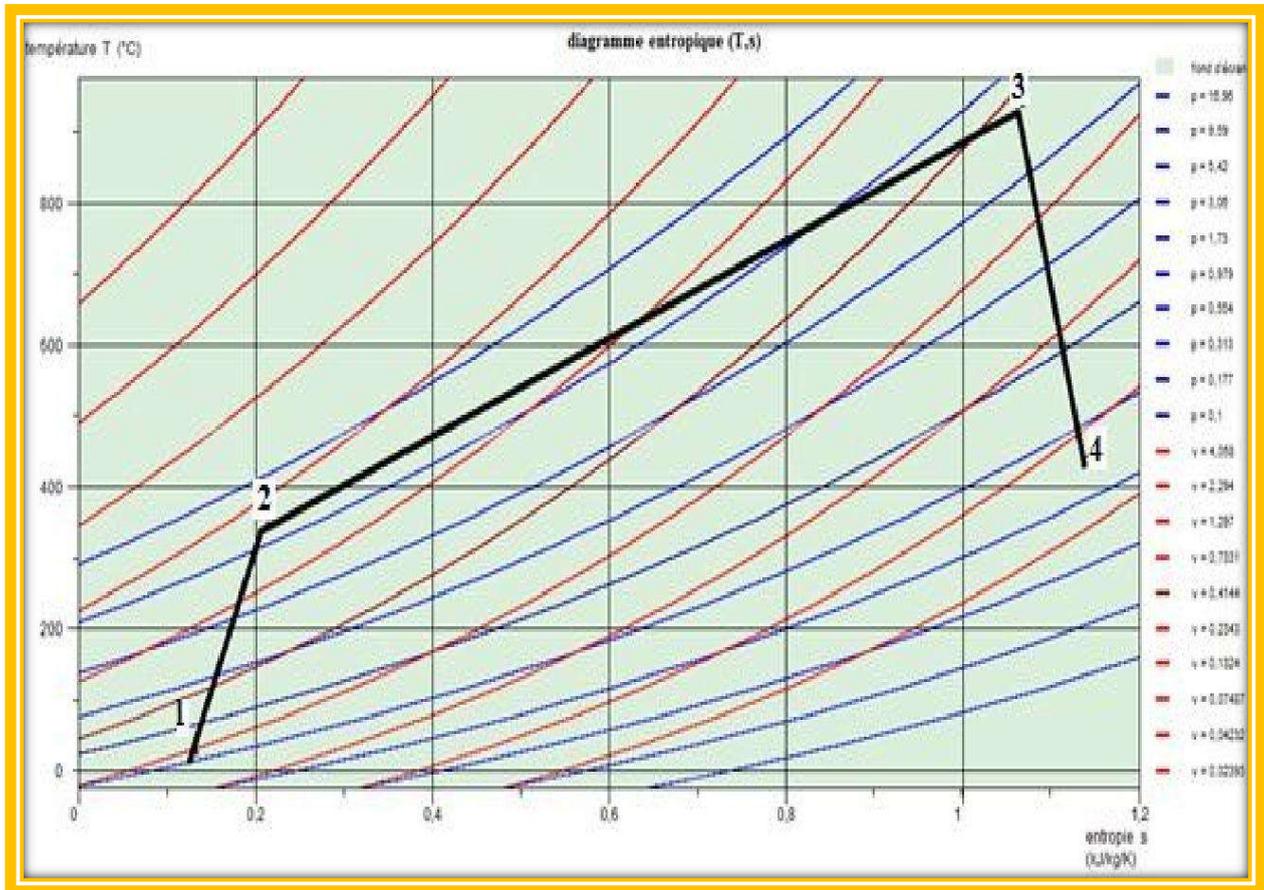


Figure. IV.19 : diagramme entropique de la turbine à gaz MS9001e

IV.5.4 Comparaison des résultats :

IV.5.4.1 Rapport de compression :

La figure IV.20 montre l'évolution du taux de compression en fonction de la température ambiante comme obtenue par la simulation réalisée à l'aide de ThermoOptim et le calcul effectué précédemment. La comparaison indique qu'il y a un bon accord entre les résultats du calcul thermodynamique et ceux de la simulation citée.

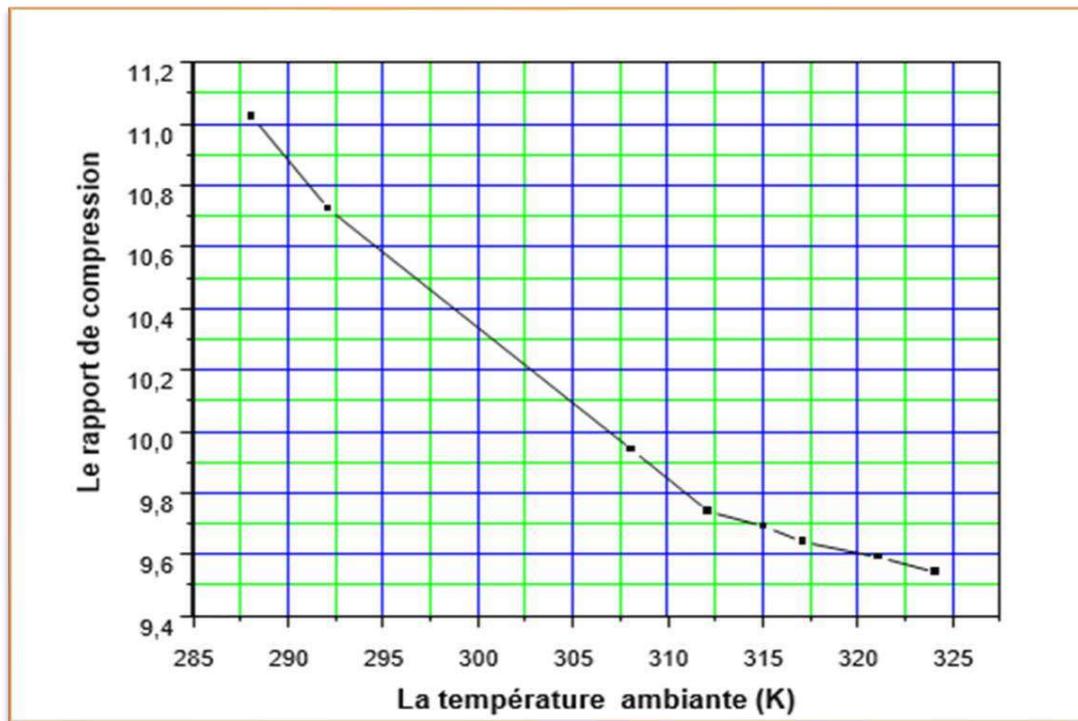


Figure. IV.20 : variation de rapport de compression en fonction de la température ambiante

IV.5.4.2 Puissance utile et rendement global :

Sur les figure IV.21 et IV.22 , les variations de la puissance et du rendement global en fonction de la température ambiante de la simulation réalisée à l'aide de Thermoptim et du calcul thermodynamique ont été montrées. Il est à noter que ce dernier présente un léger écart par rapport à la simulation par Thermoptim. Cette déviation est peut être due premièrement aux conditions climatiques rigoureuses du site comme la poussière du vent de sable. Deuxièmement, la durée de fonctionnement de cette turbine sachant qu'elle fonctionne depuis 1990 ce qui cause la baisse de ses performances.

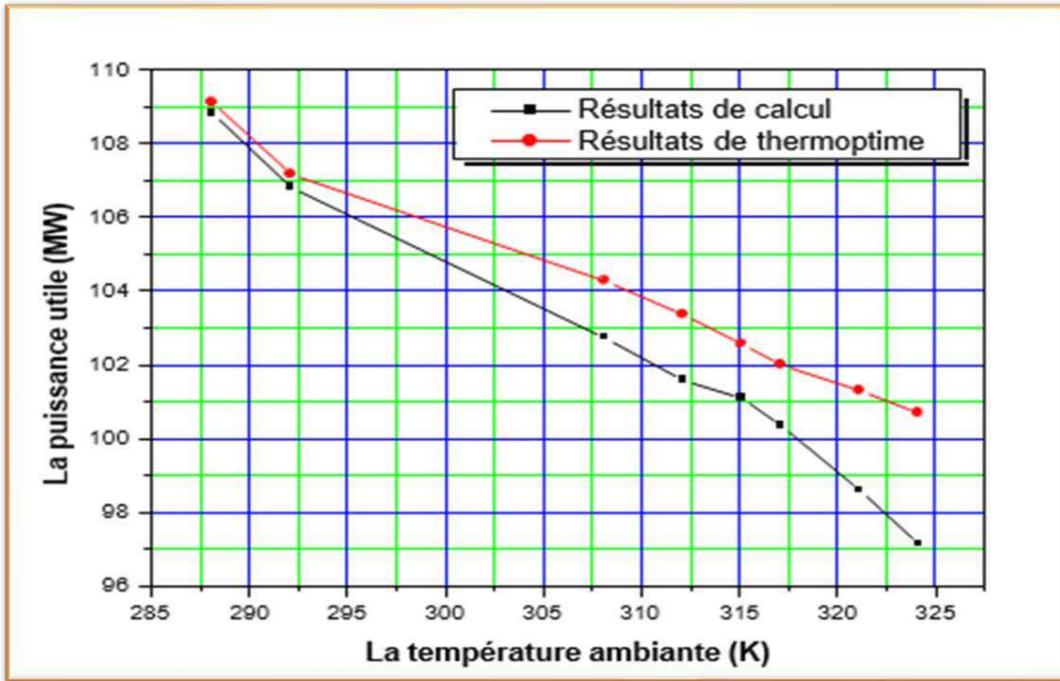


Figure. IV.21 : variation de la puissance utile en fonction de la température ambiante

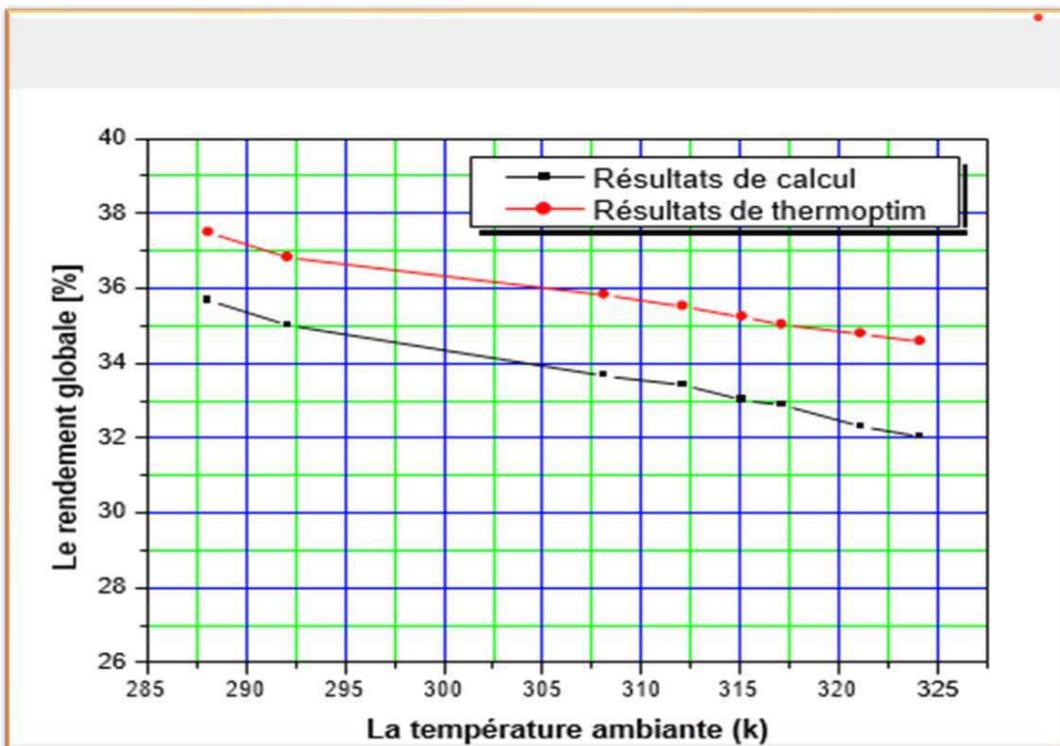


Figure. IV.22 : variation du rendement global en fonction de la température ambiante

IV.6. CONCLUSION :

On a choisi le refroidisseur par ruissellement d'eau pour refroidir et humidifier l'air de l'admission en même temps, parce que ce système est adaptable avec les zones chaudes et sèches, telle que la zone de la goulette.

La présence de système de refroidissement produit une diminution de la température de l'air ambiant et une augmentation de la densité (donc le débit massique), ce qui influe directement sur l'amélioration des performances (puissance utile produite, rendement thermique) de l'installation de turbine à gaz .

Les turbines à gaz ont pris ces dernières années un système de développement accéléré, plus particulièrement dans le domaine de l'industrie des hydrocarbures. Les machines utilisées comme groupe de force, dans cette industrie, sont confrontés à des conditions climatiques difficiles du sud Algérien où la température de l'air ambiant est variable et avoisine souvent 50 °C en été, ce qui fait chuter la puissance utile de plus de 20 % ce qui est considérable. De ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, revêt un caractère urgent.

Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence des conditions ambiant sur les performances d'une turbine à gaz donnée.

Un dispositif d'une installation équipé d'un circuit d'eau d'alimentation, un économiseur et un évaporateur est proposé. Cette partie est traversée par le flux de la chaleur des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée nécessaire à l'injection et cela pour obtenir les performances voulues.

Les résultats prouvent également que la puissance utile disponible et le rendement d'une turbine à gaz se stabilisent, comme dans un fonctionnement à des conditions ISO quand une quantité de la vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la température ambiante.

Le modèle développé dans ce travail pour un cycle simple d'une turbine à gaz à une ligne d'arbre peut envisager les exécutions d'un nombre relativement grand de turbines à gaz semblables à une turbine du type G.E MS9001e. Ont conclu que ce modèle est proposé pour le valider expérimentalement.

CONCLUSION GENERALE

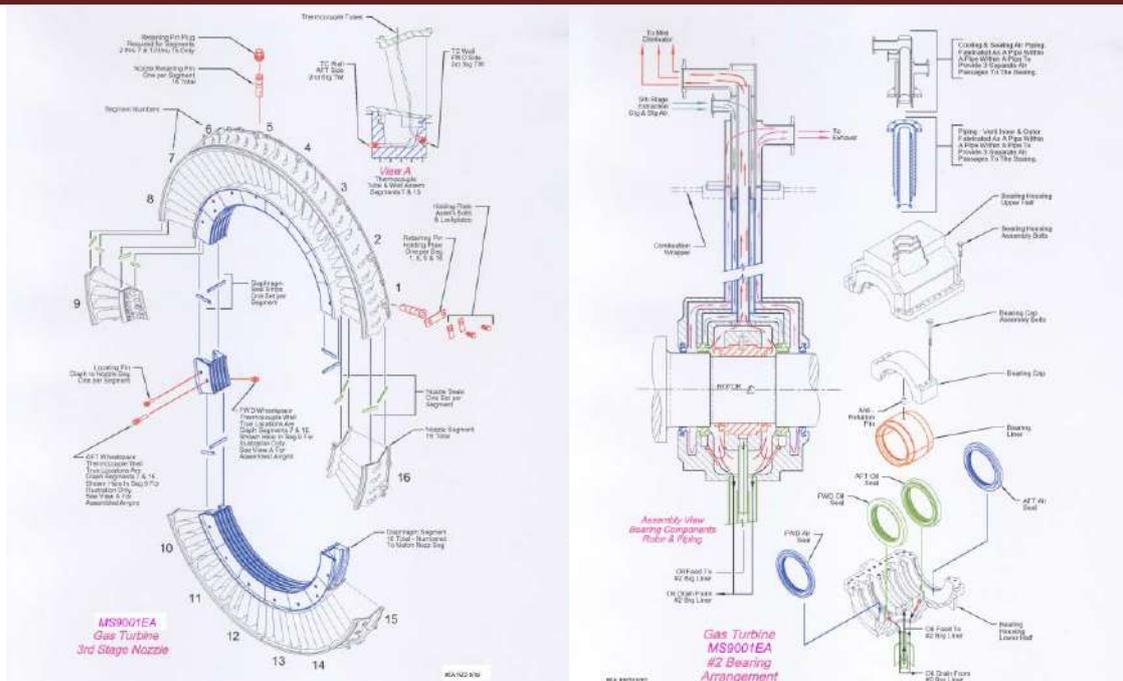
✚ Les opérateurs ont pour principal objectif d'assurer le niveau de fonctionnement *maximal des turbines* ; Dans le contexte économique actuel, tout ce qui peut accroître le rendement, et donc le profit, est le bienvenu. Du point de vue environnemental, il est aussi important que les turbines tournent le plus efficacement possible tout en produisant un minimum d'émissions. Heureusement, le rendement d'une turbine à gaz peut être amélioré de plusieurs manières. **Contrôler l'humidité et la température de l'air entrant dans le cycle de combustion est l'un des points les plus importants** puisqu'il a un effet direct sur l'efficacité, les émissions et la fiabilité opérationnelle de la turbine.

✚ **De l'air plus froid et plus dense augmente le rendement et l'efficacité** ; L'effet de la densité de l'air sur l'efficacité de la turbine à gaz est bien connu : l'air d'admission plus dense augmente le débit massique, ce qui améliore le rendement et l'efficacité de la turbine. La densité de l'air est inversement proportionnelle à la température, ce qui signifie que l'augmentation de la température diminue la densité de l'air et réduit par conséquent l'efficacité et la puissance de la turbine à gaz. Le refroidissement de l'air d'admission, en particulier dans les environnements chauds, est fréquemment utilisé pour corriger la perte d'efficacité due à la haute température de l'air. Même une petite diminution de la température de l'air peut entraîner une augmentation significative de la puissance de sortie.

❖ **Une diminution de 1 °C de la température de l'air peut augmenter la sortie de 0,5 %**. Plusieurs techniques sont utilisées pour refroidir l'air d'admission. Une des plus courantes est le brumisateurs, un système qui injecte de l'eau dans le flux d'air via des injecteurs pour refroidir l'air au fur et à mesure que les gouttelettes d'eau s'évaporent. La brumisation offre aussi l'avantage de réduire les émissions de NOx produites par le processus de combustion via l'augmentation de l'humidité de l'air. Outre le refroidissement de l'air d'admission dans des conditions chaudes, l'humidité peut aussi jouer un rôle important pour empêcher la formation de givre par temps froid. Lorsque l'air humide est sur le point de geler, des systèmes antigel sont nécessaires pour protéger le compresseur contre tout dommage dû au mouvement rapide des particules de glace.

BIBLIOGRAPHIE ET REFERENCES

- [1] K. Sarabchi, '*Performance Evaluation of Reheat Gas Turbine Cycles*', Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran, Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 218 Part A: Journal of Power and Energy, IMechE, 2004.
- [2] P.J. Potter, '*Power Plant Theory and Design*', Second Edition of Steam Power Plant, John Wiley & Sons, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, 1976.
- [3] M.M. El-Wakil, '*Powerplant Technology*', International Student Edition 1st Printing, 1985.
- [4] S.M. Yahia, '*Turbines Compressors and Fans*', Published by Tata, Mc Graw-Hill Publishing, Company Limited National Aeronautical Laboratory Bangalor, India.
- [5] C. Robert, '*Techniques de l'Ingénieur, Machines Hydrauliques et Thermiques*', Avril 2000.
- [6] S. De, D. Roy and A. Sarkar, '*Performance Study of a Partial Gasification Pressurized Combustion Topping Gas Cycle and Split Rankine Combined Cycle*', Part II, Exergy Analysis. International Journal of Energy Research, 2003.
- [7] R. Gicquel, '*Prise en Main - Exemple des Turbines à Gaz*', Logiciel Thermooptim, Version d'évaluation disponible sur Internet, Java 1.38, Avril 2001.
- [8] J.H. Keenan, J. Chao and J. Kaye, '*Gas Tables Thermodynamic Properties of Air Products of Combustion and Component Gases Compressible Flow Functions*', Second Edition, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore, 1979.
- [9] R. Bidard et J. Bonnin, '*Energétique et Turbomachines*', Editions Eyrolles, Saint-Germain, Paris, 1979.
- [10] R. Kling, '*Thermodynamique Générale et Applications*', Editons Technip, Paris, 1980.
- [11] S. Jebaraj and S. Iniyan, '*A Review of Energy Models*', Renewable and Sustainable Energy Reviews, pp. 1 – 31, 2004.
- [12] A. Djekhar, '*Etude et Maintenance des Turbo-Compresseurs de la Station de Réinjection de Gaz Stah /Ain-Amenas*', Mémoire de Fin d'Etudes, Ingéniorat en Génie Mécanique, Option: Maintenance Industrielle à la F.H.C, Université de Boumerdes, 1999.
- [13] M. Ghiyath Soufi, T. Fujii and K. Sugimoto, '*A Modern Injected Steam Gas Turbine Cogeneration System Based on Exergy Concept*', Kobe University, International Journal of Energy Research, Vol. 28, pp. 1127 – 1144, 2004.
- [14] International Association for the Properties of Water and Steam, '*Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*', Erlangen, Germany, September 1997.
- [15] 9E gaz turbine–sonelgaz –property of GE energy lerning centre, 2012.
- [16] Hassi Berkine formation GE energy services Europe « Maintenance de la turbine à gaz ».



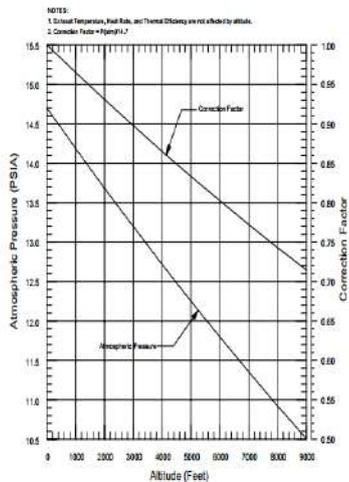
GENERAL ELECTRIC GAS TURBINE ALTITUDE CORRECTION CURVE

ALTITUDE VS ATMOSPHERIC PRESSURE

AND

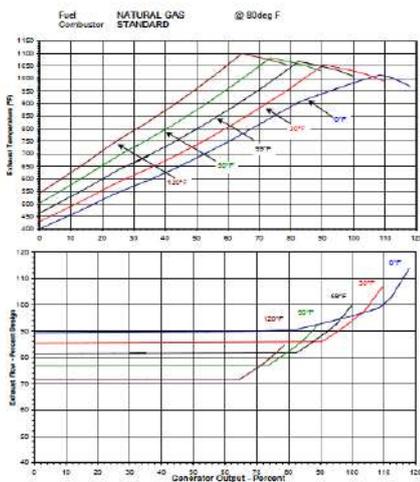
ALTITUDE VS CORRECTION FACTOR

FOR GASTURBINE OUTPUT, FUEL CONSUMPTION, AND EXHAUST FLOW



GENERAL ELECTRIC MODEL PG3171E Uprate GAS TURBINE

Effect of Inlet Guide Vane on Exhaust Flow and Temperature As a function of Output and Compressor Inlet Temperature



GENERAL ELECTRIC MODEL PG2171E Uprate GAS TURBINE

Effect of compressor Inlet Temperature on Output, Heat Rate, Heat Consumption, Exhaust Flow and Exhaust Temperature at BASE LOAD

