

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان -
Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –
Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

En : **Génie Mécanique**

Spécialité : **Energétique**

Par : BENSAFI Sidi Mohammed Lakhdar
BENYAGOUB Ayoub

Sujet

**Calcul des performances thermodynamiques d'une turbine
à gaz en utilisant les systèmes VSV**

Soutenu publiquement, le 28 / 09 / 2022 , devant le jury composé de :

Mr BENRAMDANE.M	MCA	Université de Tlemcen	Président
Mr ROSTANE.B	MCA	Université de Tlemcen	Examineur
Mr GUELLIL.H	MCA	Université de Tlemcen	Encadreur

Remerciements

Louange tout d'abord à Dieu qui nous a donné la force
pour terminer ce modeste travail.

Nous remercions nos chers parents et nos chers frères avec plein
d'amour et de plaisir.

Toutes nos infinies gratitudee à notre promoteur, Monsieur
H.GUELLIL pour son encadrement et ses aides précieuses.

Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur
d'examiner notre travail.

Notre sincère reconnaissance à nos enseignants du département de
Génie mécanique.

Nous tenons à remercier nos amis et nos frères de la promotion de
Génie mécanique énergétique M2.

Enfin, nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin
à l'élaboration de ce modeste travail, trouvent ici l'expression de notre
profondes gratitudee et respects.

ملخص

تعتبر توربينات الغاز مهمة للغاية في القطاع الصناعي وخاصة في قطاع الهيدروكربونات ، وعلى الرغم من العديد من المزايا لهذه المعدات ، وحساسيتها العالية لتأثير تغير درجة حرارة الهواء المحيط ، والتي تتغير بشكل كبير بين النهار والليل ، الصيف والشتاء ، يعني أن المردود الحراري التشغيلي لهذه الآلات تتأثر.

ضمن العمل الحالي، تم إجراء حساب للأداء الديناميكي الحراري لتوربين غازي. في بداية الامر ، يتم إجراء الحسابات باستخدام دورة غير متجددة ، ثم نقترح إضافة مُجدد لتحسين المردود الحراري للآلة. يمكن أن يؤثر تغيير المعلمات الديناميكية الحرارية على الأداء السليم للآلة ، وأهم هذه العوامل هي درجة الحرارة المحيطة.

عندما تزداد درجة الحرارة المحيطة، ينخفض تدفق كتلة الهواء مما يقلل أيضاً من المردود الحراري. لهذا، يعد استخدام أنظمة VSV أمرًا ضروريًا للتحكم في تدفق الهواء الوارد ، من أجل الحفاظ على المردود الحراري بأكبر قدر ممكن من الكفاءة.

Abstract

Gas turbines are very important in the industrial sector, especially in the hydrocarbon sector, although many advantages of this equipment, their high sensitivity to the influence of the temperature variation of the ambient air, which changes considerably between day and night, summer and winter, means that the operating thermal efficiency of these machines is affected.

In this present work, a calculation of the thermodynamic performances of a gas turbine was carried out. Initially, the calculations are made with a non-regenerated cycle, then it was suggested to add a regenerator to improve the thermal efficiency of the machine. The change of thermodynamic parameters can affect the proper functioning of the machine, the most major of these factors is the ambient temperature.

When the ambient temperature increases, the air mass flow decreases which also decreases the thermal efficiency. For this, the use of VSV systems is essential to control the incoming air flow, in order to keep the thermal efficiency as efficient as possible.

Résumé

Les turbines à gaz sont très importantes dans le secteur industriel, notamment dans le secteur des hydrocarbures, bien que de nombreux avantages de ces équipements, leur haute sensibilité à l'influence de la variation de température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Dans ce présent travail, un calcul des performances thermodynamiques d'une turbine à gaz a été effectué. Dans un premier temps, les calculs sont élaborés avec un cycle non régénéré, puis on a suggéré d'ajouter un régénérateur pour améliorer le rendement thermique de la machine. Le changement des paramètres thermodynamiques permet d'affecter le bon fonctionnement de la machine, le plus majeur de ces facteurs est la température ambiante.

Lorsque la température ambiante augmente, le débit massique d'air diminue ce qui diminue par la suite le rendement thermique. Pour cela, l'utilisation des systèmes VSV est primordiale pour contrôler le débit d'air à l'entrée du compresseur afin de garder le rendement thermique le plus efficace possible.

Sommaire

Remerciements	1
Sommaire	5
Liste des figures	10
Liste des tableaux	13
Nomenclature	14
Introduction générale	1
Chapitre I Généralités sur les turbines à gaz.....	2
1 Introduction	3
2 Définition.....	4
3 Historique de la turbine à gaz	5
4 Domaines d'utilisation de la turbine à gaz.....	6
4-1 Propulsion.....	6
4-2 Production combinée chaleur-force	7
4-3 Production d'électricité.....	7
5 Classification des turbines à gaz.....	8
5.1 Mode de construction	8
Mono arbre	8
Bi arbre	9
5.2 Mode de travail.....	10
A action.....	10
A réaction	10
5.3. Mode de fonctionnement	11
a. Turbine à cycle simple.....	11
b. Turbine à cycle avec régénération	11

6	Avantages et inconvénients des turbines à gaz [5].....	12
6.1	Avantages	12
6.2	Inconvénients	12
7	Rendement	12
8	Technologie des turbines à gaz	13
9	Éléments constitutants de la turbine à gaz	13
9.1	Compresseur	13
9.2.	Chambre de combustion.....	14
9.3.	Turbine.....	15
10	Conclusion	16

Chapitre II Description technologique de la turbine à gaz SIEMENS SGT 400 17

1	Introduction	18
2	Présentation de la turbine à gaz SGT-400	18
3	Principe de fonctionnement.....	19
4	Caractéristiques de la turbine à gaz SGT-400 [10]	20
4.1	Vue d'ensemble	20
4.2	Axial Compresseur	20
4.3	Combustion	21
4.4	Système de carburant	21
5	Principaux composants de la turbine [11]	21
A.	Admission.....	22
B.	Section de compression	22
C.	Section de combustion.....	23
D.	Section turbine (détente).....	24
6	Système de démarrage [12]	27
7	Système de lubrification et graissage d'huile.....	28

8	Système d'air de refroidissement et d'étanchéité	29
9	Conclusion	30
Chapitre III Systèmes VSV		31
1	Introduction	32
2	Compresseurs axiaux.....	32
2-1.	Définition.....	32
2-2.	Principe de fonctionnement	33
2-3.	Notion d'étage [21].....	33
	Rotor.....	34
	Stator	34
2-4.	Etude d'écoulement à travers l'étage [22].....	35
2-4-1.	Analyse d'un étage.....	35
2-4-2.	Hypothèses	36
2-4-3.	Triangle de vitesse	37
3	Systèmes VSV.....	41
3-1.	Définition [23]	41
3-2.	But de système	41
3-3	Système de régulation	45
3-4.	Eléments de contrôle [24].....	45
4	Conclusion	46
Chapitre IV Etude du cycle thermodynamique de la turbine à gaz		47
1	Introduction	48
2	Cycles thermodynamique de la turbine à gaz	48
2.1	Cycle de Baryton [14]	48
2.2.	Expression du rendement.....	50

2.3. Cycle réel de la turbine à gaz.....	52
3 Différentes formes des turbines à gaz [16]	59
4 Amélioration du cycle de « Baryton » [17]	62
4-1. Cycle à récupération	62
4-2. Cycle de refroidissement intermédiaire de la compression [18]	63
4-3. Cycle à réchauffage durant la détente [18]	65
4-4. Cycle à réchauffe et récupération [18]	66
5 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz [19] ..	67
5-1. Température ambiante	67
5-2 Pression atmosphérique	68
5-4 Poussières	70
6 Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle à partir du logiciel.....	70
6-1. Qu'est que c'est EES	70
6-2. Calculs effectués.....	70
6-4. L'organigramme du travail	74
6-3. Résultats de calcul à travers logiciel	75
Chapitre V Graphes et interprétations	76
1 Introduction	77
2 Graphes et interprétation	77
2-1. Diagramme T-S (Cycle de Joule- Baryton)	78
2-2. Variation du travail de compresseur en fonction de la température ambiante .	79
2-3. Variation de la quantité de chaleur absorbée dans la chambre de combustion sans et avec génération en fonction de la température ambiante	80
2-4. Variation entre le travail du cycle et le rendement de la turbine	81
2-5. Evolution du travail du cycle en fonction de la température ambiante	82
2-6. Evolution de la quantité de chaleur absorbée en fonction du rendement de la turbine	83

2-7. Evolution du rendement thermique de la TAG en fonction du rendement de la turbine	84
2-8. Rapport du travail de compresseur sur le travail de la turbine en fonction de la température ambiante	85
2-9. Variation du système VSV en fonction de la température ambiante	86
3 Equations formatées sous EES	87
4 Table paramétrique présentée par EES	87
5 Conclusion	87
Conclusion générale	88
Annexe A	89
Annexe B	90
Références bibliographiques	91
ملخص	94
Abstract	94
Résumé	94

Liste des figures

Chapitre1 Généralités sur les turbines à gaz

Fig. I- 1. Vue générale de la turbine à gaz [1].	3
Fig. I- 2. Schéma descriptif d'une turbine à gaz [1].	4
Fig. I- 3. Utilisation des turbines à gaz dans l'avion [4].	6
Fig. I- 4. Production combinée chaleur-force [4].	7
Fig. I- 5. Classification générale des turbines à gaz [4].	8
Fig. I- 6. Turbine à gaz à un arbre [1].	9
Fig. I- 7. Turbine à gaz à bi-arbre [1].	10
Fig. I- 8. Schémas des turbines à action et à réaction [1].	11
Fig. I-9. Vu d'un compresseur axial d'une turbine GE 3002 [7].	14
Fig. I- 10. Vue de la sortie de la chambre de combustion [7].	15
Fig. I-11. Turbine à gaz 1970 conçue avec laçage fil pour amortir les secondes aubes de la turbine [7].	16

Chapitre 2 Description technologique de la turbine SIEMENS SGT 400

Fig. II-1. Turbine à gaz SGT-400 [8].	18
Fig. II-2. Variation de pression et de température dans la turbine à gaz [8].	20
Fig. II-3. Schéma des principaux composants d'une turbine à gaz SGT-400 [10].	22
Fig. II-4. Section d'admission de la turbine SGT 400 [10].	22
Fig. II- 5. Vue en coupe de la zone de la compression de la SGT400 [10].	23
Fig. II- 6. Type de système de combustion DLE d'une SGT400 [10].	24
Fig. II- 7. Caisse turbine du compresseur (HP) [10].	25
Fig. II-8. Rotors HP, BP [10].	26
Fig. II-10. Système de démarrage hydrostatique [11].	27
Fig. II-11. Schéma de système de lubrification [10].	28
Fig. II-12. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité [10].	29

Chapitre 3 Système VSV

Fig. III-1. Compresseur du GE J79.	32
Fig. III-2. Compresseur axiale.	34
Fig. III-3. Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial.	35
Fig. III-3. : Triangle de vitesse.	37
Fig. III-4. : Représentation polaire des triangles des vitesses.	39
Fig. III-5. Schéma d'écoulement autour des aubes de rotor de compresseur axial à vitesse constante du rotor et angles d'entrée de flux d'air variables : a) calcul de l'angle d'entrée, b) angle d'entrée positif, c) angle d'entrée négatif.	42

Fig. III-6. Commande d'étage du compresseur axial par changement d'angle de réglage des aubes du stator lors du changement de vitesse du débit : a) diminution de la vitesse axiale, b) calcul de la vitesse axiale, c) augmentation de la vitesse axiale.	43
Fig. III-7. Système de régulation.	45
Fig. III-8. Éléments du système de commande d'un moteur de type DR à aubes de stator variables 1 – anneau mobile, 2 – aube de stator, 3 – bloc de nettoyage et de refroidissement, 4 – support, 5 – actionneur de commande.	46

Chapitre 4 Etude thermodynamique de la turbine à gaz

Fig. IV-1. Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert [14].	48
Fig. IV-2. Cycle thermodynamique idéal d'une turbine à gaz.	49
Fig. IV-3. Composants d'une turbine à gaz bi-arbre.	52
Fig. IV-4. Digramme T-S d'une turbine à gaz bi arbre.	53
Fig. IV-5. Turbine à gaz (double compresseur).	59
Fig. IV-6. Configuration d'une turbine à gaz avec récupération [17].	62
Fig. IV-7. Cycle de récupération [17].	63
Fig. IV-8. Configuration d'une turbine à gaz refroidissement intermédiaire.	64
Fig. IV-9. Diagramme T-S du cycle avec refroidissement intermédiaire.	64
Fig. IV-10. Configuration d'une turbine avec réchauffage.	65
Fig. IV-11. Diagramme T-S du cycle avec réchauffage.	65
Fig. IV-12. Turbine à gaz avec réchauffe et récupération.	66
Fig. IV-13. Diagramme T-S du cycle à réchauffe et à récupération.	67
Fig. IV-14. Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine [20].	68
Fig. IV-15. Influence de l'altitude sur la pression ambiante [19].	69
Fig. IV-16. Influence de l'humidité relative sur les performances de la turbine [19]. ...	69
Fig. IV-17. Organigramme du travail.	74

Chapitre 5 Graphes et interpretations

Fig. V-1. Diagramme T-S (Cycle de Joule- Baryton).	78
Fig. V-2. Variation du travail de compresseur en fonction de la température ambiante.	79
Fig. V-3. Variation de la quantité de chaleur absorbée dans la chambre de combustion (sans et avec génération) en fonction de la température ambiante.	80
Fig. V-4. Evolution du travail utile en fonction du rendement de la turbine.	81
Fig. V-5. Evolution du travail utile en fonction de la température ambiante.	82
Fig. V-6. Evolution de la quantité de chaleur absorbée en fonction du rendement de la turbine pour un rendement de compresseur constant.	83
Fig. V-7. Evolution du rendement thermique de la TAG en fonction du rendement de la turbine.	84

Fig. V-8. Rapport du travail de compresseur sur le travail de la turbine en fonction de la température ambiante.	85
Fig. V-10. Variation des VSV en fonction de la température ambiante.....	86

Liste des tableaux

Tableau (1) Résultats à travers logiciel.....	75
Tableau (2) Données de constructeur.	77
Tableau (3) Différentes valeurs calculées par EES	87
Tableau (4) Propriétés du gaz idéal de l'air	89
Tableau (5). Rapport du travail de compresseur sur le travail de la turbine en fonction de la température ambiante.....	90
Tableau (6). Variation du système VSV en fonction de la température ambiante.....	90

Nomenclature

Grandeurs	Désignations	Unités
T	Température	K
p	Pression	Bar
Δ_p	Perte de la charge	Bar
C_p	Chaleur spécifique	kJ/kg.K
H	Enthalpie	kg/kJ
ρ	Masse volumique	kg/m³
N	Vitesse de rotation	tr/min
W	Travail	kJ/kg
Q	Quantité de chaleur	kJ/kg
m_a	Débit massique d'air	kg/s
m_g	Débit massique de gaz	kg/s
m_c	Débit massique de combustible	kg/s
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	kJ/(kg.K)
R	Constante universelle des gaz	kg/(kJ.K)
C_s	Consommation spécifique	kg carb / kWh
P	Puissance	W
R	Degré de réaction	-
φ	Coefficient d'écoulement	-
V_a	Vitesse axiale	m/s
V	Vitesse absolue	m/s

W	Vitesse relative	m/s
U	Vitesse d'entraînement	m/s
A	Angle entre la vitesse absolue et la direction axiale	-
B	Angle entre la vitesse relative et la direction axiale	-
$\overline{W_{if}}$	Frottement dans le rotor	N/m²
$\overline{\overline{W_{if}}}$	Frottement dans le stator	N/m²

Symboles grecs

η	Rendement
τ	Taux de compression
γ	Coefficient polytropique

Indices

a	Air
g	Gaz
m	Mécanique

Abréviations

HP	Haut pression
BP	Basse pression
TAG	Turbine à gaz
CC	Chambre de combustion
f	fournie

Introduction générale

L'économie algérienne repose essentiellement sur l'énergie (gaz et pétrole). Pour produire de l'électricité, on utilise des machines appelées turbines installées dans les zones de raffinage, de liquéfaction et de transport. Les plus importantes sont les turbines à gaz où leur utilisation conduit à des émissions des gaz brûlés à des très hautes températures près de 500°C.

Généralement les turbines à gaz fonctionnent selon des conditions ambiantes bien précises (conditions ISO) à savoir une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60%. Cependant, durant l'exploitation, ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables d'un jour à l'autre et d'une région à l'autre (climat sec, humide, chaud). La température ambiante influe sur la machine et surtout sur le fonctionnement du compresseur axial.

A ce propos notre travail consiste à faire une étude thermodynamique sur les performances de turbine à gaz et prévoir les solutions adéquates et pratiques afin de bien estimer l'impact de la température en utilisant les systèmes VSV au niveau du compresseur

Notre étude comprend quatre chapitres. Le premier présente des généralités concernant les turbines à gaz. Le deuxième chapitre est consacré sur une description technologique des turbines à gaz SIEMENS SGT 400. Le troisième chapitre traite une étude théorique de la turbine à gaz ainsi que ses différents schémas. Enfin dans le dernier chapitre, nous discutons les résultats et les calculs des performances en utilisant le système VSV.

Chapitre I Généralités sur les turbines à gaz

Chapitre I Généralités sur les turbines à gaz

1 Introduction

Ces dernières années, les turbines à gaz ont parcouru un long chemin dans de nombreuses applications industrielles. Notamment dans le domaine du transport et de la réinjection de gaz.

La production d'électricité provient de différentes sources d'énergie primaire depuis la fin du 19^{ème} siècle. La première centrale électrique était au bois. Aujourd'hui, il est possible d'utiliser les énergies fossiles (charbon, gaz naturel, pétrole), l'énergie nucléaire et les énergies renouvelables pour la production [1].

Dans ce chapitre nous nous intéressons d'une manière générale au fonctionnement des turbines à gaz du point de vue technologique, aux différents types des turbines à gaz existants, leurs domaines d'applications possibles et enfin à l'évolution de la technologie des turbines à gaz depuis leur avènement.

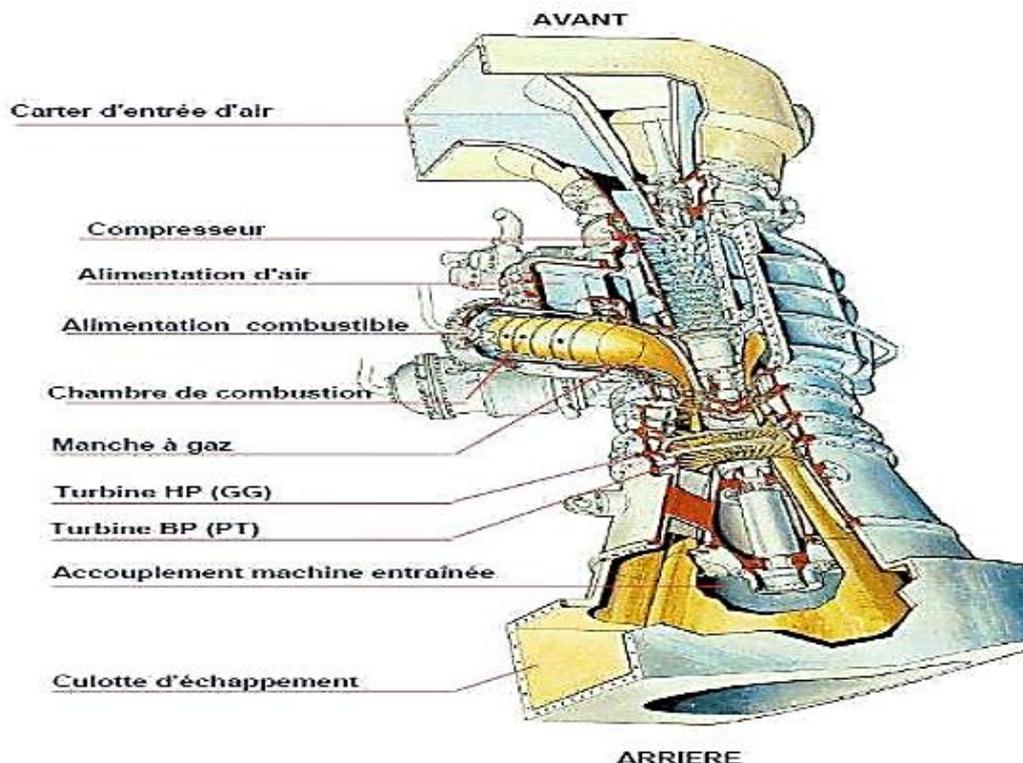


Fig. I-1. Vue générale de la turbine à gaz [1].

2 Définition

Le mot « gaz » dans l'ancienne dénomination « turbine à gaz » (la plus employée) ne signifie pas que la machine ne peut brûler que du combustible gazeux, mais fait référence au caractère gazeux des produits de combustion, par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide.

Une turbine à gaz est une machine thermique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne, plus précisément une machine tournante qui récupère de l'énergie cinétique du fluide en mettant en mouvement l'arbre moteur ; et utilise enfin, la combustion des hydrocarbures (fioul, gaz combustible, etc.) pour générer de l'énergie mécanique issue de la turbine.

L'oxydant le plus courant est l'air ambiant, généralement comprimé avant la chambre de combustion est pénétré à l'aide d'un compresseur rotatif entraîné par le même arbre que la turbine [1].

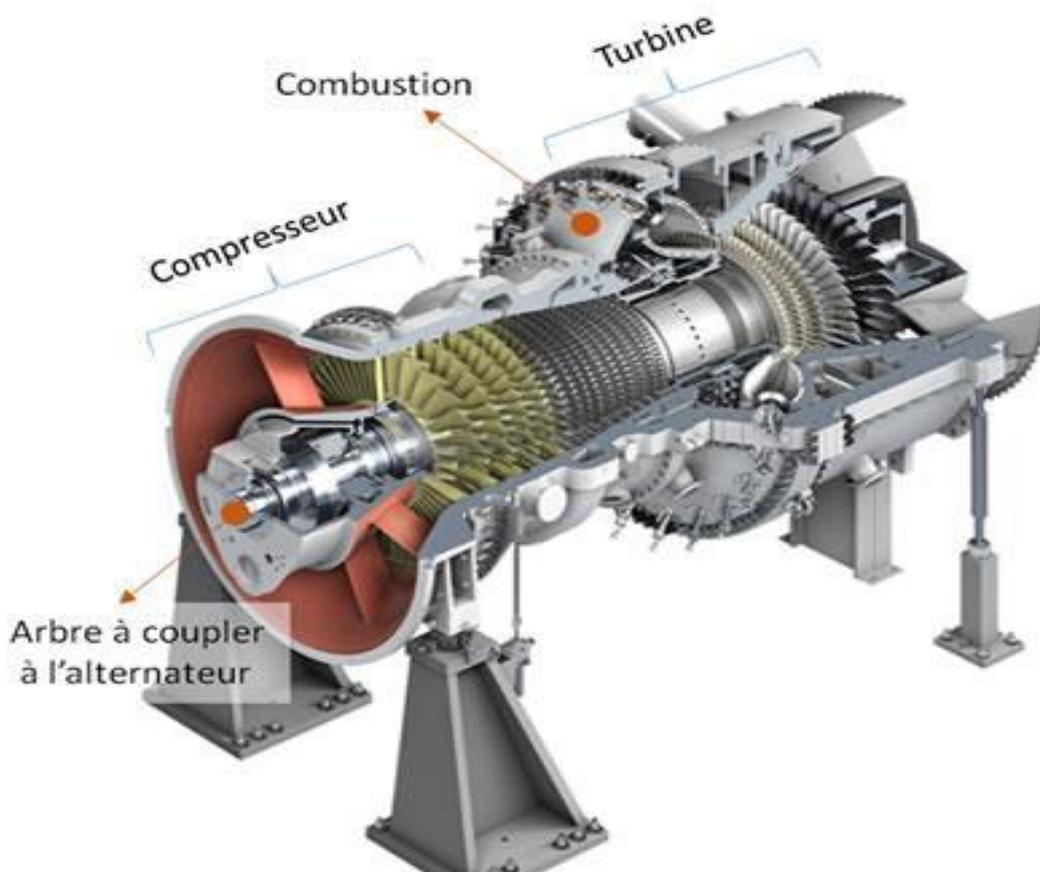


Fig. I- 2. Schéma descriptif d'une turbine à gaz [1].

3 Historique de la turbine à gaz

En 1791, l'Anglais John Barber inventa la turbine à gaz, qui porte toujours le nom de son inventeur à savoir le cycle Joule et le cycle Ericsson. Nous couvrirons l'évolution temporelle des turbines à gaz [2].

- 1900/1904 : La première expérience de STOLZE avec les turbines à gaz par l'air chaud
- 1905 : HOLZWARTH a conçu la turbine à explosion
- 1906/1908 : Le BBC construit la première turbine explosive pour HOLZWARTH
- 1909-1910 : La première turbine à gaz dans l'industrie en Allemagne
- 1928: Le BBC a repris la fabrication des turbines à gaz (HOLZWARTH)
- 1933: Mise en opération de la première turbine BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.
- 1934/ 1939 : Développement des turbines à gaz en ajoutant environ 80 compresseurs et le développement de ses chaudières.
- 1937: Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hooke REFINERY, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe: 2000 kW
- 1937 : La première commande de turbine à gaz avec cycle simple.
- 1939 : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel.

A la fin de 1940, les premières turbines à gaz se répandent dans le marché. La turbine MS3001 construite par GE, ayant une puissance de 4500 HP (3355,65 kW) a été spécifiquement employée pour le service locomoteur. La température maximale à l'entrée de la roue de la turbine était selon 3 générations [la première: T_{\max} entre 760 et 950 °C, la deuxième entre 955 et 1124 °C et la troisième entre 1149 et 1289 °C]. Cette température d'entrée est conçue comme un paramètre déterminant l'amélioration des

performances de la turbine à gaz, telle que l'augmentation du rendement thermique qui parfois varie de 20 à des valeurs courantes supérieures à 40 % (turbine LM6000).

4 Domaines d'utilisation de la turbine à gaz

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques (type de combustible, durée de fonctionnement par ans, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc.).

Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées. Étudions tout d'abord les utilisations principales avant de passer en revue au paragraphe suivant qui traite les critères servant de base de réflexion pour choisir le dimensionnement d'une installation [3].

4-1 Propulsion

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue dans le domaine des transports civils et militaires. Les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels.

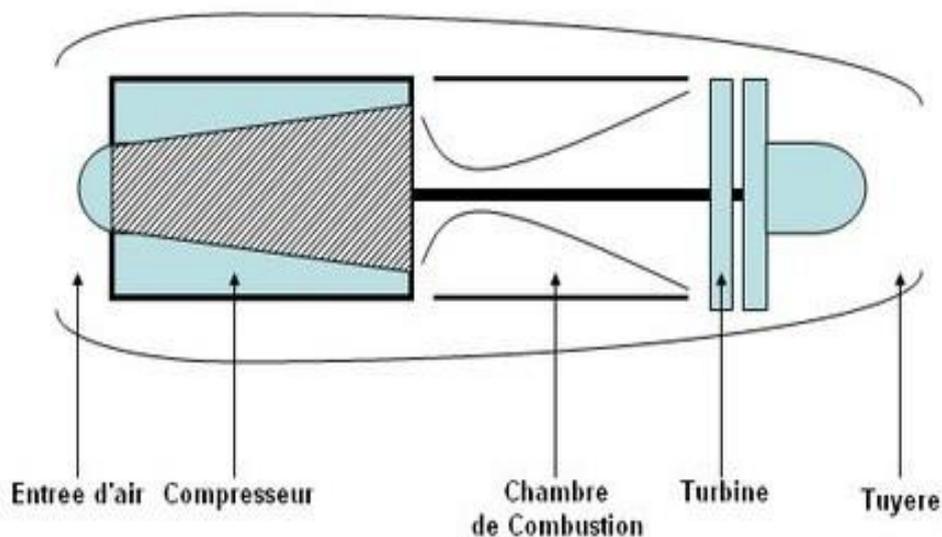


Fig. I- 3. Utilisation des turbines à gaz dans l'avion [4]

4-2 Production combinée chaleur-force

Ce type d'application permet d'économiser les dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage et la production de vapeur pour un processus industriel.

Le principe de cette application peut être encore poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale où la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur) et calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60 % [3].

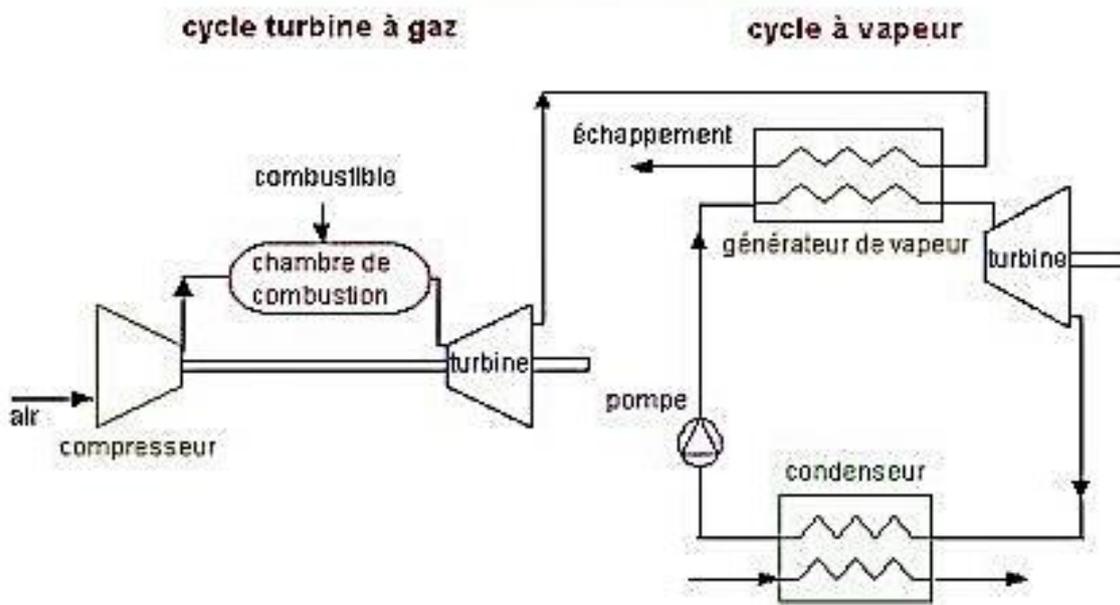


Fig. I- 4. Production combinée chaleur-force [4].

4-3 Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante, l'arbre de la turbine entraîne un réducteur pour augmenter la vitesse de rotation entraînant l'alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressante que pour des conditions d'exploitation imposant ce système. Dans tous les types d'applications

étudiées, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante [3].

5 Classification des turbines à gaz

Elles sont classées selon plusieurs modes [3] :

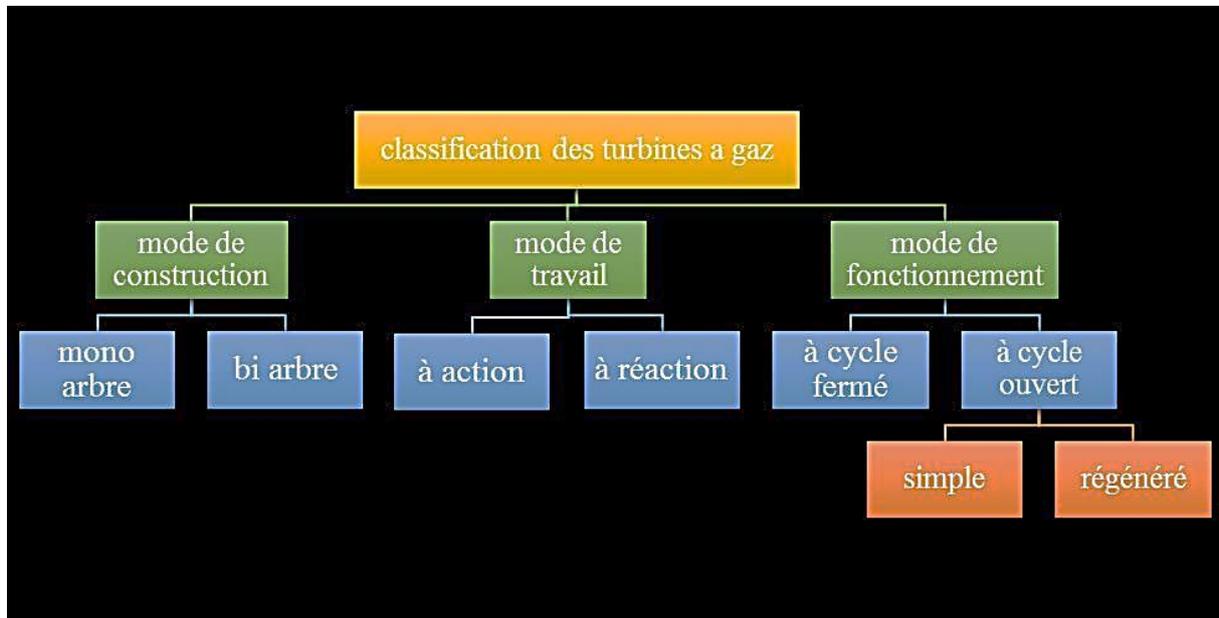


Fig. I- 5. Classification générale des turbines à gaz [4].

5.1 Mode de construction

- **Mono arbre** Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type d'arbre est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

T : Turbine.

CH : Charge.

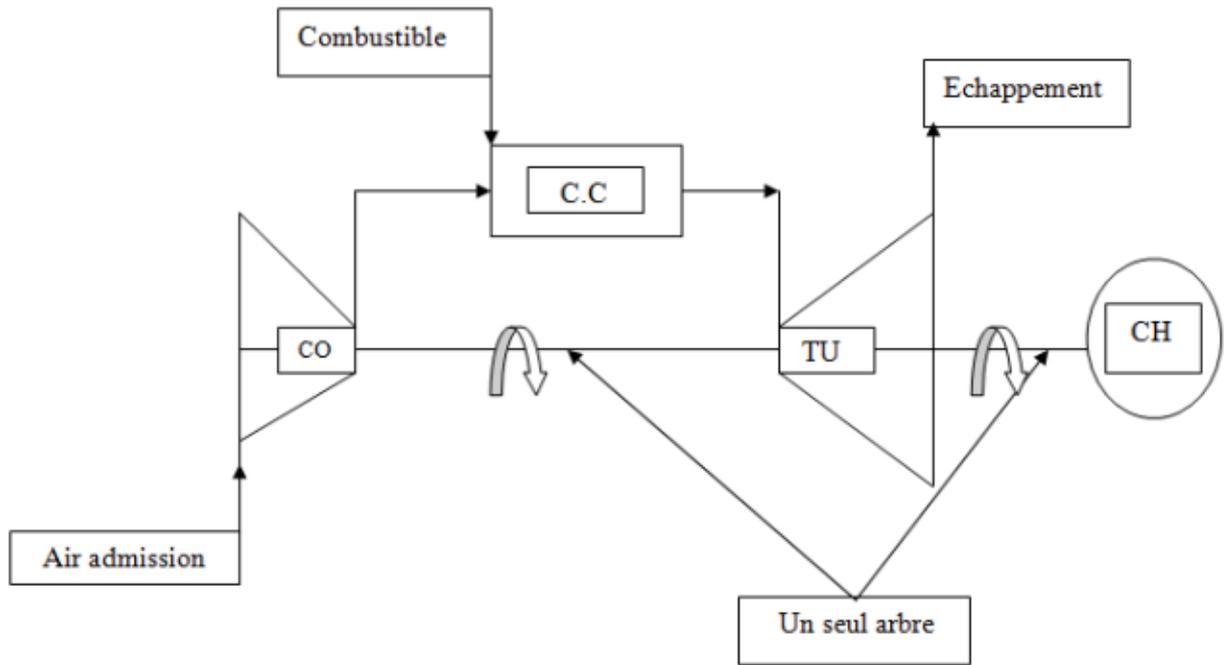


Fig. I- 6. Turbine à gaz à un arbre [1].

- **Bi arbre** Contrairement à la turbine à gaz à un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement, ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes. Ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse telle que l'entraînement des compresseurs.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

T_{HP} : Turbine à haute pression.

T_{BP} : Turbine à basse pression.

N : Réducteur.

CH : Charge

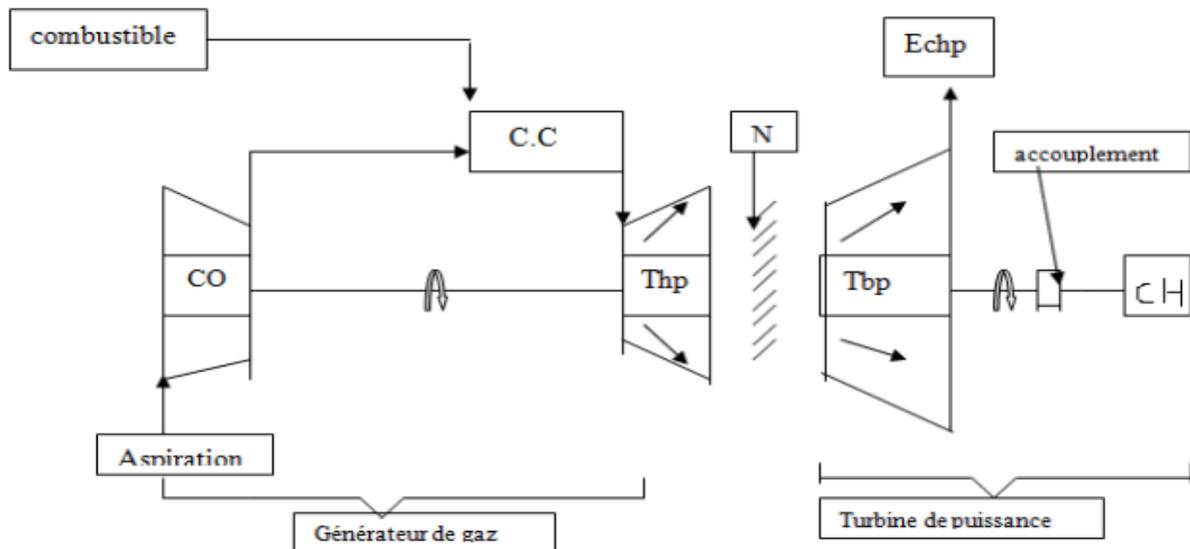


Fig. I- 7. Turbine à gaz à bi-arbre [1].

5.2 Mode de travail

- **A action** La chute totale de pression se produit dans les aubes immobiles. Lorsque le fluide (avec pression constante) circule dans le canal inter aube, augmente l'enthalpie et toute l'énergie potentielle disponible se transforme en énergie cinétique avant la roue.
- **A réaction**
 - **Pure** Lorsque le fluide circule entre les aubes mobiles, la chute totale de pression qui s'effectue, en plus sur l'aube mobile agit comme une aube fixe et prend le profil dans le canal inter aube.

[Convergent] : la pression de sortie est supérieure à la pression critique.

[Divergent] : la pression de sortie est inférieure à la pression critique dans cet étage. Le but de l'aube fixe est de diriger le fluide vers l'aube mobile selon un angle et une vitesse appropriée.

- **Non pure** Pour les turbines utilisant un étage à action, une seule partie de la détente s'effectue dans les aubes fixes avant d'entrer au canal inter aube. Elle est utilisée pour contrôler la puissance à la sortie tout en fermant ou en ouvrant les aubes.

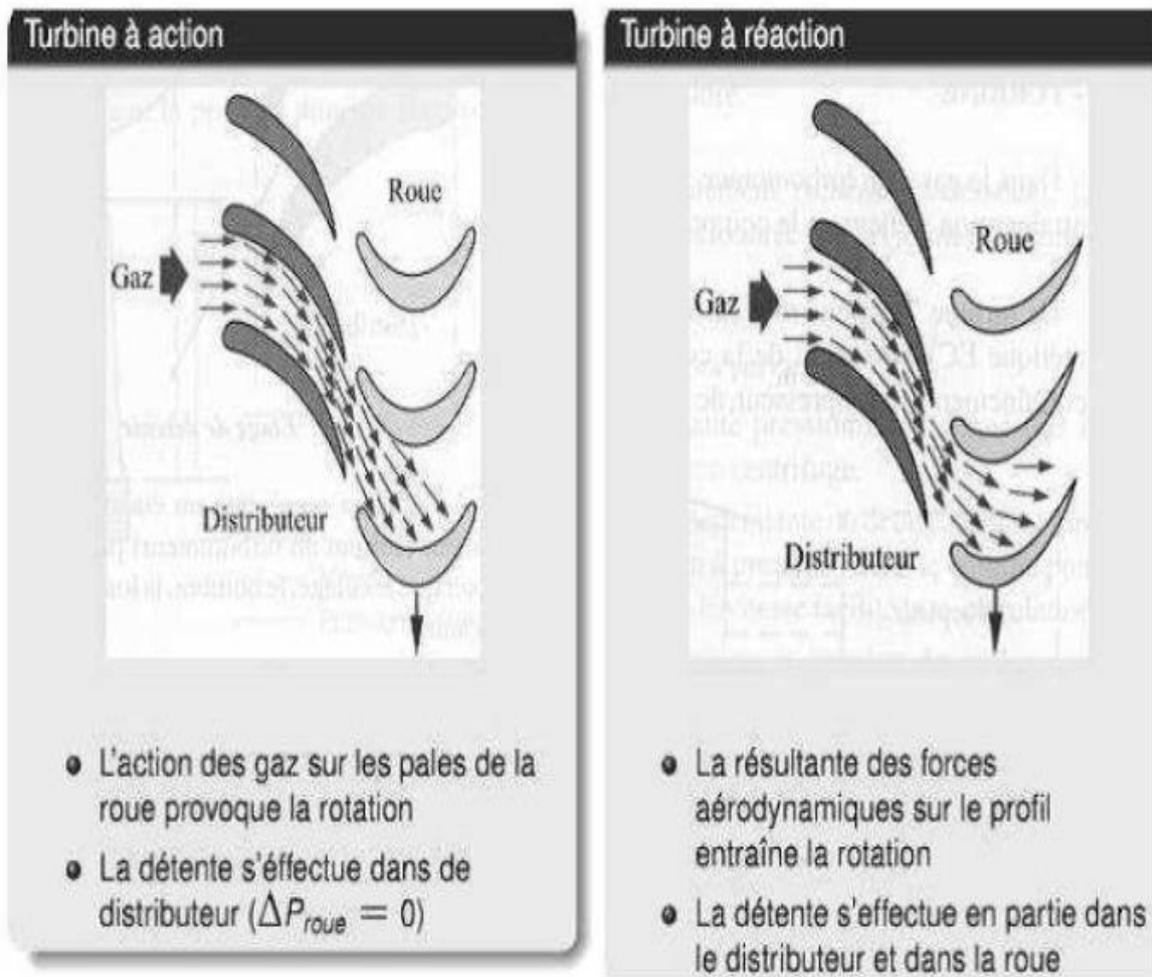


Fig. I- 8. Schémas des turbines à action et à réaction [1].

5.3. Mode de fonctionnement

a. Turbine à cycle simple c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente des gaz possédant encore un potentiel énergétique et qui sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

b. Turbine à cycle avec régénération Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion. On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère [3].

6 Avantages et inconvénients des turbines à gaz [5]

6.1 Avantages

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

6.2 Inconvénients

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

7 Rendement

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est absorbée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200 °C), mais s'en heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine.

C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur) que le rendement global de la machine peut dépasser 50 %. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement pour produire de la vapeur dans une chaudière. Une autre possibilité d'augmenter le rendement de la turbine, est de réchauffer les gaz en sortie des étages de compression (avant les chambres de combustion) en les faisant passer dans un échangeur situé entre le flux des gaz d'échappement et le refroidissement par absorption à l'entrée du compresseur axial ...[5].

8 Technologie des turbines à gaz

Les particularités technologiques de la turbine à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente (de 800 à plus de 1300 °C selon les types). Il se crée un problème pour lequel la possibilité d'un filtrage insuffisant de l'air qu'il absorbe. La haute qualité de matériel de la turbine à gaz crée plusieurs avantages. Les ailettes obtenues par coulage à solidification orientée au coulage monocristal. Cela constitue une partie des solutions apportées pour y remédier aux éventuelles anomalies qui peuvent être générées par la contrainte thermique due à la température élevée des gaz à l'entrée turbine.

Il y a une autre solution correspondante à faire dévier une partie du débit d'air (10 à 15 %) sortant du compresseur (température entrée dans la turbine est supérieure à celle qui sort) pour refroidir les ailettes par l'intérieur et pour obtenir un mince film d'air « frais » entre l'ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800 °C : température des gaz atteignant la turbine à haute pression [5].

9 Éléments constitutifs de la turbine à gaz

Une turbine à gaz se compose de trois éléments principaux :

9.1 Compresseur

Le compresseur est utilisé pour augmenter la pression et la température de l'air. Cette pression permet d'optimiser les processus de combustion et d'extraction de puissance puisque la combustion du mélange (fuel/air) se fait dans un plus petit volume. D'autre part, l'augmentation du taux de compression entraîne une augmentation de l'efficacité thermique.

Il existe deux types de compresseurs : les compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges. Un paramètre important à prendre en compte est l'encombrement. Ainsi, si on dispose d'un espace réduit, les compresseurs axiaux sont moins encombrants. D'autre part, la surface faciale d'un compresseur axial est beaucoup plus petite que celle d'un compresseur centrifuge.

Chaque ensemble rotor-stator du compresseur constitue un étage de compression. Un seul étage permet un taux de compression d'environ 2. Doubler le

nombre d'étages est beaucoup plus facile par rapport aux compresseurs centrifuges.

Le taux de compression actuellement autorisé pour les compresseurs axiaux est d'environ 30 [6].

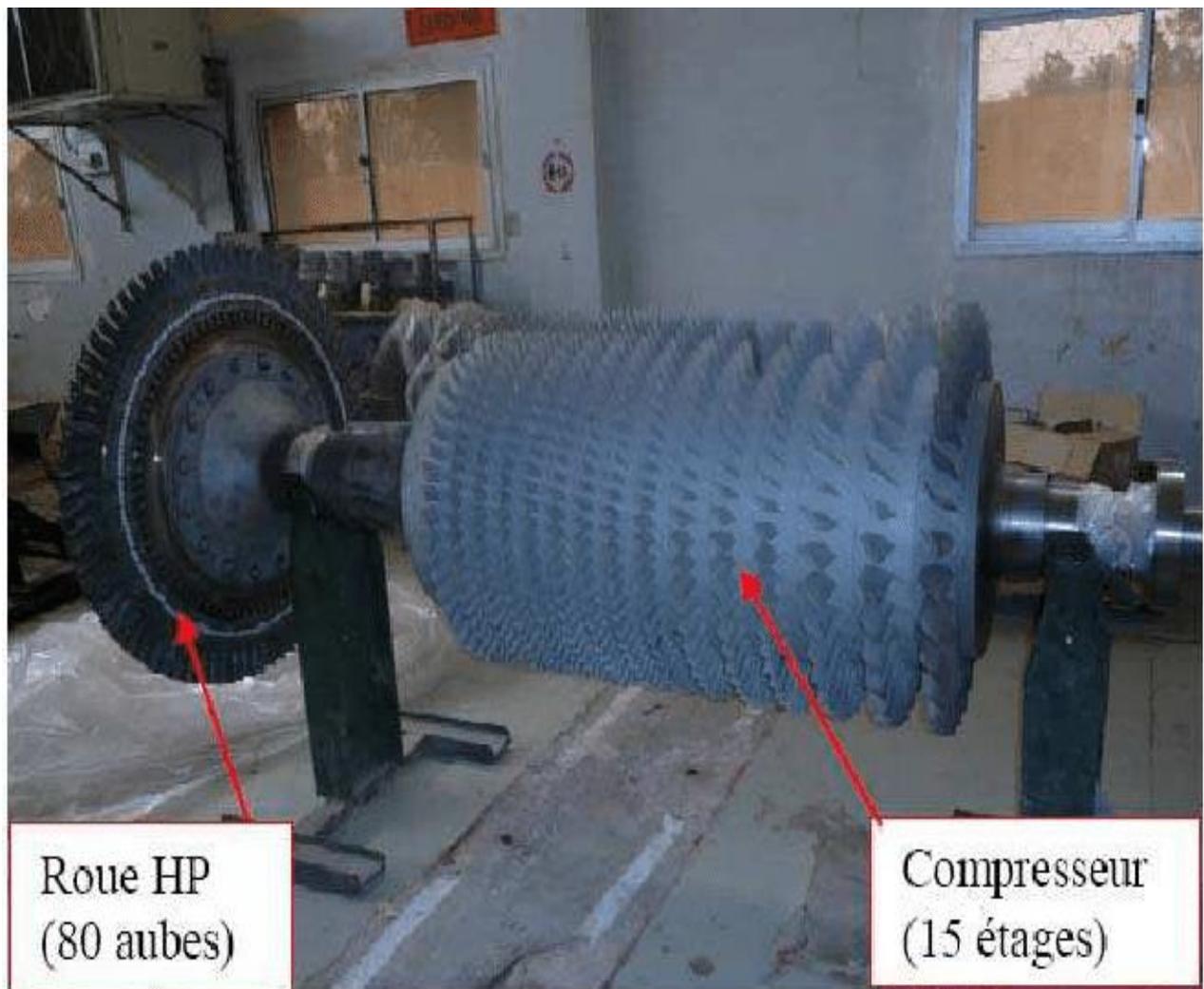


Fig. I-9. Vu d'un compresseur axial d'une turbine GE 3002 [7].

9.2. Chambre de combustion

Le rôle de La chambre de combustion est de bruler le mélange (fuel/air) et aussi délivrer à la turbine les gaz résultants à une température uniforme la plus élevée possible afin d'optimiser son fonctionnement. Mais la température des gaz ne doit pas dépasser la température maximale autorisée pour la turbine, sinon cette dernière risque d'être endommagée.

Il y a deux types de chambre de combustion :

- La chambre tubulaire qui est la plus utilisée actuellement

- La chambre annulaire qui est plus légère et plus simple

Grâce à la pompe, le carburant atteint la chambre de combustion sous très haute pression et est ensuite vaporisé par l'injecteur. Les gouttelettes ainsi formées doivent être les plus fines possibles afin de pouvoir réduire la longueur de la chambre de combustion

La température de la flamme au centre de la chambre de combustion s'approche de $3000\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les petits trous de refroidissement laissent passer un flux d'air du compresseur pour refroidir en permanence les parois de la chambre de combustion [6].



Fig. I- 10. Vue de la sortie de la chambre de combustion [7].

9.3. Turbine

Le rôle de la turbine est de récupérer une partie de l'énergie cinétique des gaz produite par la réaction sortante de la chambre de combustion. Cette énergie récupérée est convertie en énergie mécanique, qui sert également à entretenir la rotation du compresseur et de divers accessoires. L'alimentation du compresseur nécessite les trois quarts de l'énergie prélevée sur les produits de combustion.

Ainsi, les turbines peuvent tourner jusqu'à $60\ 000\ \text{tr/min}$ et baignent dans des flux d'air dont la température avoisine les $1\ 500\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cette température dépasse parfois $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$, le point de fusion du matériau qui compose la lame. Cette performance est

possible grâce au refroidissement des aubes par l'air aspiré du compresseur propulsant à vitesse et pression élevées [6].



Fig. I-11. Turbine à gaz 1970 conçue avec laçage fil pour amortir les secondes aubes de la turbine [7].

10 Conclusion

Ce chapitre fournit des informations générales sur les turbines à gaz, une description fonctionnelle, classement selon les différents critères utilisés, une chronologie du développement des turbines à gaz et une comparaison entre les composants d'une turbine à gaz ainsi que les avantages et les inconvénients de ces installations.

Sur la base de cette revue bibliographique, il est clair que le domaine d'utilisation des TAG est varié, mais une importante attention est prise par les ingénieurs de l'industrie des hydrocarbures compte tenu de la rudesse et la multiplicité des machines surtout dans un climat sub-saharien.

***Chapitre II Description
technologique de la
turbine à gaz
SIEMENS SGT 400***

Chapitre II : Description technologique de la turbine à gaz SIEMENS SGT 400

1 Introduction

La durée de vie, la disponibilité et les coûts de maintenance sont trois paramètres clés auxquels les utilisateurs consacrent la plupart de leur attention. Une turbine à gaz est un élément primaire de l'installation qui à son tour exerce une influence directe sur ces paramètres. Au centre de production (SONATRACH), l'installation de traitement de gaz est parmi les plus complexes qui permettent de récupérer, traiter, alimenter le circuit de réinjection et commercialiser le gaz grâce à la force motrice primaire qui est la turbine à gaz SIEMENS SGT 400. Ce chapitre s'articule sur la description de cette dernière [8].

2 Présentation de la turbine à gaz SGT-400



Fig. II-1. Turbine à gaz SGT-400 [8].

La turbine à gaz SGT-400 se compose de deux roues turbines indépendants mécaniquement. La roue turbine HP (haut pression) entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine elle-même, tandis que la roue BP (base pression) du deuxième étage sert à entraîner la machine réceptrice.

La turbine à double arbre atteint une puissance utile de 12,90 à 14,32 MW pour la production d'électricité et une puissance de 14,92 MW pour l'entraînement mécanique. La turbine atteint un rendement électrique de 35,4% pour un fonctionnement en cycle ouvert.

La centrale électrique est alimentée au gaz naturel. Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de compresseur centrifuge.

La turbine à gaz est conçue avec quatre paliers ;

- ✓ Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP (haut pression).
- ✓ Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP (base pression).

La conception avec quatre paliers est utilisée pour que les vitesses critiques des parties tournantes soit supérieures à la plage de la vitesse de service de la turbine. Les roues de la turbine sont refroidies par l'air extrait du deuxième étage du compresseur et par l'air de fuite d'étanchéité haute pression du compresseur [8].

3 Principe de fonctionnement

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante [9] :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Elle le comprime à une pression plus élevée.
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, d'un autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz d'échappement à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

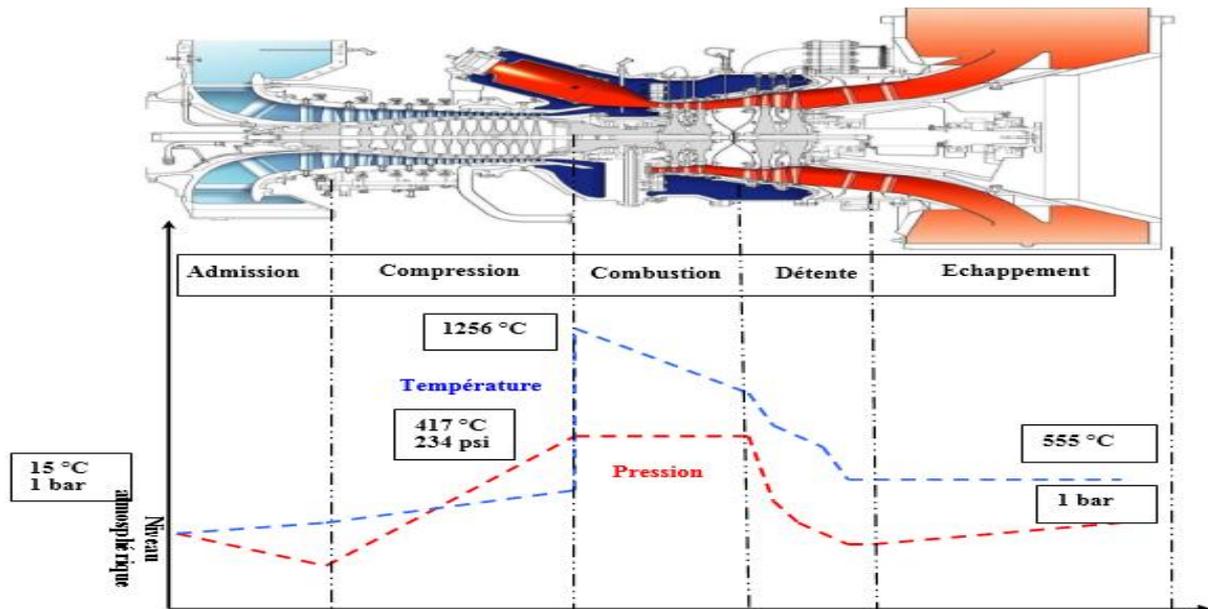


Fig. II-2. Variation de pression et de température dans la turbine à gaz [8].

4 Caractéristiques de la turbine à gaz SGT-400 [10]

4.1 Vue d'ensemble

- Deux arbres industriels.
- Transmission mécanique : 14,92 MW.
- Rendement de l'arbre : 36,2 %.
- Le taux de chaleur : 9,943 kJ/kWh.
- Pleine charge de la vitesse de la turbine de puissance : 8000 -10 000 tr/min.
- Taux de compression du compresseur : 16,8.
- Débit de gaz d'échappement : 39,4 kg/s.
- La température d'échappement : 555 °C.
- Les émissions typiques : NO_x < 15 ppm de Volume et CO < 10 ppm de volume (corrigé 15% O₂ sec).
- La capacité des carburants en valeur moyenne calorifique (> 25 MJ / Nm³)

4.2 Axial Compresseur

- Flux axial, conception du compresseur transsonique de 11 étages.

- Aubes de guidage d'entrée variables et stators.
- Rapport de pression: (ISO) 16,7: 1.
- Débit d'air: (ISO) 38,9 kg/s.
- Vitesse nominale: 14 100 tr/min.

4.3 Combustion

- 6 chambres inverses de tubulaires de combustion d'écoulement.
- Système de combustion sèche à faibles émissions (DLE)
- Unique allumeur à haute énergie dans chaque chambre.
- Possibilité d'injection de vapeur.

4.4 Système de carburant

- Gaz naturel - liquide carburant - à double carburant.
- Combustibles - autres Capacité sur demande.

5 Principaux composants de la turbine [11]

Les principaux composants de la turbine à gaz SGT-400 (Fig. II-3) sont :

- a. Section admission.
- b. Section compression.
- c. Section combustion (ensemble des chambres de combustion).
- d. Section turbine (HP et BP).
- e. Section échappement.

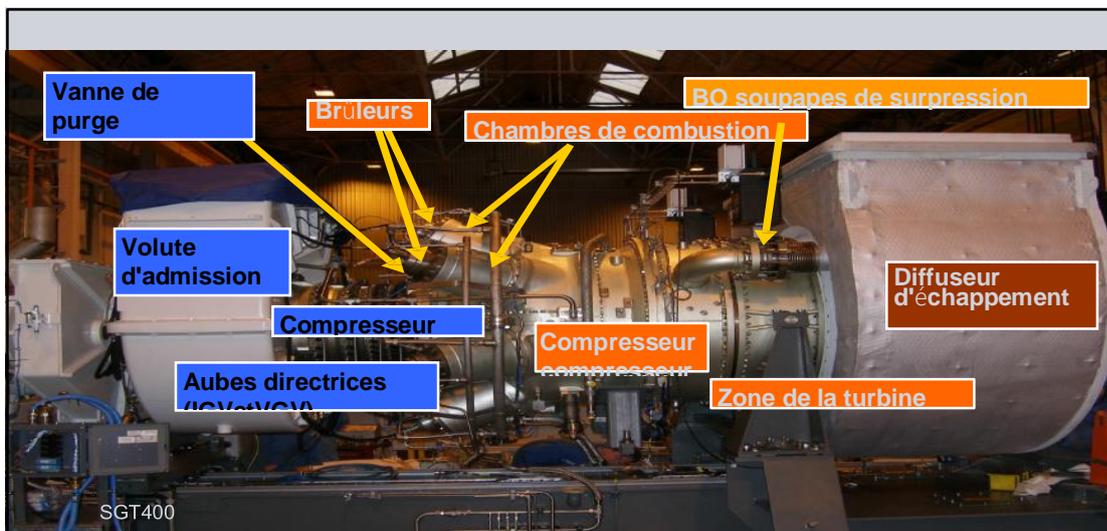


Fig. II-3. Schéma des principaux composants d'une turbine à gaz SGT-400 [10]

A. Admission

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du corps d'admission. Le boîtier d'admission d'air est fixé au boîtier de palier d'entrée, tous deux conçus et en forme pour fournir un chemin lisse pour l'air entrant dans le compresseur. Une entrée l'écran et un joint flexible, qui reçoit en raison des mouvements relatifs de dilatation thermique, sont montés sur le point d'entrée boîtier rectangulaire à laquelle la canalisation externe est connectée.

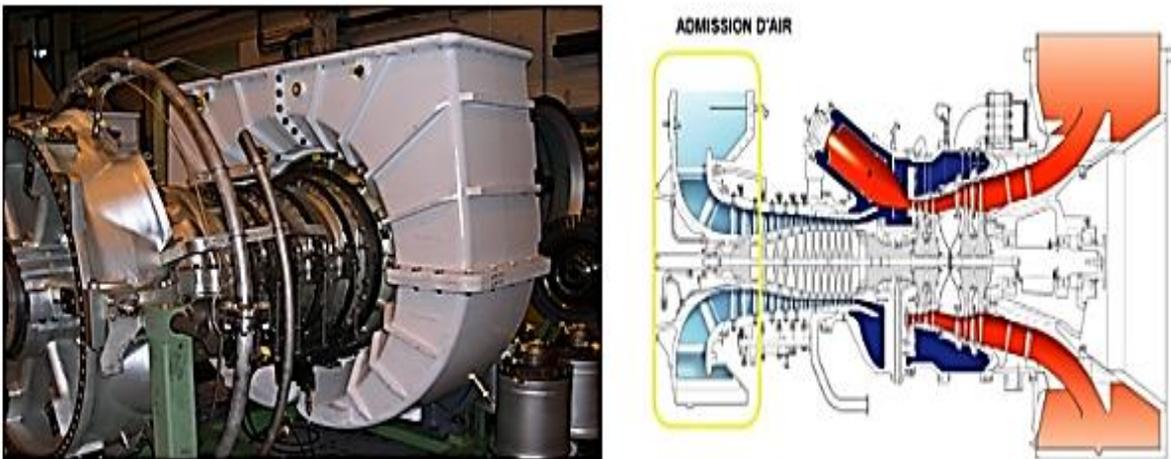


Fig. II-4. Section d'admission de la turbine SGT 400 [10]

B. Section de compression

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent. Ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Les particules d'air, sont accélérées grâce à la rotation du rotor, où ces aubes offrent à ces particules une énergie cinétique; en quittant l'étage rotor pour entamer l'étage stator suivant, une grande partie de l'énergie cinétique gagnée, se transforme en une énergie de pression à cause du freinage. Après avoir passé l'œil d'admission, l'air

est dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz SGT-400 comprend 11 étages.

Le rôle du compresseur axial est essentiel, il se résume en :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- Assurer un débit et une pression aussi élevés pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques et assurer l'étanchéité des paliers.

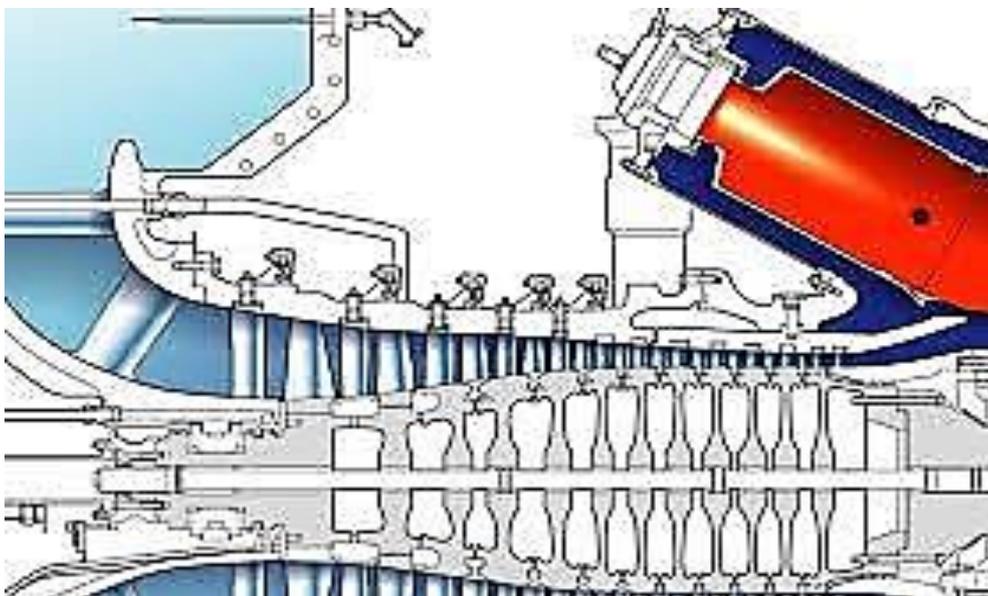


Fig. II- 5. Vue en coupe de la zone de la compression de la SGT400 [10].

C. Section de combustion

L'installation du système de combustion comporte six brûleurs, comprenant chacun un brûleur principal et un brûleur pilote et six chambres de combustion. Les brûleurs sont montés à la partie supérieure et les chambres de combustion sont à l'intérieur des carters de chambre de combustion positionnés de manière uniforme sur le carter central de la turbine. La partie supérieure de la chambre de combustion est assujettie sur le brûleur principal et la partie inférieure rainurée porte le segment de piston qui est situé dans la conduite de transition. Le brûleur assure une alimentation

contrôlée en carburant sous une forme appropriée pour le bon fonctionnement du système de combustion. L'accès est assuré à travers le col de la chambre à combustion pour l'injection du carburant dans le brûleur.

Brûleurs de combustible : Le combustible est injecté dans le moteur via les brûleurs, il peut s'agir du gaz ou du combustible liquide.

Brûleurs DLE : Constitués de deux composants principaux : le brûleur pilote et le brûleur principal.



Fig. II- 6. Type de système de combustion DLE d'une SGT400 [10].

Brûleurs non DLE : Constitués uniquement d'un brûleur (MPI). Ces brûleurs sont classés selon différentes configurations et différents types. Ils fonctionnent sur gaz combustible classique, combustible liquide, bicom bustible, et peuvent également injecter de l'eau et de la vapeur...etc

D. Section turbine (détente)

Les gaz chauds comprimés, entrent dans la section de la turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée. Ils trouvent dans leur trajectoire le premier étage (première distributeur annulaire), son rôle est de diriger les gaz chauds sur les aubes de la première roue HP. Les gaz chauds sont dirigés vers le deuxième distributeur annulaire, son rôle est de diriger les gaz chauds sur les aubes de la deuxième roue HP. Les trajectoires des gaz dans les roues

HP sont tangentielles au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

Les deux roues de la turbine HP, se composent d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes des autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple. Elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières. Les deux étages de la turbine et du compresseur en porte à faux sont refroidis par air.

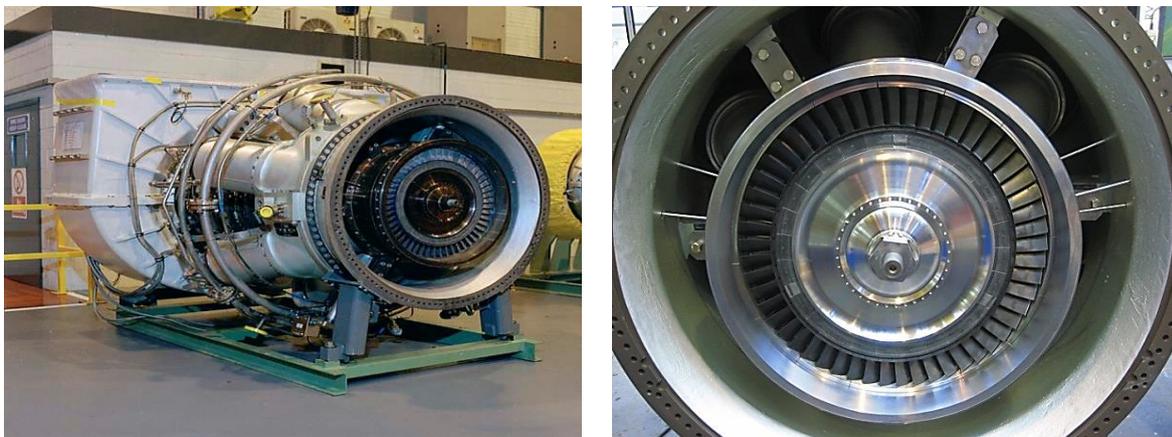


Fig. II- 7. Caisse turbine du compresseur (HP) [10]

Les roues HP sont liées directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP fait tourner le compresseur axial (autonomie), ce rotor est supporté par deux paliers qui sont, palier du butée avant le compresseur et palier porteur avant la roue HP.

Une deuxième détente a lieu dans les roues BP. Les gaz sortant des roues HP traversent le premier distributeur annulaire et le deuxième BP pour la conversion d'une partie de leurs énergies thermiques et de pression en une énergie cinétique servant à faire tourner les roues de turbine de puissance. Les deux arbres sont indépendants du fait que, les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans les roues HP. La deuxième roue de turbine est d'un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur Flexion.

Les gaz quittant la roue BP sont envoyés à l'échappement et, le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas. La variation du couple est assurée par la variation du débit de fuel gaz et de la quantité de l'air à l'aide des deux clapets de décharge (BOV). La deuxième roue est aussi supportée par deux paliers, un palier porteur après la roue et un deuxième palier de butée avant l'accouplement. Le palier de butée sert pour résister contre la poussée axiale et limite la position axiale du rotor pour éviter le frottement avec les pièces du stator lors de fonctionnement. Il est placé à côté du premier palier porteur, il est de type à patins.

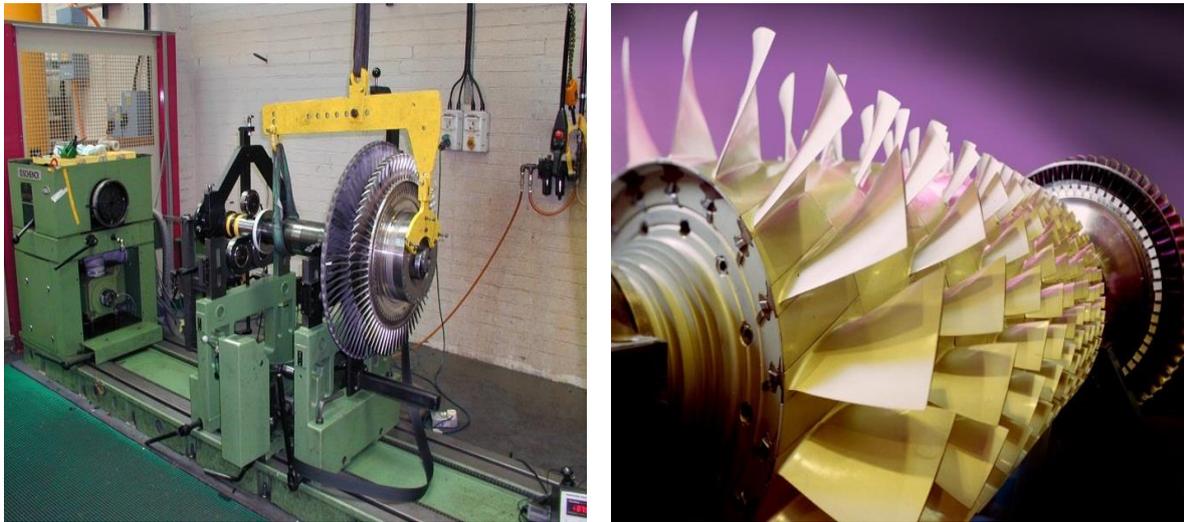


Fig. II-8. Rotors HP, BP [10].

E. Section d'échappement

Elle a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine.

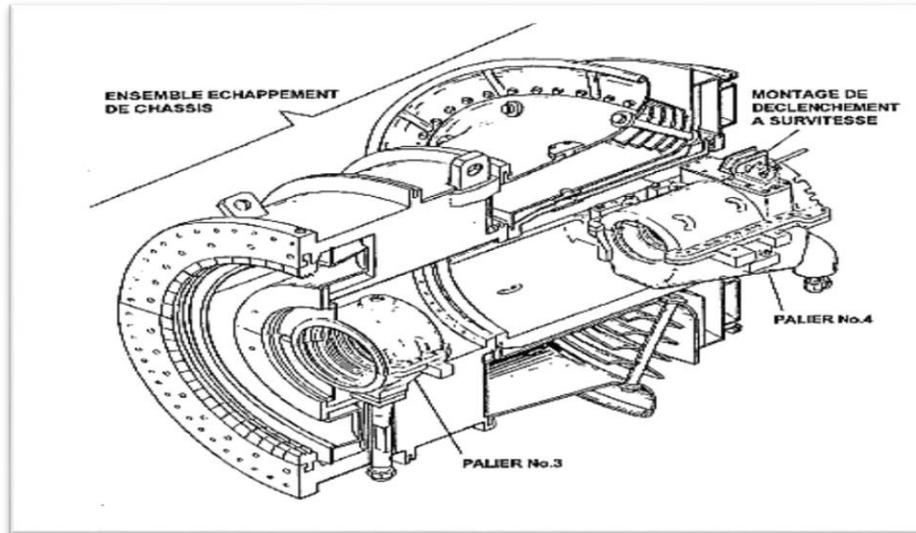


Fig. II-9. Disposition caisse échappement et paliers [10]

6 Système de démarrage [12]

Le démarrage de la turbine à gaz est assuré par un système de démarrage hydrostatique à entraînement par boîte de vitesse à multiplicateur de vitesse et ensemble embrayage de sur pilotage. Le rotor de la turbine est accéléré à une vitesse à laquelle un combustible peut être introduit dans la combustion système et en flammé pour fournir l'auto accélération soutenue, à la normale vitesse de fonctionnement.

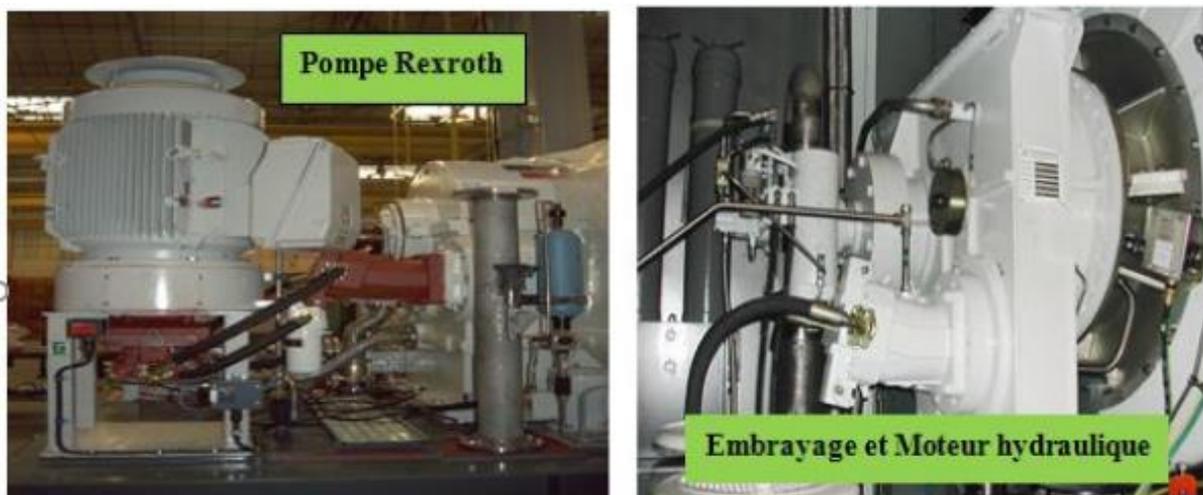


Fig. II-10. Système de démarrage hydrostatique [11].

7 Système de lubrification et graissage d'huile

L'huile lubrifiante minérale est utilisée pour lubrifier et refroidir le tourillon de la turbine et les paliers lisses et des butées, les roulements moteurs et les unités auxiliaires roulements de boîte de vitesses d'engrenages et cannelures.

L'huile est aussi utilisée comme un liquide hydraulique pour-faire-fonctionner-le-départ-hydraulique Système-lors-du-démarrage-de-la-turbine.

L'huile est délivrée à partir d'un réservoir de sur-dérapiage d'huile lubrifiante et distribué à travers le système de lubrification dans des conditions normales de fonctionnement par une pompe à huile principale.

Le système comprend trois pompes (auxiliaire, principale, et d'urgence) et une soupape de commande de température, de soupape de commande de pression, filtres, deux réchauffeurs et un refroidisseur.

Le système de contrôle enclenche la pompe auxiliaire lorsque la pompe de boîte d'engrenage principale est incapable de fournir une pression d'huile de lubrification suffisante (pendant le lancement et le ralentissement de la turbine) [12].

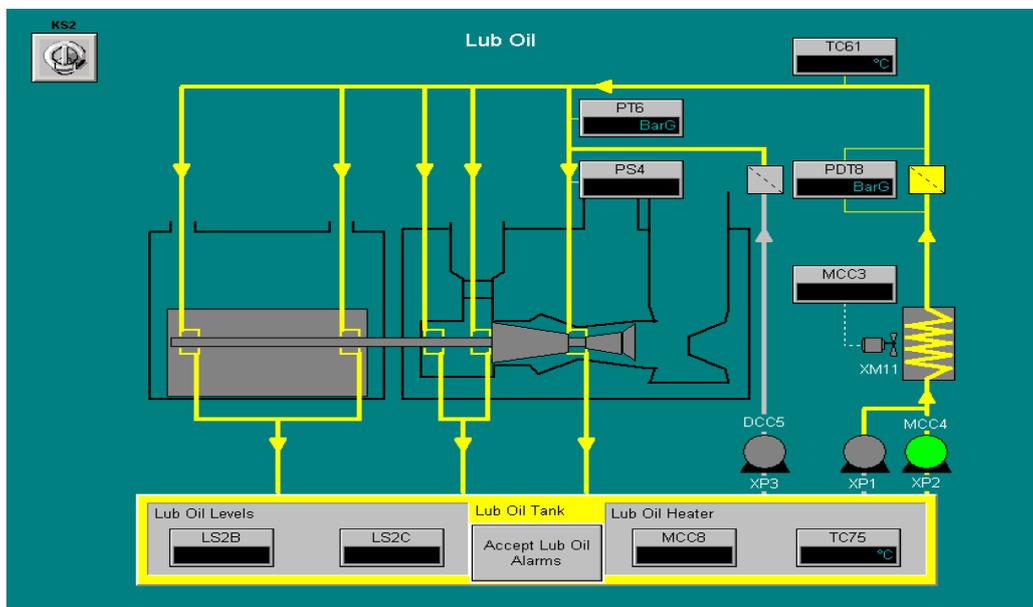


Fig. II-11. Schéma de système de lubrification [10].

8 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'air du compresseur est utilisé pour l'étanchéité des joints à labyrinthe et le refroidissement des composants à haute température.

L'air de pression moyenne, en provenance du dispositif de purge du septième étage du compresseur est utilisé pour :

- ❖ Pressuriser le joint à labyrinthe d'admission
- ❖ Pressuriser les joints à labyrinthe situés de part et d'autre du coussinet de la turbine de compresseur pour empêcher que l'air à haute pression du dixième étage ne pénètre dans le logement de palier.
- ❖ Pressuriser les joints à labyrinthe de la TP et refroidir les disques de la turbine. L'air de purge à haute pression de dixième étage en provenance de la section en amont de l'aube directrice de sortie du compresseur est utilisé pour :

- ❖ Refroidir les disques de rotor de la turbine et le diaphragme intermédiaire.
- ❖ L'air à haute pression est utilisé pour l'étanchéité du palier de sortie TC. Il est aussi utilisé pour refroidir les disques de rotor de TC et les aubes de rotor de TC1 et TC2 par un système de convection à triple passage avant d'être refoulé dans le flux de gaz [12].

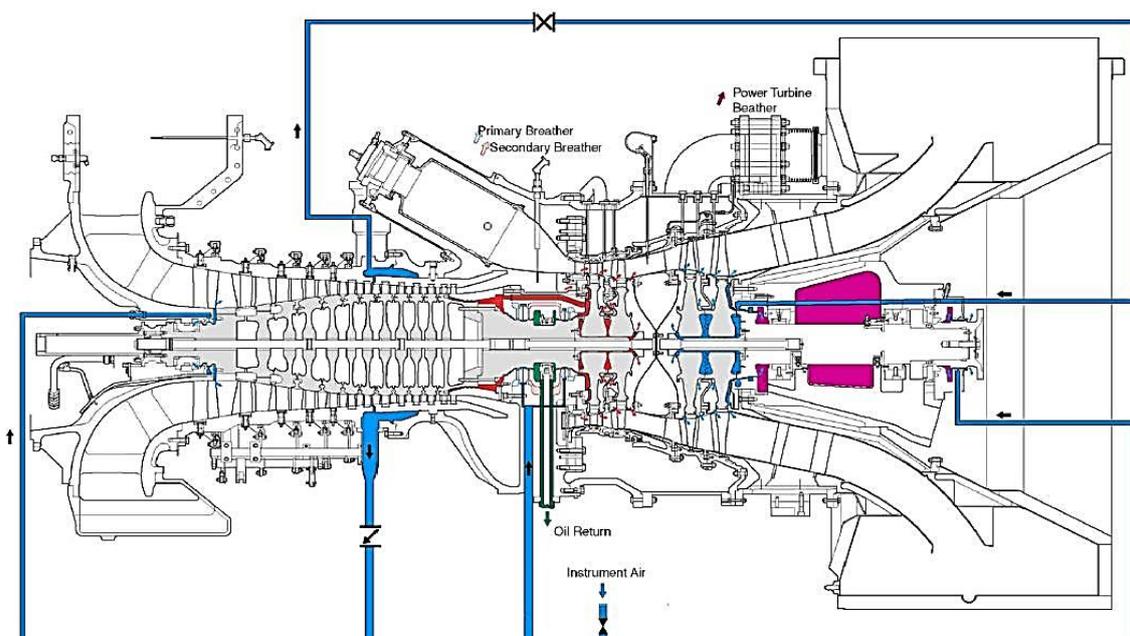


Fig. II-12. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité [10].

9 Conclusion

La turbine à gaz de type SGT-400 est une machine motrice très compliquée du point de vue technique, comme exposé précédemment dans ce chapitre. Elle comporte de différentes sections mécaniques indispensables dans le processus de conversion d'énergie. Chaque ensemble mécanique doit satisfaire des exigences de précision de fiabilité et de sécurité pour bien accomplir sa fonction requise. Pour cela, plusieurs disciplines sont mises en jeu pour la conception et le bon fonctionnement de cette machine, telles que la thermodynamique et la structure des matériaux.

Enfin la puissance de la turbine SGT-400 est contrôlable, son rendement élevé et sa fiabilité ont fait de cette machine un équipement indispensable dans l'industrie pétrolière.

Chapitre III Systèmes VSV

Chapitre III Systèmes VSV

1 Introduction

Dans ce dernier chapitre, nous expliquons le système de contrôle des systèmes à géométrie variable. On va aussi parler de leur mode de fonctionnement. La turbine LM2500+ a aussi le rôle d'entraîner un compresseur qui comprime le gaz pour la réinjection dans les puits dans le but de maintenir la pression dans les gisements de pétrole.

Ce qui nous intéresse dans cette turbine, c'est le système à géométrie variable dans le compresseur. Le système nommé généralement avec l'abréviation (VSV) qui représente une technique de la protection contre le pompage des compresseurs, et qui est le phénomène le plus critique dans les compresseurs [20].

2 Compresseurs axiaux

2-1. Définition

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation. Le compresseur axial génère un flux continu d'air comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur. Il est nécessaire d'avoir plusieurs étages de pales pour obtenir des pressions élevées et des taux de compression équivalent à ceux d'un compresseur centrifuge [21].



Fig. III-1. Compresseur du GE J79.

2-2. Principe de fonctionnement

La compression est réalisée à travers plusieurs étages, placés en série. Chaque étage est constitué d'une couronne d'aubes rotoriques (le rotor) et d'une couronne d'aubes statoriques (le stator). Les aubes rotoriques sont fixées sur le tambour et les aubes statoriques sont solidaires du carter.

Dans le rotor, l'énergie mécanique disponible sur l'axe est transformée en énergie de pression et énergie cinétique qui sont communiquées au fluide. Dans le stator, une partie de cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression. La vitesse relative à l'entrée du rotor et la vitesse absolue à l'entrée du stator doivent présenter un angle d'incidence tel que le fluide ne se décroche pas. Etant donné que la pression doit augmenter dans les canaux tant rotoriques que statoriques, la forme des aubes doit être telle que les canaux d'écoulement soient divergents. La divergence ne doit cependant pas être trop élevée afin d'éviter le décollement de la couche limite. C'est la raison pour laquelle la courbure des aubes de compresseur est toujours beaucoup plus faible que celles des aubes de turbines.

Dans le dernier étage, l'écoulement doit à nouveau être orienté axialement avant de pénétrer dans la chambre de combustion. Dans le cas des avions de chasse, où les prestations sont essentielles, le premier étage est précédé d'un distributeur (inlet guide vanes). Les IGV donnent au fluide une composante tangentielle de la vitesse adéquate avant qu'il pénètre dans le premier rotor.

Dans les IGV le fluide est dévié de la direction axiale. Le fluide n'est pas comprimé par les IGV, mais est seulement accéléré. Ces aubes de guidage produisent énormément de bruit et c'est la raison pour laquelle elles ne sont plus utilisées dans les applications civiles récentes [21].

2-3. Notion d'étage [21]

Un étage de turbomachine se compose d'une partie mobile appelé rotor (rouet) et d'une partie fixe appelé stator (ou selon le cas : redresseur, distributeur, diffuseur ...)

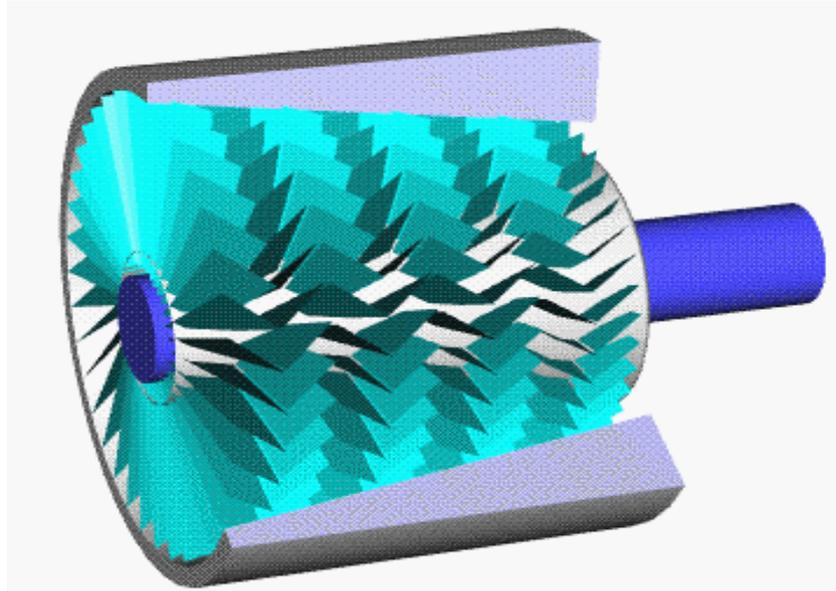


Fig. III-2. Compresseur axiale.

Rotor

Son rôle est d'assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement, l'écoulement étant défléchi au passage de la roue donc il existe une force exercée par le fluide dans les aubages.

Le point d'application de la force se déplace du fait de la relation des aubages, il y a donc un travail => échange d'énergie.

Énergie de pression : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie de pression avec le fluide (même si cela ne doit pas être sa fonction principale).

Énergie cinétique : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie cinétique avec le fluide du fait de la giration de l'écoulement au passage de la roue mobile.

Énergie calorifique : il n'y a pas d'énergie calorifique directement échangée entre le fluide et la roue.

Stator

Il joue le rôle de redresser l'écoulement vers la direction axiale, transformant ainsi l'énergie cinétique de la composante giratoire de la vitesse en pression statique, orienter le fluide dans une direction compatible avec le prochain étage.

Il existe comme pour la roue mobile une force exercée par le fluide sur les aubages, liée à la déflexion de l'écoulement. Par contre l'aubage étant fixe, il n'y a

pas de déplacement du point d'application de la force. Donc pas de travail => pas d'échange d'énergie.

2-4. Etude d'écoulement à travers l'étage [22]

2-4-1. Analyse d'un étage

Nous considérons une section du compresseur suivant à une surface cylindrique avec rayon R_M , ce rayon moyen est déterminé en prenant soit la moyenne arithmétique des rayons du carter et du tambour, soit le rayon tel que l'aire de la section entre la surface cylindrique et le tambour qui est égale à celle entre la surface cylindrique et le carter. Le plus souvent c'est la première définition qui est adoptée.

Un étage est constitué d'un rotor et d'un stator. Le premier étage est parfois précédé d'un distributeur dont les aubes ont un angle de calage réglable (moteur F100 du F16). Le dernier étage doit rétablir un écoulement axial.

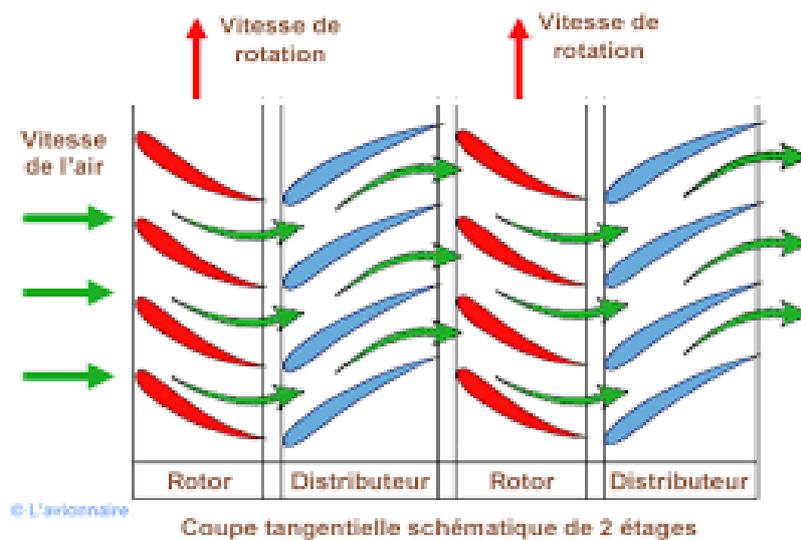


Fig. III-3. Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial.

Nous distinguons les sections suivantes, perpendiculaire à l'axe (Figure IV-3):

- 0 : entrée de distributeur
- 1 : entrée d'un rotor
- 2 : sortie d'un rotor
- 3 : sortie d'un stator

Les vitesses et les angles d'écoulement sont notés comme suit :

V_a : vitesse axiale

V : vitesse absolue

W : vitesse relative

u : vitesse d'entraînement

α : Angle entre la vitesse absolue et la direction axiale

β : angle entre la vitesse relative et la direction axiale

\bar{w}_{if} : Les frottements dans le stator

\bar{w}_{if} : Les frottements dans le rotor

2-4-2. Hypothèses

- i. **Vitesse axiale constante** la vitesse axiale à travers le compresseur est supposée constante. Vu que la densité du fluide augmente les sections d'écoulement à partir de l'entrée vers la sortie doivent par conséquent diminuer. Dans la pratique, la vitesse axiale n'est pas constante. Du fait qu'une couche limite se développe le long du tambour et de l'enveloppe, la vitesse au centre de la section augmente au fur et à mesure que la couche limite épaisse.
- ii. **Vitesse entre les couronnes d'aubes** dans l'espace entre deux couronnes d'aubes, on admet que le fluide présente les mêmes caractéristiques mécaniques et thermodynamique. Ici encore cela ne correspond pas à la réalité à cause des effets de couche limite. Les couches limites sur chacune des faces d'une aube se rencontrent au bord de fuite et forment un sillage. Dans la direction tangentielle il existe donc un gradient. Ce n'est qu'après le mélange complet que le gradient disparaît. La distance dont le fluide a besoin pour se mélanger est plus grande que la distance entre les deux roues d'aubes. Le long du cercle avec rayon moyenne, nous admettons que l'écoulement est axisymétrique. Pour l'approche type cascade, cela signifie que l'écoulement dans l'espace entre deux rangées d'aubes est uniforme.

- iii. **Egalité entre vitesse d'entrée et vitesse de sortie d'un étage** les calculs de compresseur et la programmation des machines qui doivent fabriquer les aubes sont simplifiées lorsqu'on impose que la vitesse absolue à l'entrée d'un étage tant en grandeur qu'en direction, soit égale à la vitesse de sortie.

2-4-3. Triangle de vitesse

A l'entrée d'un étage (section 1) le fluide a une vitesse absolue V_1 qui est identique à la vitesse absolue V_3 de l'étage suivant. En soustrayant vectoriellement la vitesse d'entraînement u , on obtient la vitesse relative W_1 à l'entrée du rotor. L'angle que cette vitesse relative fait avec la tangente au squelette de l'aube rotorique doit être suffisamment limité de façon à ce que le fluide ne décroche pas.

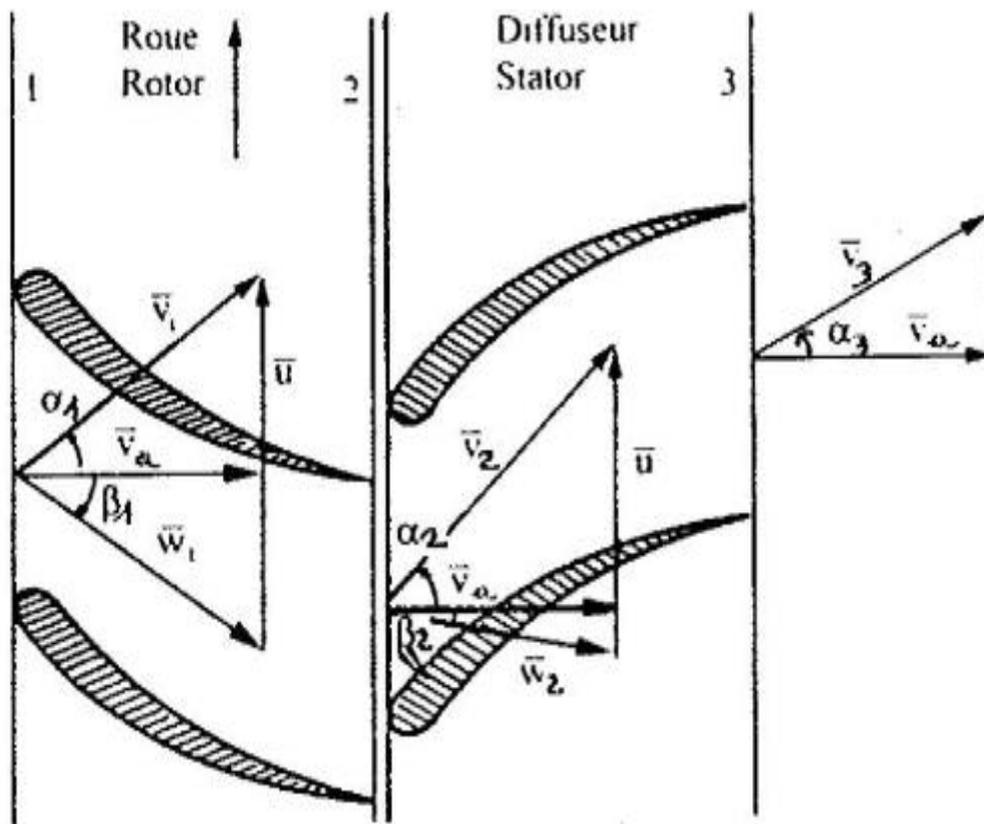


Fig. III-3. : Triangle de vitesse.

Une augmentation de pression du fluide à travers le rotor impose que la vitesse relative soit déviée vers la direction axiale si bien que, Vu la constance de composante axiale de la vitesse, $w_2 < w_1$. Par application de l'équation de l'énergie cinétique dans un espace relative, on obtient :

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = - \frac{\Delta P_R}{\rho} - \bar{W}_{if} \quad (\text{III-1})$$

Si w_2 est connue, la vitesse absolue V_2 à la sortie du rotor peut être obtenue par sommation vectorielle des vitesses relatives et d'entraînement.

Le stator transforme une partie de l'énergie cinétique liée à la vitesse V_2 en énergie de pression. C'est donc pour la même raison que pour le rotor que le vecteur de vitesse doit être dévié par les aubes vers la direction axiale. L'équation ci-dessous permet de déduire que si la pression augmente alors la vitesse doit diminuer :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = - \frac{\Delta P_R}{\rho} - \bar{W}_{if} \quad (\text{III-2})$$

Par le choix de la forme de l'aubage statorique, il est possible de déterminer la vitesse absolue à la sortie de l'étage. Ainsi que déjà mentionné dans les hypothèses. On veillera à ce que cette vitesse V_3 soit égale, tant en grandeur qu'en direction à la vitesse absolue d'entrée V_1 .

En d'autre terme nous admettons que :

$$V_3 = V_1 \text{ et } \alpha_3 = \alpha_1 \quad (\text{III-3})$$

On peut déduire de ce qui précède la représentation polaire des triangles des vitesses (Figure III-4). Par la suite nous ferons souvent appel à ce type de représentation.

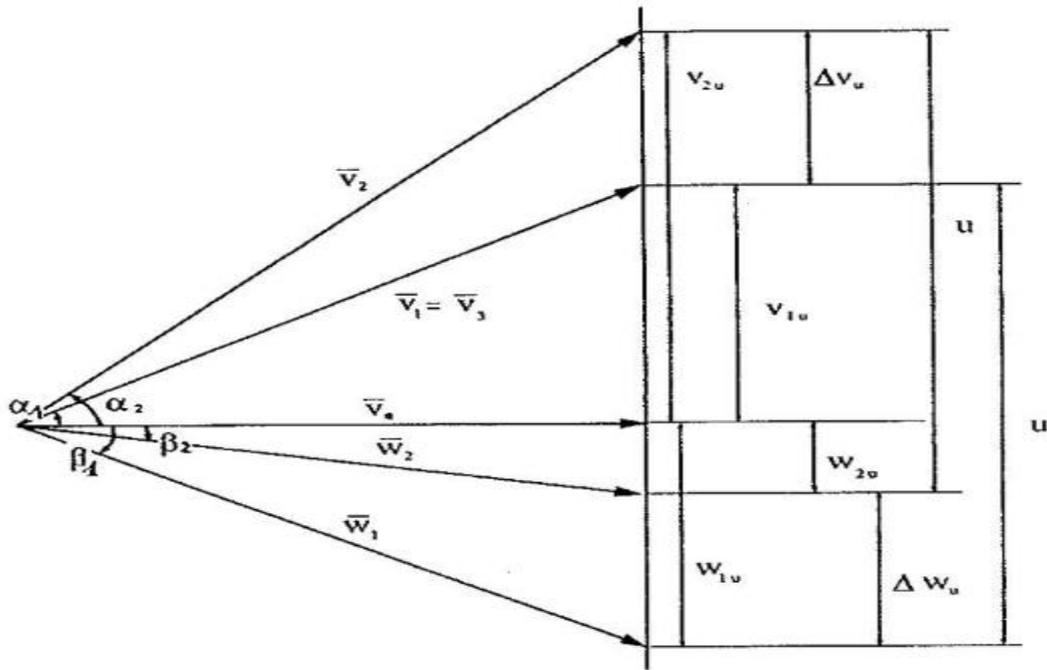


Fig. III-4. : Représentation polaire des triangles des vitesses.

Ce paramètre important dans la conception d'un étage est déterminé par la manière dont l'augmentation de pression dans l'étage est répartie entre rotor et stator. Le degré de réaction est défini comme le rapport entre l'augmentation d'enthalpie statique à travers le rotor et la variation d'enthalpie totale à travers l'étage complet.

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{03} - h_{01}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad (\text{III-4})$$

Nous établissons à présent une expression pour le degré de réaction qui est directement en rapport avec le triangle des vitesses. Par application de l'équation énergétique dans un conduit mobile et dans un conduit fixe, on peut exprimer numérateur et dénominateur comme suit :

$$h_2 - h_1 = - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (\text{III-5})$$

$$h_{03} - h_{01} = h_{02} - h_{01} = \frac{V_3^2 - V_2^2}{2} + h_2 - h_1 = \frac{V_3^2 - V_2^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (\text{III-6})$$

De sorte que :

$$R = - \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{V_3^2 - V_2^2 - (w_2^2 - w_1^2)} \quad (\text{III-7})$$

Une expression plus pratique du degré de réaction est obtenue en appliquant quatre fois le théorème de Pythagore (Fig.III-4) :

$$w_2^2 = V_a^2 + V_{2u}^2 \quad (\text{III-8})$$

$$w_1^2 = V_a^2 + (w_{2u} + \Delta w_u)^2 \quad (\text{III-9})$$

$$V_2^2 = V_a^2 + (V_{1u} + \Delta V_u)^2 \quad (\text{III-10})$$

$$V_1^2 = V_a^2 + V_{1u}^2 \quad (\text{III-11})$$

Ce qui, après calcul et en constatant que :

$$\Delta V_u = \Delta w_u \quad (\text{III-12})$$

$$w_{2u} + \Delta w_u + V_{1u} = u$$

$$(\text{III-13})$$

Donne l'expression du degré de réaction en fonction des composantes tangentielles de vitesse du rotor :

$$R = - \frac{w_{2u} + \frac{\Delta w_u}{2}}{u} \quad (\text{III-14})$$

Une autre expression intéressante est obtenue en introduisant les angles de sortie dans l'expression précédente :

$$R = \frac{1}{u} \left(w_{2u} + \frac{\Delta w_u}{2} \right) \quad (\text{III-15})$$

$$R = \frac{1}{u} \left(w_{2u} + \frac{u - w_{2u} - V_{1u}}{2} \right) = \frac{1}{u} \left(\frac{V_a \tan \beta_2}{2} + \frac{u}{2} - \frac{V_a \tan \alpha_1}{2} \right) \quad (\text{III-16})$$

Si bien que : $(\Phi = \frac{V_a}{u})$ (III-17)

$$R = \frac{1}{2} + \Phi \left(\frac{\tan \beta_2 - \tan \alpha_1}{2} \right) \quad (\text{III-18})$$

Avec Φ : coefficient d'écoulement

3 Systèmes VSV

3-1. Définition [23]

Le système VSV (Variable stator Vanes) est un système qui contrôle la partie statorique des compresseurs. C'est-à-dire que le stator peut changer d'angle, pour des raisons qu'on va voir dans la suite.

Un compresseur est une partie d'un moteur à turbine à gaz particulièrement sensible au changement de son état technique pendant le processus de fonctionnement. L'air atmosphérique pollué circulant dans le compresseur a causé des changements de forme des conduits inter-aubes, une augmentation de la rugosité de surface des aubes et un changement de rotor de compresseur masse.

Il exerce une influence importante sur le travail stable des compresseurs, et cela modifie leurs caractéristiques et performances et efficacité du moteur. Dans la construction du compresseur est assemblé un système de réglage changement d'aubes variable du stator. Des perturbations dans le fonctionnement de ce système pourraient provoquer un changement de travail du compresseur et du moteur similaire comme des changements de vitesse de rotation ou pollués les conduits inter-pales du compresseur.

3-2. But de système

Le but des enquêtes effectuées sur le moteur réel était de déterminer l'influence de fonctionnement du guide d'admission du compresseur axial aubes variables du stator système de commande du moteur à turbine à gaz sur les paramètres de fonctionnement du compresseur et du moteur.

La caractéristique du compresseur est la relation entre le taux de compression τ , l'efficacité du compresseur η_c et le débit d'air massique \dot{m}_a et la vitesse de rotation du compresseur N .

Il permet de déterminer la meilleure condition d'accouplement du compresseur et d'un autre moteur. La caractéristique est utilisée pour sélectionner la valeur optimale des conditions de régulation du débit d'air et évaluation des facteurs opérationnels sur les paramètres du compresseur.

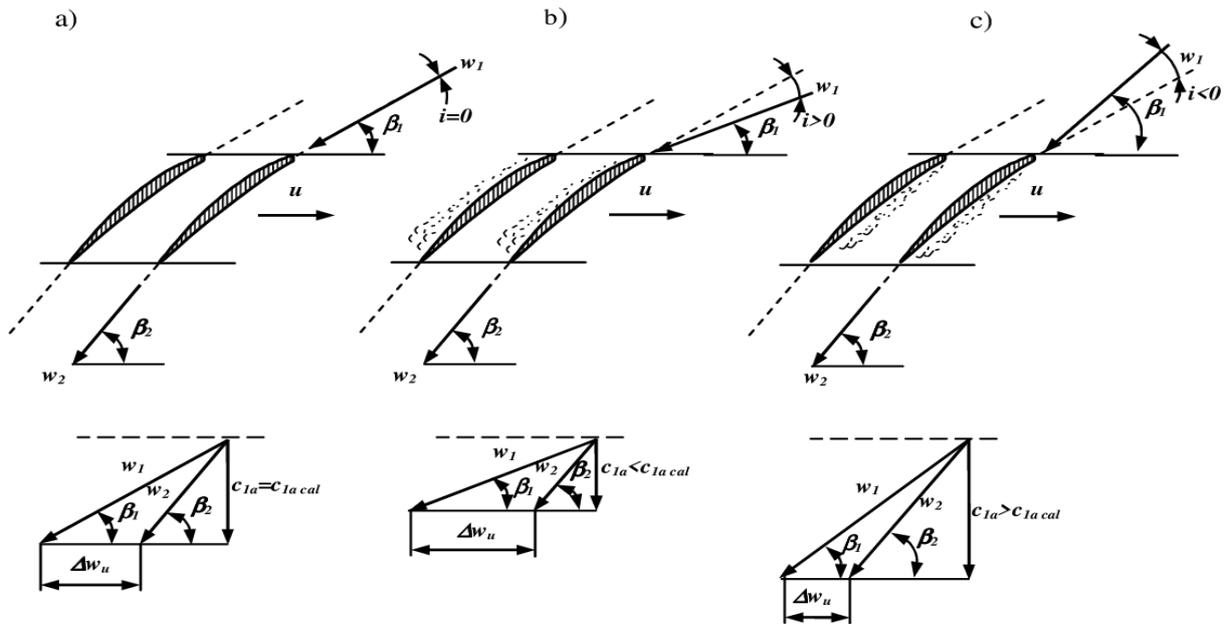


Fig. III-5. Schéma d'écoulement autour des aubes de rotor de compresseur axial à vitesse constante du rotor et angles d'entrée de flux d'air variables : a) calcul de l'angle d'entrée, b) angle d'entrée positif, c) angle d'entrée négatif.

Le travail instable du compresseur est expliqué sur la (Fig.III-5), Cette Figure présente le schéma du circuit d'écoulement d'aube de rotor de compresseur à étage axial qui se déplace à vitesse de rotation constante N . Pour cette étape est effectué le changement d'intensité du flux d'air \dot{m}_a . La partie (a) présente le schéma du circuit d'écoulement pour une étape optimale Efficacité.

Les vecteurs de vitesse relative $\mathbf{W1}$ et $\mathbf{W2}$ ont une direction parallèle à la ligne médiane du profil de pale. Il provoque un écoulement laminaire du flux d'air dans les conduits inter-pales. On observe une Diminution de l'intensité du flux d'air (partie b) pour la vitesse circonférentielle constante U provoque une diminution de la composante axiale du flux d'air vitesse absolue \mathbf{Ca} .

Il prend effet l'augmentation de l'angle d'entrée du flux d'air i sur les pales du rotor. Cette situation favorise l'arrachage couche limite laminaire sur les surfaces des pales convexes et formant des régions de vortex. Un effet similaire se produit sur les surfaces des pales concaves (partie c) lorsque l'intensité du flux d'air \dot{m}_a augmente à vitesse circonférentielle constante u .

Pour les valeurs critiques de l'angle d'entrée du flux d'air α_1 par des régions de vortex formatées de plus basse pression, peut le flux d'air se produit dans la direction du compresseur d'admission. Cela pourrait provoquer une montée rapide du flux-fluctuations transmises sur la construction du moteur. Cette situation est indésirable et dangereuse pour compte de la surcharge mécanique et thermique de la construction du moteur [26].

Par conséquent, le compresseur doit être contrôlé dans la plage de fonctionnement de la vitesse de rotation afin que la ligne d'accouplement du compresseur et du moteur dispose d'un stock de travail stable. La règle principale du compresseur le contrôle pendant le changement de leur vitesse de rotation ou de l'intensité du débit consiste à maintenir l'entrée du flux angles α_1 valeurs proches de zéro. L'un des moyens les plus populaires de contrôle du compresseur axial est en train de changer leur géométrie de conduit d'écoulement par l'application d'aubes directrices de stator d'entrée ou d'aubes variables du stator de plusieurs premiers étages de compresseur [26].

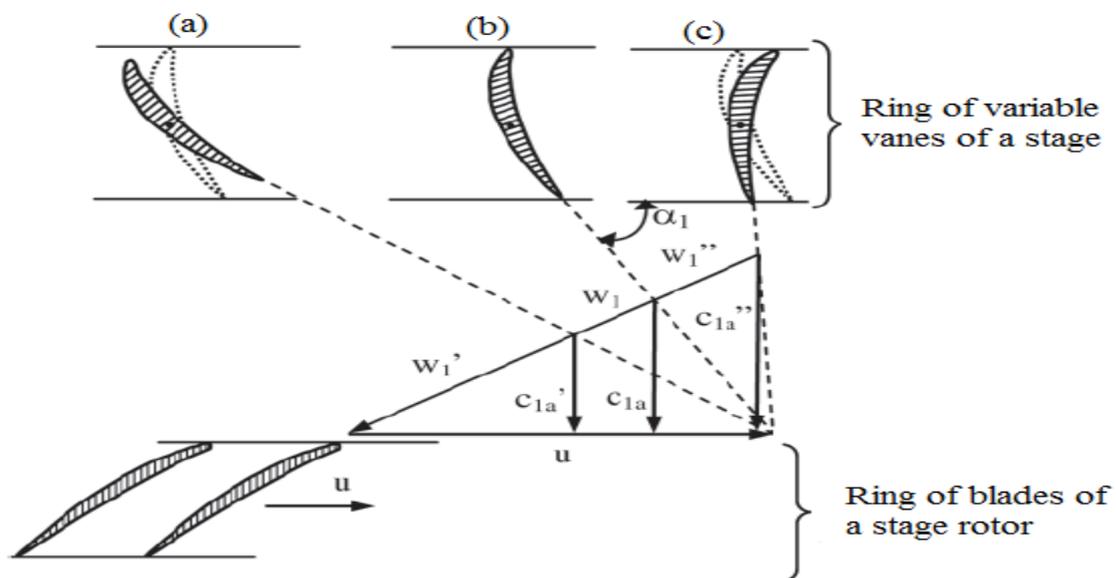


Fig. III-6. Commande d'étage du compresseur axial par changement d'angle de réglage des aubes du stator lors du changement de vitesse du débit : a) diminution de la vitesse axiale, b) calcul de la vitesse axiale, c) augmentation de la vitesse axiale.

Cette solution permet de changer l'angle d'entrée du flux d'air sur les pales du rotor des étages du compresseur par changement d'angles de calage des aubes de stator lors du changement de vitesse de rotation du compresseur. La figure.III-6 illustre un exemple d'un étage de compression, la règle de régulation des aubes variables du stator.

Pour les valeurs moyennes de la plage de fonctionnement de la vitesse du rotor du compresseur, se trouve la situation sur la partie (b) – les valeurs de vitesse et les directions avec l'indice 1. Dans cette situation, le réglage d'angle intermédiaire des aubes de stator. L'angle d'entrée du flux d'air sur les pales du rotor ne perturbe pas le flux des conduits inter-pales, Pour des valeurs inférieures de vitesse du rotor du compresseur et par conséquent des valeurs inférieures de la vitesse composante axiale absolue C_{1a}' , il est nécessaire de réduire l'angle de sortie du flux de variable aubes de stator α_1 (partie a). La plage de réduction d'angle doit permettre de conserver la même valeur de flux angle d'entrée sur les pales du rotor. Une situation analogique se produit pendant le travail du compresseur avec une vitesse rotationnelle. Pour une vitesse de rotation plus élevée, la vitesse absolue de la composante axiale C_{1a}'' augmente, Cette situation permettant de maintenir un fonctionnement stable du compresseur et par conséquent une valeur constante de l'entrée du flux angle sur les pales du rotor, il est nécessaire d'augmenter l'angle de sortie du flux des aubes variables du stator (partie c).

L'application dans la construction de moteurs à turbine à gaz du système de contrôle de la géométrie des conduits d'écoulement a une incidence sur l'exécution des processus instables [27].

3-3 Système de régulation

Le système a deux entrées, la température ambiante qu'on ne peut pas contrôler, et la vitesse de rotation qui est contrôlable selon les besoins.

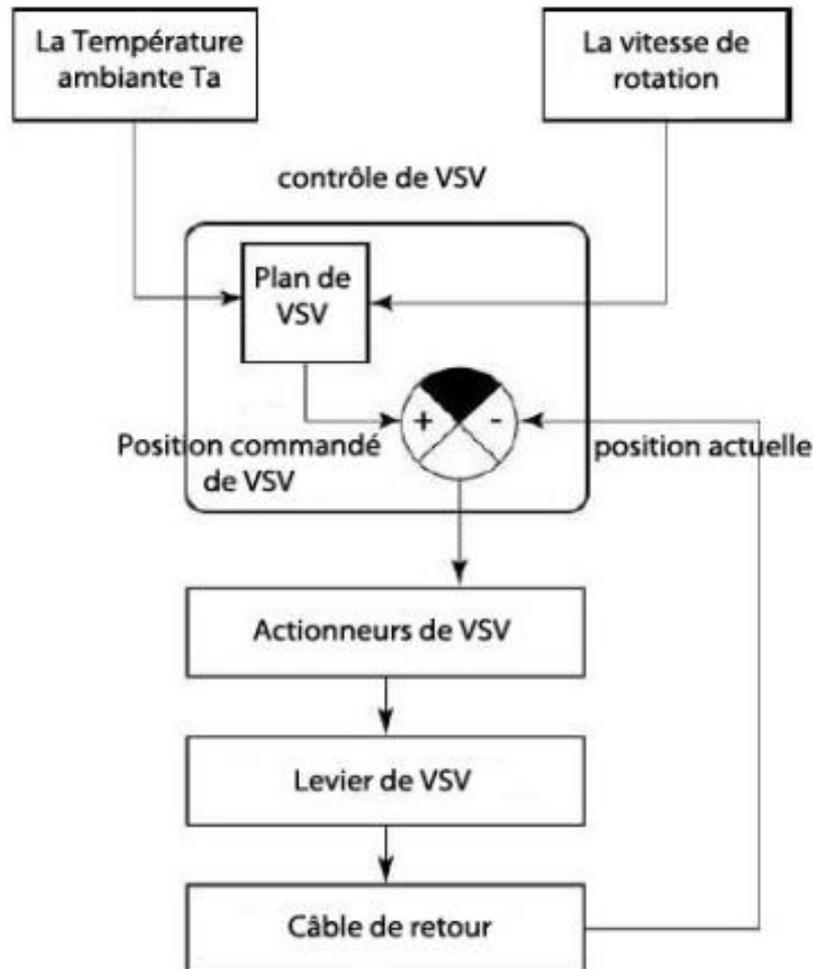


Fig. III-7. Système de régulation.

3-4. Eléments de contrôle [24]

Dans la configuration de construction du compresseur de ce moteur, on utilise des aubes de stator de guidage d'admission qui permettent de changer l'incidence d'angle de réglage (changement du conduit de débit de compresseur géométrie) en fonction de la charge du moteur. Ce processus est exploité par un système de contrôle qui fonctionne le fluide est l'air comprimé reçu du dernier étage de compresseur haute pression. Sur la (Fig.III-8) des éléments du système de contrôle seront présentée.

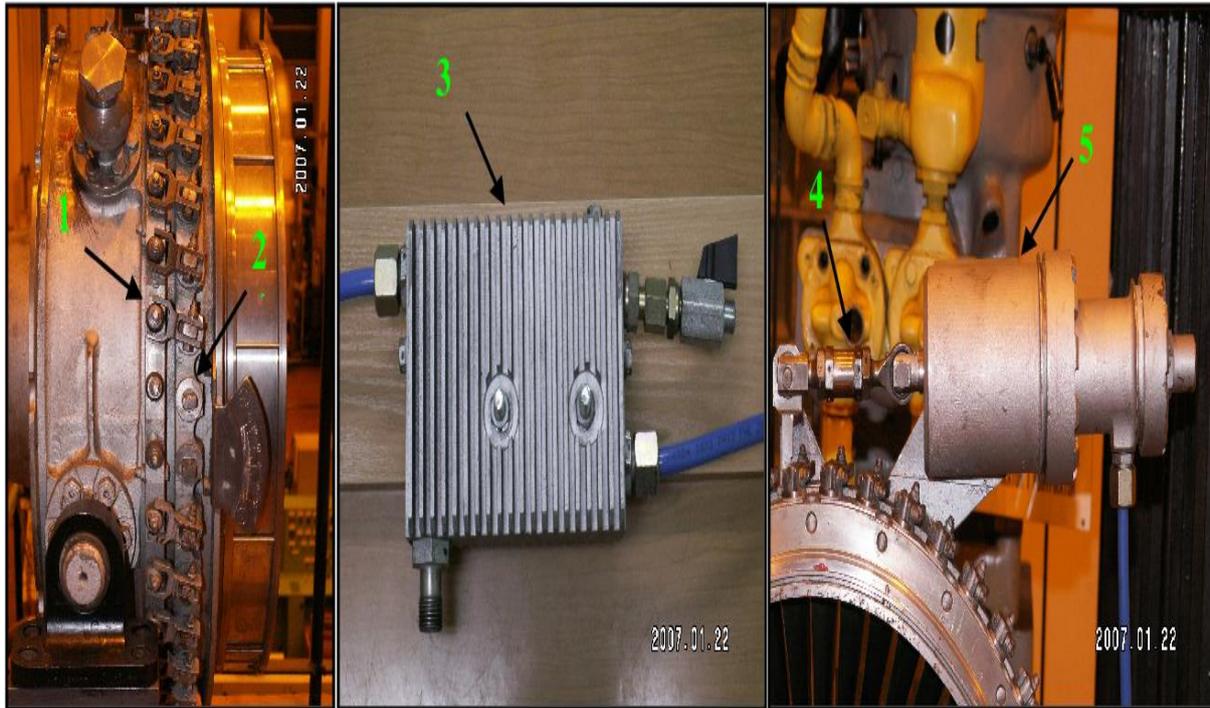


Fig. III-8. Éléments du système de commande d'un moteur de type DR à aubes de stator variables 1 – anneau mobile, 2 – aube de stator, 3 – bloc de nettoyage et de refroidissement, 4 – support, 5 – actionneur de commande.

4 Conclusion

Sur la base des considérations théoriques réalisées et des recherches expérimentales, nous pouvons tirer une conclusion qu'un fonctionnement incorrect du système de commande des aubes de stator variables du guide d'admission ou étages stators aubes turbine à gaz, le compresseur exerce une influence négative sur le travail du compresseur et les performances du moteur.

La construction à plusieurs arbres du moteur à turbine à gaz réduit les effets d'un réglage incorrect de la variable aubes. Par conséquent, les compresseurs du moteur à turbine à gaz à trois arbres ne nécessitent pas de stators variables aubes autant d'étages que compresseur de moteur bi-arbre avec les mêmes réalisations.

Les études préliminaires confirment la nécessité de faire l'inspection du bon fonctionnement de la commande du système d'aubes variables du stator. Il permet d'éliminer ce facteur du groupe des facteurs informant de l'état technique du moteur qui sont identifiés lors du diagnostic contrôles.

*Chapitre IV. Etude du
cycle thermodynamique
de la turbine à gaz*

Chapitre IV. Etude du cycle thermodynamique de la turbine à gaz

1 Introduction

Nous nous présentons dans ce chapitre les paramètres thermodynamiques de la turbine à gaz avec ses calculs, dans le début en utilisant des corrélations similaires à la réalité dont l'objectif de connaître l'étendue et le pourcentage d'influence des conditions climatiques et plus particulièrement la température d'air ambiant sur les performances thermodynamiques de la turbine.

2 Cycles thermodynamique de la turbine à gaz

2.1 Cycle de Baryton [14]

C'est un cycle thermodynamique ouvert (Fig.IV-1) sur lequel les gaz d'échappement vont sortir dans l'atmosphère sans récupération dans le système (sans régénération). Ce cycle se compose de quatre transformations représentées sur les diagrammes (P-V) et (T-S), (Fig. IV-2).

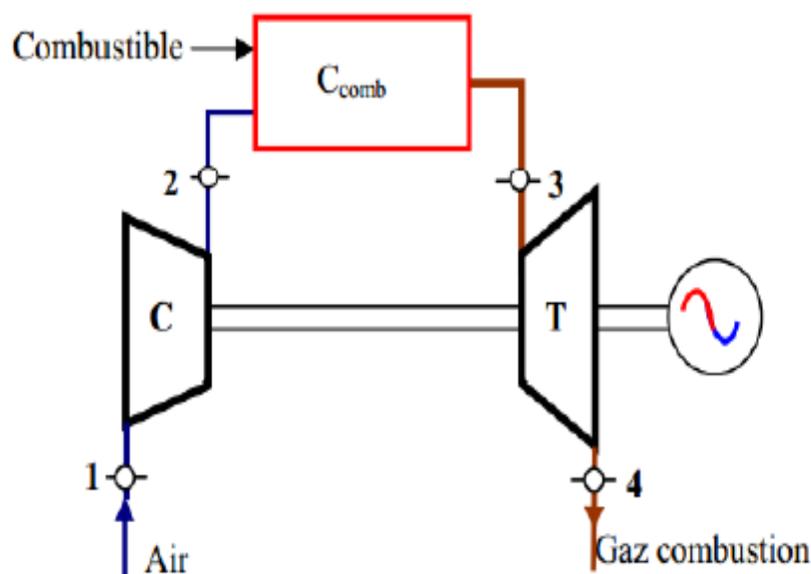


Fig. IV-1. Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert [14].

La figure (IV.2) représente le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz à circuit ouvert. Le compresseur pivotant utilisé pour aspirer l'air atmosphérique. Le

compresseur refoule l'air dans la chambre de combustion, mélangé avec le combustible injecté, il s'enflamme et le tout est transformé en gaz de fumée qui se détendent et s'échappent dans l'atmosphère.

Le travail utile dans l'installation est représenté par la différence entre le travail consommé par le compresseur et le travail fourni par la détente (travail de la turbine).

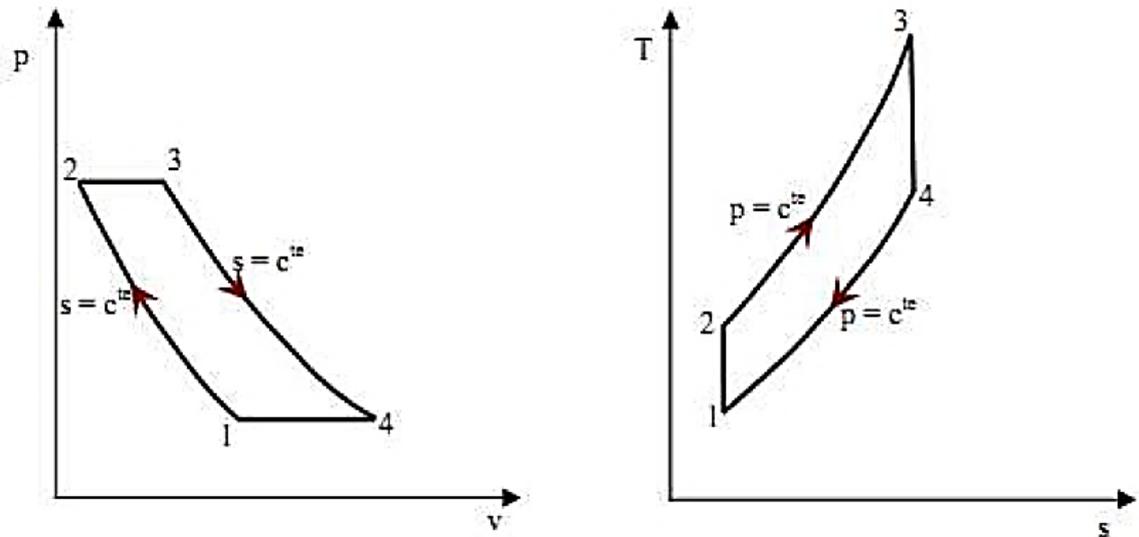


Fig. IV-2. Cycle thermodynamique idéal d'une turbine à gaz.

(1-2) : Compression isentropique

(2-3) : Absorption de la chaleur à pression constante (isobare) dans la chambre de combustion

(3-4) : Détente isentropique

(4-1) : Echappement des gaz brulés vers l'atmosphère.

Chacune de ces évolutions thermodynamiques est caractérisée par une équation mathématique découlant d'un bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de chaque compartiment. A cet effet,

- **Travail de compression (1-2)**

$$W_c = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (\text{IV-1})$$

- **Travail dans la chambre de combustion (2-3)**

La quantité de chaleur reçue par le fluide moteur

$$Q_f = (\dot{m}_c + \dot{m}_a)h_3 - (\dot{m}_a h_2) \quad (\text{IV-2})$$

- **Travail de détente (la turbine) (3-4)**

$$W_T = (\dot{m}_c + \dot{m}_a) (h_3 - h_4) \quad (\text{IV-3})$$

2.2. Expression du rendement

Désignons par W_c le travail nécessaire pour la compression de 1 kg d'air suivant l'isentropique 1-2 et par W_T le travail fourni par la détente de 1 kg de gaz suivant l'isentropique 3-4. Le travail utile W_u produit par 1 kg de fluide décrivant le cycle 1-2-3-4-1 est donné par la relation suivante [15] :

$$W_U = W_T - W_C \quad (\text{IV-4})$$

$$\eta_{th} : \text{Rendement thermique de la machine, tel que : } \eta_{th} = \frac{W_u}{Q_f} \quad (\text{IV-5})$$

Q_f : Quantité de chaleur dépensée pour porter la température de 1 kg d'air, suivant l'isobare P_2 de T_2 à T_3 (transformation 2-3).

L'équation (IV-5) peut être développée sous la forme :

$$\eta_{th} = \frac{[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]}{h_3 - h_2} \quad (\text{IV-6})$$

$$\eta_{th} = 1 + \frac{h_1 - h_4}{h_3 - h_2} \quad (\text{IV-7})$$

La variation d'enthalpie peut être exprimée aussi en fonction des températures selon l'expression:

$$h_2 - h_1 = (T_2 - T_1) C_p' \quad (\text{IV-8})$$

C_p' : La chaleur massique du gaz à pression constante

Pour les gaz parfaits, C_p et C_v sont dépendantes de la pression

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{IV-9})$$

L'équation du rendement en fonction de la température :

$$\eta_{th} = \frac{[C_{pg}(T_3 - T_4) - C_p'(T_2 - T_1)]}{C_p''(T_3 - T_2)} \quad (\text{IV-10})$$

C_{pg} : La chaleur massique des gaz brûlés (la détente)

C_p' : La chaleur massique de l'air (compression isobare)

C_p'' : La chaleur massique du mélange air gaz dans la chambre de combustion

Si les chaleurs massiques se rapprochent en valeur, alors : $C_{pg} = C_p' = C_p''$, nous aurons :

$$\eta_{th} = 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} \quad (\text{IV-11})$$

2.3. Cycle réel de la turbine à gaz

Le cycle réel de la turbine à gaz est simplement représenté par le cycle idéal (Fig. IV.2) combiné par les différentes pertes qui se localisent dans :

- Les pertes dans le compresseur caractérisées par le rendement de compresseur η_c
- Les pertes dans la turbine caractérisées par le rendement de la turbine η_t
- Les pertes de pression au niveau de chambre de combustion Δ_p entre la pression de sortie du compresseur et celle d'entrée dans la turbine
- Les pertes mécaniques η_m
- Les pertes calorifiques par imbrulés pendant la combustion

La Fig. IV.3 représente une turbine à gaz à deux arbres avec les différentes sections de détente dans les turbines haute pression (HP) et basse pression (BP).

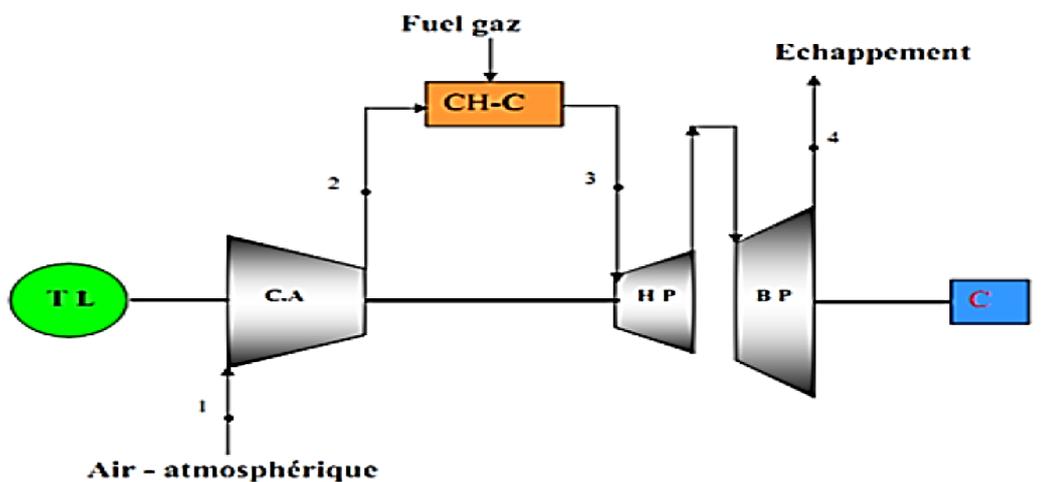


Fig. IV-3. Composants d'une turbine à gaz bi-arbre.

T L : Turbine de lancement

C.A : Compresseur axial

CH-C : Chambre de combustion

H P : Turbine haute pression

B P : Turbine basse pression

C : La charge (compresseur centrifuge, génératrice d'électricité...)

La figure IV.4 représente l'ensemble des évolutions thermodynamiques du cycle réel de la turbine à gaz bi arbre.

- **Etude de compression (1-2)**

Le rendement isentropique du compresseur est défini par le rapport entre le travail isentropique et le travail réel du compresseur, il s'écrit comme suit :

$$\eta_{ic} = \left(\frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \right) = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{IV-12})$$

Le travail réel spécifique (par unité de masse) de compresseur est donné par :

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p' (T_2 - T_1) \quad (\text{IV-13})$$

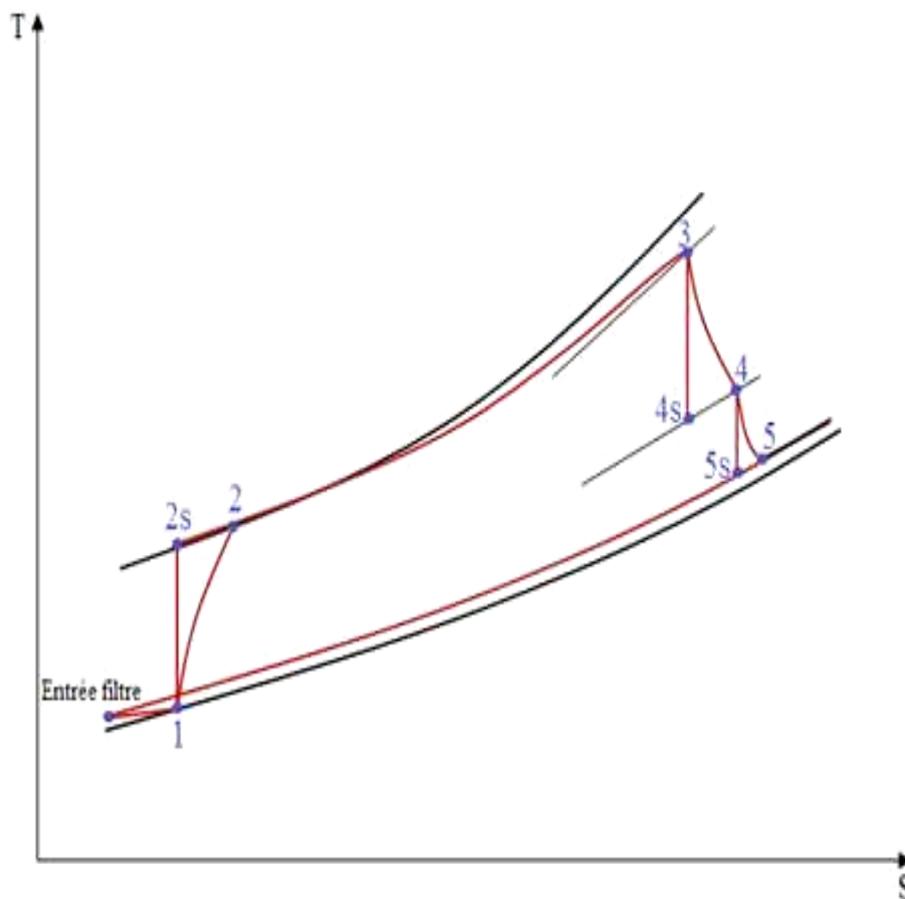


Fig. IV-4. Digramme T-S d'une turbine à gaz bi arbre.

La puissance requise par le compresseur est calculée par l'équation suivante :

$$P_c = W_c \dot{m}_a \quad (\text{IV-14})$$

\dot{m}_a : Le débit d'air qui pénètre le compresseur.

Dans le cas d'une compression isentropique, le rapport des températures est lié aux rapports des pressions par la relation suivante :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{IV-15})$$

Un calcul rigoureux de la partie compression doit impérativement tenir compte des chutes de pressions qui peuvent survenir dans la section d'admission. Dans la majorité des cas, ces chutes de pression sont provoquées par les différents composants constituant le système d'admission à savoir : les filtres, le silencieux, les coudes et l'ensemble de la tuyauterie. Lors du passage de l'air à travers ces composantes, les pertes de charges diminuent la pression à l'entrée du compresseur. Cette dernière est représentée par:

$$P_1 = P_{\text{atm}} - \Delta P \quad (\text{IV-16})$$

La valeur de la température T_2 est déterminée par la combinaison des équations (IV-15) et (IV-12)

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{ic}} \right] \quad (\text{IV-17})$$

Soit $\tau = \frac{P_2}{P_1}$ le taux de compression, alors l'équation précédente peut s'écrire en

$$\text{fonction du taux de compression par : } T_2 = T_1 \left[1 + \frac{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{ic}} \right]$$

- **Etude de la chambre de combustion (2-3)**

A la sortie du compresseur, l'air entre dans la chambre de combustion avec une pression suffisante qui se mélange avec le combustible pour donner lieu à une réaction chimique de combustion. La quantité de chaleur fournie par le fluide est donnée par l'équation suivante :

$$Q_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_3 - (\dot{m}_a h_2) = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) C_p'' T_3 - \dot{m}_a C_p' T_2 \quad (\text{IV-18})$$

Le rendement de la chambre de combustion est défini comme étant le rapport entre l'augmentation de l'enthalpie des gaz sur la quantité de chaleur fournie par le combustible, son expression est de la forme :

$$\eta_{cc} = \left(\frac{Q_{cc}}{Q_{réel}} \right) = \left(\frac{Q_{cc}}{\dot{m}_c \text{ PCI}} \right) \quad (\text{IV-19})$$

$$\eta_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_3 - \dot{m}_a h_2}{\dot{m}_c \text{ PCI}} \quad (\text{IV-20})$$

En réarrangement l'équation (IV-20), l'expression du débit massique de combustible s'écrit :

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a (h_3 - h_2)}{\eta_{cc} \text{ PCI} - h_3} \quad (\text{IV-21})$$

Les pertes de pression dans la chambre de combustion :

$$\Delta_P = P_2 - P_3$$

- **Etude de la détente (3-4)**

Une partie des gaz chauds à pression et température élevées sortants de la chambre de combustion est convertie en travail mécanique dans la turbine haute pression (T_{HP}). Le rendement isentropique de la turbine haute pression est donné par :

$$\eta_{iT_{HP}} = \left(\frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \right) = \left(\frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \right) \quad (IV-22)$$

Le rapport de pression et de la température correspondant à cette première détente est :

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_{4s}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (IV-23)$$

L'énergie récupérée au niveau de la roue de turbine haute pression est principalement utilisée pour entraîner le compresseur. Par conséquent, l'énergie mécanique générée par la turbine est transférée au compresseur avec peu de pertes mécaniques. Cela se traduit mathématiquement par [2] :

$$\dot{m}_g W_{T_{HP}} \eta_{mT_{HP}} = \left(\frac{\dot{m}_a W_c}{\eta_{m_c}} \right) \quad (IV-24)$$

Si : $\dot{m}_a \approx \dot{m}_g$ alors l'équation (IV-24) peut se mettre sous la forme (IV-25)

$$W_c = W_{T_{HP}} \eta_{mT_{HP}} \eta_{m_c} \quad (IV-25)$$

Avec :

$$W_{T_{HP}} = (T_3 - T_4) C_{p_g} = \eta_{iT_{HP}} (T_3 - T_{4s}) C_{p_g} \quad (IV-25.1)$$

$$W_{T_{HP}} = \eta_{iT_{HP}} T_3 C_{p_g} \left(1 - \frac{T_{4s}}{T_3} \right) \quad (IV-25.2)$$

$$W_{T_{HP}} = \eta_{iT_{HP}} T_3 C_{p_g} \left(1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (IV-25.3)$$

Soit $\varepsilon = \frac{P_3}{P_4}$, le taux de détente de la turbine HT, alors l'équation précédente peut s'écrire :

$$WC = \eta_{mT_{HP}} \eta_{m_c} C_{Pg} T_3 \eta_{iT_{HP}} \left[1 - \frac{P_3^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{P_4} \right] \quad (IV-26)$$

$\eta_{mT_{HP}}$: Rendement mécanique de la turbine haut pression

η_{m_c} : Rendement mécanique de compresseur

$\eta_{iT_{HP}}$: Rendement isentropique de la turbine haute pression

A partir de cette équation (IV-26), le taux de compression prend la forme suivante :

$$\varepsilon = \left(\frac{\eta_{mT_{HP}} \eta_{m_c} C_{Pg} T_3 \eta_{iT_{HP}}}{(\eta_{mT_{HP}} \eta_{m_c} C_{Pg} T_3 \eta_{iT_{HP}})^{-W_c}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (IV-27)$$

En combinant les équations entre la relation (IV-22), (IV-23) et (IV-27), la température de sortie de la turbine HP s'écrit par :

$$T_4 = T_3 \left(1 - \eta_{iT_{HP}} \left(1 - \frac{(\eta_{mT_{HP}} \eta_{m_c} C_{Pg} T_3 \eta_{iT_{HP}})^{-W_c}}{(\eta_{mT_{HP}} \eta_{m_c} C_{Pg} T_3 \eta_{iT_{HP}})} \right) \right) \quad (IV-28)$$

- **Détente dans la deuxième turbine BP (4-5)**

Le rendement isentropique de la turbine base pression est donné par :

$$\eta_{iT_{BP}} = \left(\frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \right) = \left(\frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \right) \quad (IV-29)$$

Le rapport de pression et de la température correspondant à cette deuxième détente est :

$$\frac{P_4}{P_5} = \left(\frac{T_4}{T_{5s}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{IV-30})$$

La combinaison des relations (IV-29) et (IV-30) aboutit à l'expression suivante :

$$T_5 = T_4 \left[1 - \eta_{i_{T_{BP}}} \left(1 - \frac{P_4}{P_1}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right) \right] \quad (\text{IV-31})$$

Soit $\tau_{BP} = \frac{P_4}{P_1}$ le taux de détente de la turbine BP, alors l'équation précédente peut s'écrire en fonction du τ_{BP} :

$$T_5 = T_4 \left[1 - \eta_{i_{T_{BP}}} \left(1 - \tau_{BP}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right) \right]$$

- **Puissances**

Les différentes puissances mise en œuvre à travers un cycle d'une turbine à gaz sont définies comme suit :

- ✓ Puissance de compresseur $\mathcal{P}_c = \dot{m}_a W_c$ (IV-32)

- ✓ Puissance de la première turbine $\mathcal{P}_{T_{HP}} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) (h_3 - h_4)$ (IV-33)

- ✓ Puissance de la deuxième turbine $\mathcal{P}_{T_{BP}} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) (h_4 - h_5)$ (IV-34)

- ✓ Puissance utile $\mathcal{P}_u = \mathcal{P}_T - \mathcal{P}_c$ (IV-35)

- ✓ Puissance des turbines $\mathcal{P}_T = \mathcal{P}_{T_{HP}} + \mathcal{P}_{T_{PB}}$ (IV-36)

- **Consommation spécifique**

$$C_s = 3600 \dot{m}_c / \mathcal{P}_u \quad (\text{IV-37})$$

- **Rendement thermique global de la machine**

$$\eta_{th_G} = \mathcal{P}_u / \dot{m}_c PCI \quad (\text{IV-38})$$

3 Différentes formes des turbines à gaz [16]

Parmi les différentes installations des turbines à gaz, on peut trouver celles constituées de 2 compresseurs, un échangeur de chaleur, et une seule turbine intégrée de double refroidisseur. L'air chauffé dans la chaudière (CH), est détendu dans la turbine (T), passe à travers l'échangeur (E), puis avant l'introduction dans le compresseur (C_1), il est refroidi dans le pré-refrigérant (R_2), La compression est divisée sur deux étages (C_1) et (C_2) avec un refroidissement parfait (R_1).

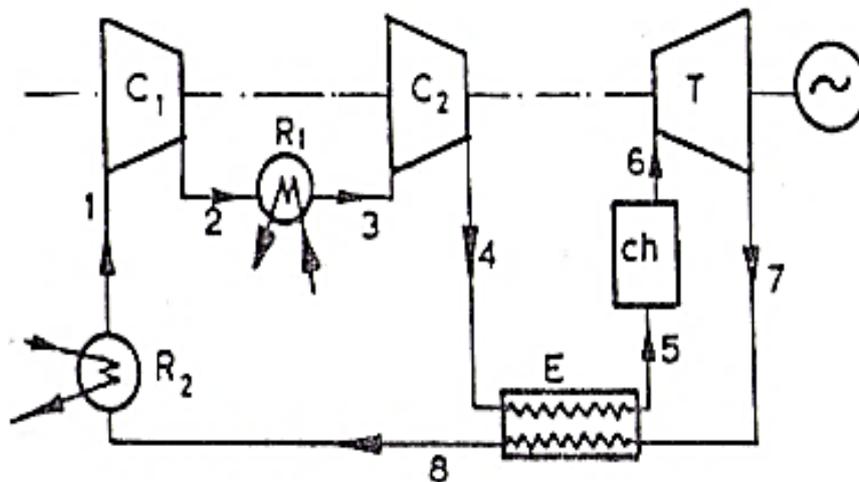


Fig. IV-5. Turbine à gaz (double compresseur).

L'installation de cette turbine à gaz, est représentée par la (Fig. IV.5) combinée par les différents rendements qui se localisent par :

- Rendement adiabatique du compresseur (η_c)
- Rendement de la turbine (η_T)
- Rendement mécanique de la machine (η_m)
- Rendement de la chambre de combustion (η_{cc})

❖ **Calcul du rendement thermique η_{th}**

$$\eta_{th} = \left(\frac{W_u}{Q_f} \right) \quad (IV-39)$$

W_u : Travail utile

Q_f : L'énergie fournie dans la chambre de combustion

$$W_u = W_T - W_C \quad (IV-40)$$

W_T : Travail de la turbine

W_C : Travail des compresseurs

❖ **Calcul du travail de la turbine**

$$W_T = \eta_m (h_6 - h_7) \quad (IV-41)$$

$$W_T = \eta_m (Cp_g) (T_6 - T_7) \quad (IV-42)$$

❖ **Calcul du travail du compresseur**

$$W_C = (W_{c1} + W_{c2}) = \frac{W_{ic1}}{\eta_{ic1}} + \frac{W_{ic2}}{\eta_{ic2}} \quad (IV-43)$$

$$W_{c1} = (h_2 - h_1) \quad (IV-44.1)$$

$$W_{c2} = (h_4 - h_3) \quad (IV-44.2)$$

En fonction des températures

$$W_{c1} = C_P' (T_2 - T_1) \quad (IV-45)$$

$$W_{c2} = C_P' (T_4 - T_3) \quad (IV-46)$$

❖ **Calcul de l'énergie fournie dans la chambre de la combustion**

$$\eta_{cc} = \left(\frac{Q_{réel}}{Q_f} \right) \quad \text{D'où} \quad Q_f = \left(\frac{Q_{réel}}{\eta_{cc}} \right) \quad (\text{IV-47})$$

$$Q_{réel} = h_6 - h_5 \quad (\text{IV-48})$$

$$Q_f = h_6' - h_5 \quad (\text{IV-49})$$

$Q_{réel}$: Quantité de chaleur réellement fournie à l'air au niveau de (CH)

Q_f : Quantité de chaleur parfaitement fournie à l'air au niveau de (CH)

❖ **Efficacité de l'échangeur (□)**

L'efficacité de l'échangeur peut être exprimée de deux manières, soit dans le cas réel ou le cas parfait.

$$\varepsilon_{réel} = \left(\frac{Q_{froid}}{Q_{max}} \right) \quad \text{Ou} \quad \varepsilon_{parf} = \left(\frac{Q_{chaud}}{Q_{max}} \right) \quad (\text{IV-50})$$

$$\varepsilon = \left(\frac{h_5 - h_4}{h_7 - h_4} \right) = \left(\frac{T_5 - T_4}{T_7 - T_4} \right) \quad (\text{IV-51})$$

Avec :

$$\text{Dans le cas parfait (càd } \varepsilon = 100\%) \quad Q_{chaud} = h_7 - h_8 = C_p (T_7 - T_8) \quad (\text{IV-52})$$

$$\text{L'enthalpie fournie à l'air par l'échangeur } (\varepsilon) \quad Q_{froid} = h_5 - h_4 = C_p (T_5 - T_4) \quad (\text{IV-53})$$

$$\text{Dans le cas réel (càd } \varepsilon < 100\%) \quad Q_{max} = h_7 - h_4 = C_p (T_7 - T_4) \quad (\text{IV-54})$$

4 Amélioration du cycle de « Baryton » [17]

Un moteur de turbine à gaz aéronautique doit rester léger et compact et il n'est pas possible d'ajouter d'une manière significative des composants afin d'améliorer ses performances. Cela n'inclut pas la turbine à gaz industrielle, en tenant compte de ces grands avantages, il y a plusieurs stratégies qui peuvent être appliquées afin d'obtenir des améliorations significatives des performances de ces machines.

En générale on peut augmenter la puissance de la turbine à gaz par l'augmentation de la puissance de sortie la turbine ou en diminuant la puissance absorbée par le compresseur.

4-1. Cycle à récupération

On peut augmenter le rendement de cycle par l'utilisation de la température des gaz brulés sortie de la turbine qui est supérieure à celle de la température de l'air à la sortie du compresseur. Les gaz d'échappement sont récupérés dans un échangeur de chaleur pour réchauffés les gaz sortis du compresseur comme le montre la figure suivante :

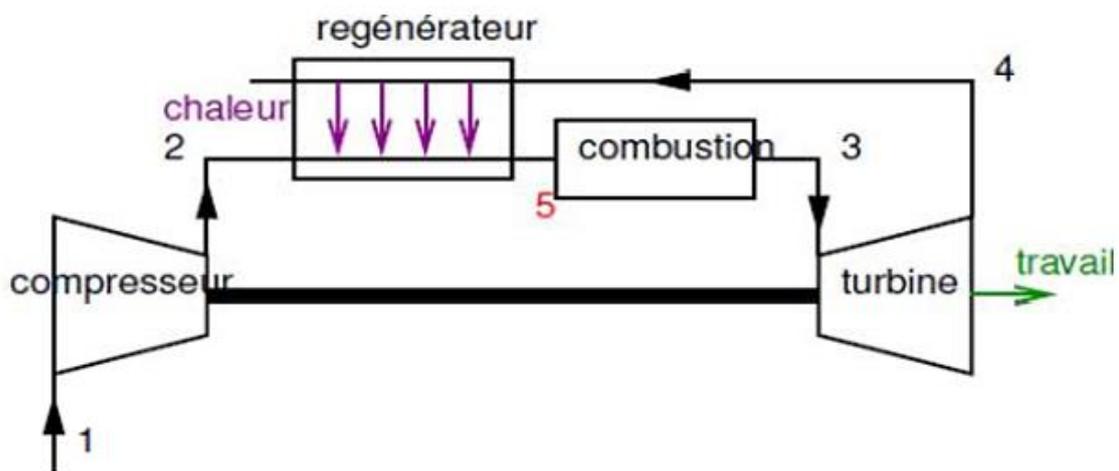


Fig. IV-6. Configuration d'une turbine à gaz avec récupération [17].

De cette figure, on conclue que l'air qui entre dans l'échangeur de chaleur au point (2) se réchauffe à égal température qui entre dans l'échangeur au point (4), mais en réalité, il existe toujours une certaine différence entre les températures des gaz de sortie et celle de l'air qui provient du compresseur.

De même, pour les gaz de la turbine, au lieu d'être refroidis à la température de l'air du compresseur au point (2), ils ne sont refroidis qu'au point (5) (Fig. IV-7). Évidemment, l'échangeur de chaleur n'est utilisé que lorsque la différence de température entre la température de refoulement du compresseur et la température de refoulement est suffisamment élevée.

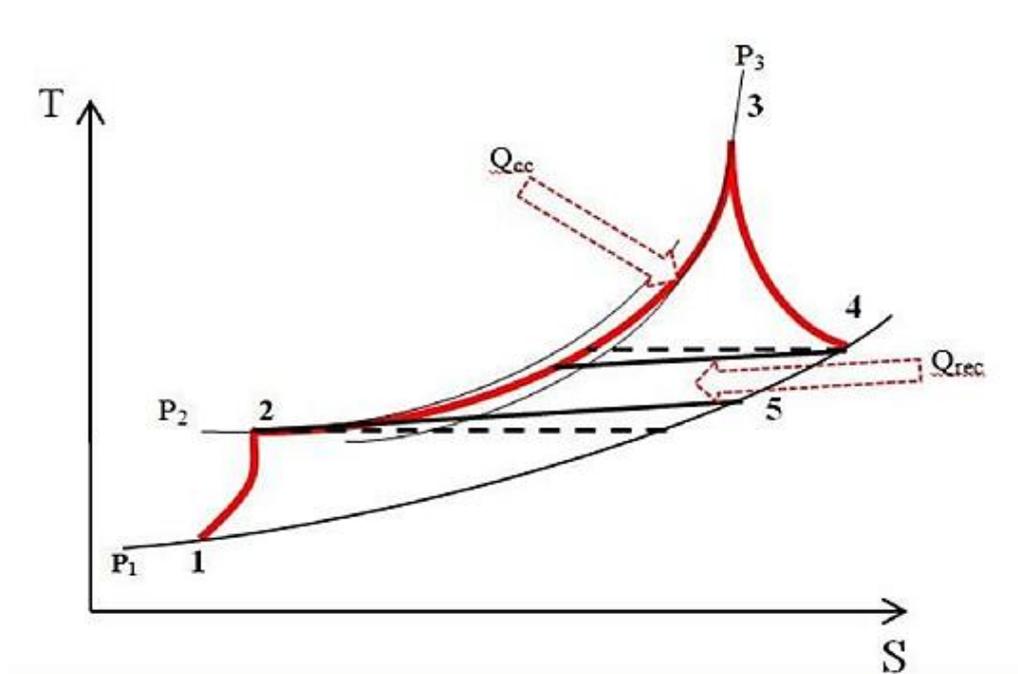


Fig. IV-7. Cycle de récupération [17].

4-2. Cycle de refroidissement intermédiaire de la compression [18]

La figure IV-8 montre un schéma expliquant le refroidissement d'une turbine à gaz, grâce à la compression à deux étages. L'air sortant du compresseur à basse pression est refroidi par un échangeur de chaleur avant d'être comprimé dans le deuxième compresseur.

Le refroidissant de l'air entre les deux corps des compresseurs, haute et basse pression, permet l'augmentation du rendement du cycle.

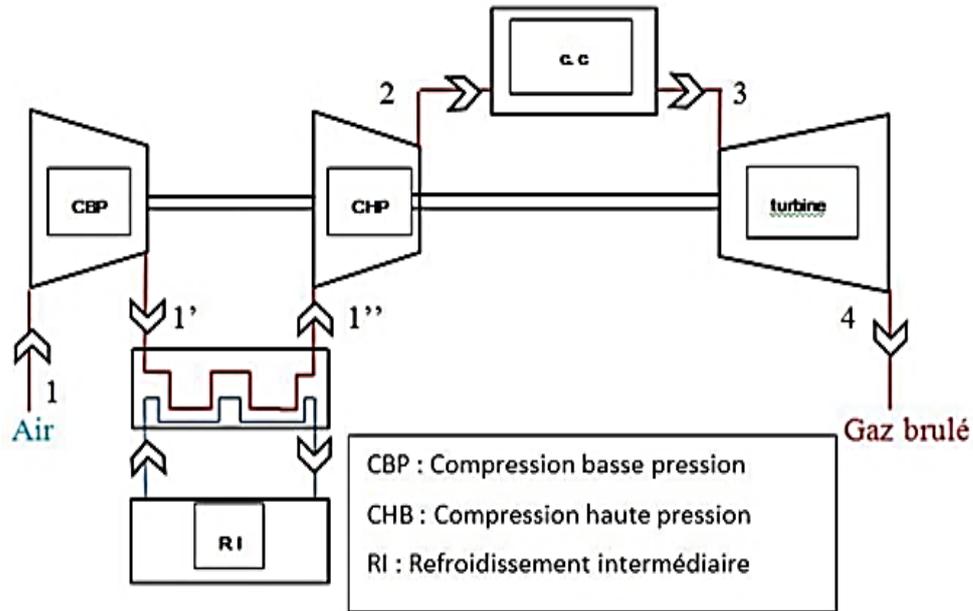


Fig. IV-8. Configuration d'une turbine à gaz refroidissement intermédiaire.

La comparaison de travail des compresseurs de ce cycle avec celui du cycle de base est représentée sur le diagramme (T-S) de la figure ci-dessous (Fig-IV-9)

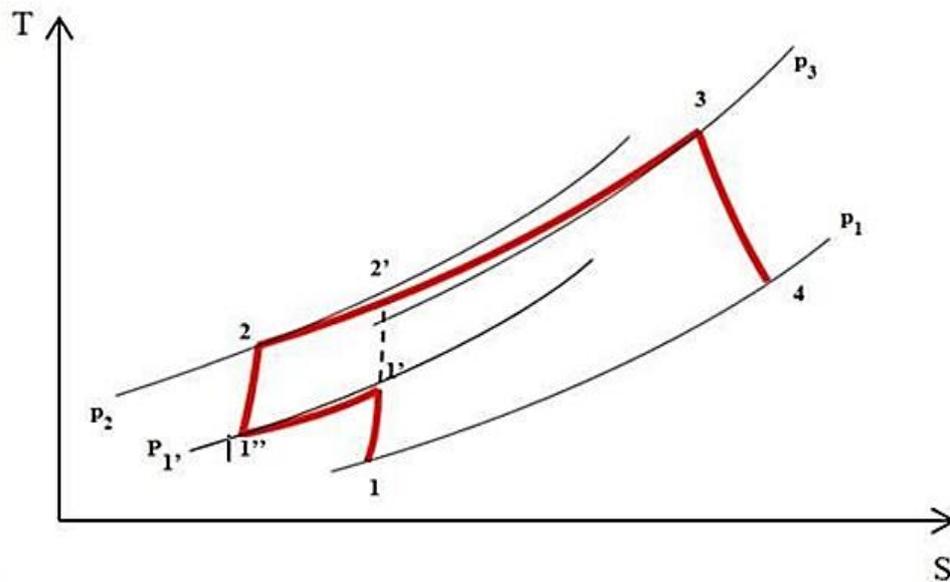


Fig.IV-9. Diagramme T-S du cycle avec refroidissement intermédiaire.

Lorsqu'il y a un réchauffement, on gagne un travail supplémentaire. On peut dire que le travail utile de cycle avec réchauffage est amélioré, par contre le rendement n'est pas amélioré en raison de l'addition de chaleur (carburant) supplémentaire Q_{4-5} . Donc le cycle avec réchauffage est destiné pour augmenter la puissance de la turbine tout en diminuant le rendement.

Cette configuration n'est pas favorable pour les turbines à gaz industrielles. On utilise ce cycle dans la turbine à gaz aéronautiques où la puissance est très importante, surtout au moment de décollage des avions.

Soit le rendement $\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_f}$ (IV-56)

On constate bien que si Q_f ($Q_f = Q_{cc}$) augmente, le rendement diminue.

4-4. Cycle à réchauffe et récupération [18]

A partir de la figure suivante, on voit que T_6 qui sort de la turbine HP est élevée. L'énergie thermique de ces gaz peut être récupérée par un échangeur thermique (régénérateur) pour avoir un cycle à réchauffe et à récupération.

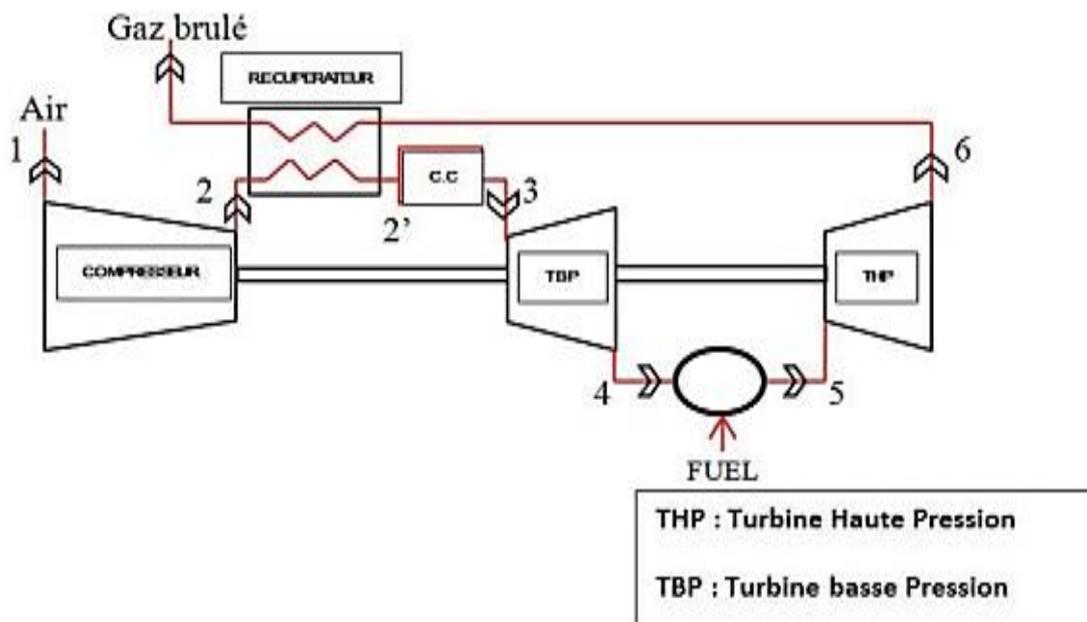


Fig. IV-12. Turbine à gaz avec réchauffe et récupération.

Le cycle à réchauffe et à récupération (Fig-IV-13) est plus approprié pour améliorer le rendement contrairement au cycle avec réchauffe. Le gain d'énergie se répercute plus sur la puissance.

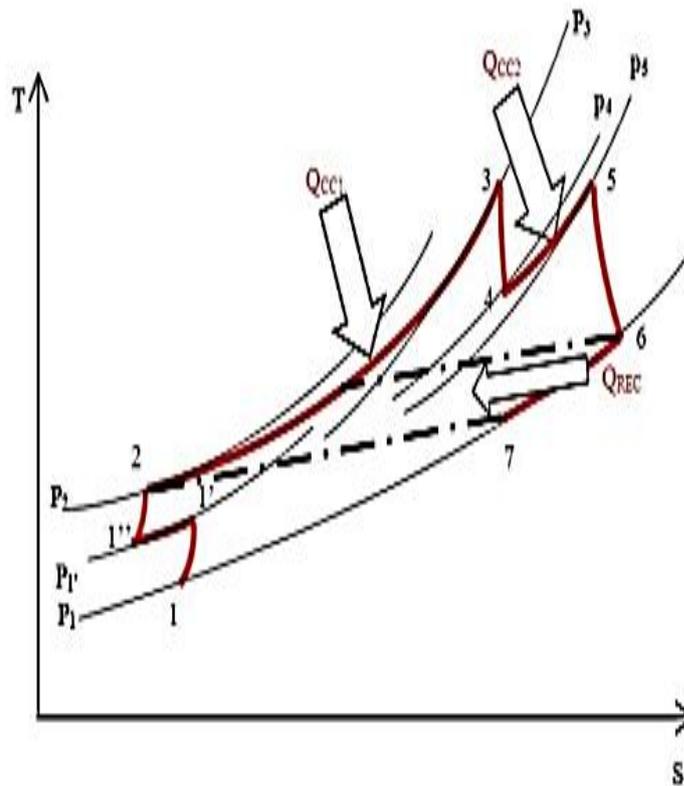


Fig. IV-13. Diagramme T-S du cycle à réchauffe et à récupération.

5 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz [19]

Une turbine à gaz emploie l'air de l'atmosphère. Ces performances dépendent des facteurs extérieurs qui créent un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur. Ce dernier est en fonction de : la température, la pression, l'humidité et les poussières.

5-1. Température ambiante

La figure (Fig-IV-14) montre si la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison de la diminution de la masse spécifique). Par conséquent, la puissance utile et le rendement diminuent aussi, alors que la consommation spécifique de combustible augmente.

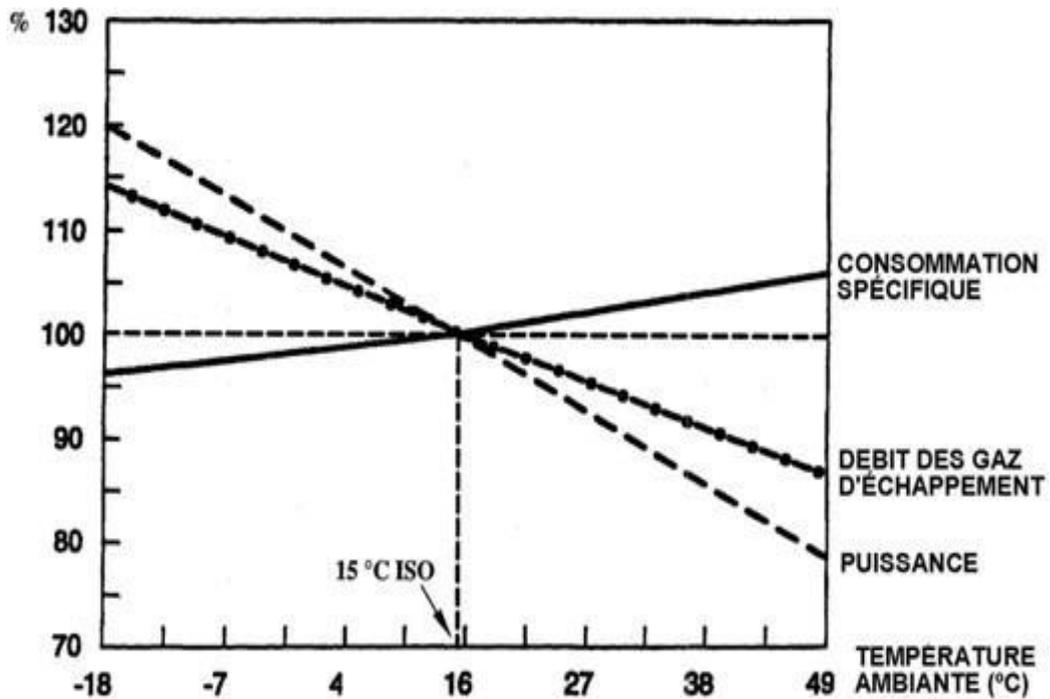


Fig. IV-14. Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine [20].

5-2 Pression atmosphérique

En comparant entre la pression atmosphérique et la pression de référence, on a une diminution remarquable. Le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) (Fig-IV-15).

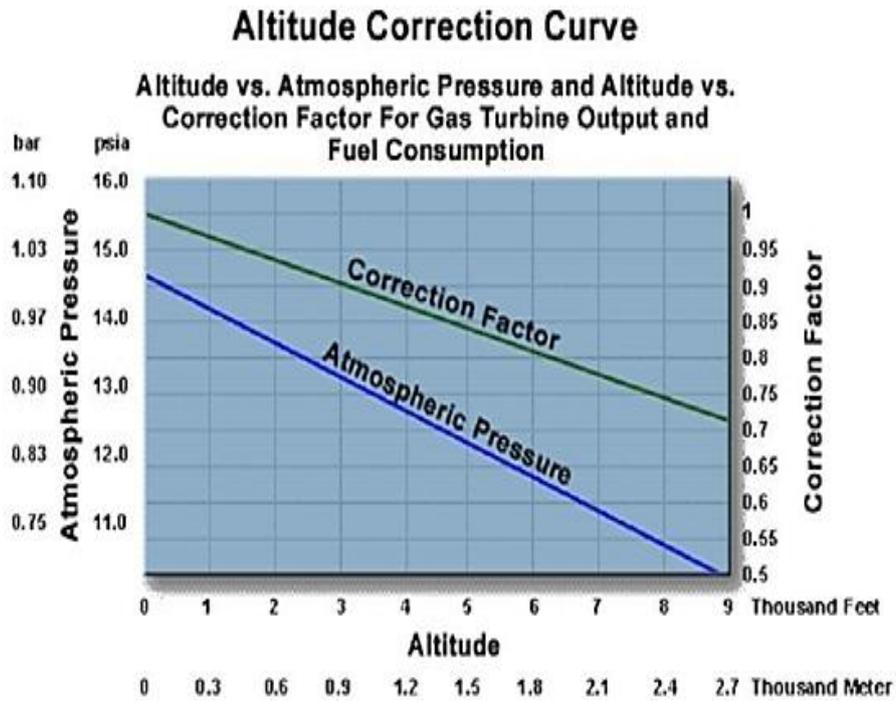


Fig. IV-15. Influence de l'altitude sur la pression ambiante [19].

IV-5-3. Humidité relative

L'air sec est plus dense que l'air humide, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente.

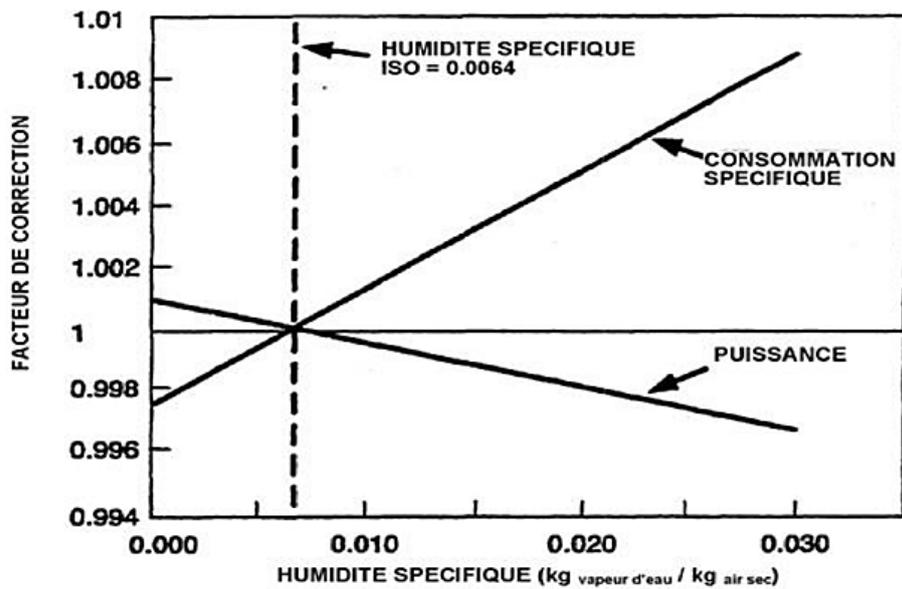


Fig. IV-16. Influence de l'humidité relative sur les performances de la turbine [19].

5-4 Poussières

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

6 Calcul des grandeurs caractéristiques du cycle à partir du logiciel

Pour faire les calculs nécessaires, nous avons utilisé le logiciel EES, pour optimiser les paramètres essentiels du cycle en changeant la température ambiante.

Cette étude paramétrique conçue pour observer les variations de travail de compresseur et de la turbine, la quantité de chaleur. Ceci est utilisé par les systèmes VSV qui change les angles d'ouverture des aubes au niveau du stator (géométrie variable). Cela permet d'atteindre un rendement maximal.

6-1. Qu'est que c'est EES

Engineering Equation Solver (EES) est un logiciel commercial utilisé pour la solution de systèmes d'équations simultanées non linéaires. Il fournit de nombreuses fonctions et équations spécialisées utiles pour la solution des problèmes de thermodynamique et de transfert de chaleur, ce qui en fait un programme utile et largement utilisé pour les ingénieurs mécaniciens travaillant dans ces domaines.

EES comprend également des tableaux paramétriques qui permettent à l'utilisateur de comparer un certain nombre de variables à la fois.

Et aussi, EES est particulièrement utile pour les problèmes de conception dans lequel les effets d'un ou plusieurs paramètre(s) ont besoin d'être déterminés. Le programme offre cette possibilité avec sa table paramétrique.

6-2. Calculs effectués

Données des calculs [25]

$$T_1 = 300 \text{ [k]}, \quad T_3 = 1200 \text{ K}, \quad \tau = \left(\frac{Pr_2}{Pr_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 10$$

$$\eta_C = 0.8, \quad \eta_T = 0.9, \quad \mathcal{E}_{reg} = 0.9$$

Analyse numérique

❖ Entrée de compresseur

$T_1 = 300 [K] \rightarrow$ Les tables A22 donnent $h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$

$$h_1 = C_{p_c} T_1$$

$$C_{p_c} = \frac{h_1}{T_1}$$

$$C_{p_c} = \frac{300.19}{300}$$

$$C_{p_c} = 1.0006 \text{ kJ/kg K}$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

$$C_p - C_v = R_{\text{air}}$$

$$R_{\text{air}} = 0.286 \text{ J / K mole}$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R_{\text{air}}}$$

$$\gamma_c = \frac{C_{p_c}}{C_{p_c} - R_{\text{air}}}$$

$$\gamma_c = \frac{1.0006}{1.0006 - 0.286}$$

$$\gamma_c = 1.4$$

❖ Sortie de compresseur

$$\eta_c = 0.8$$

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

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

$$T_{2s} = 579.6 \text{ k}$$

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} + T_1$$

$$T_2 = 649.5 \text{ k}$$

❖ Entrée de la turbine

$T_3 = 1200 [K] \rightarrow$ Les tables A22 donnent $h_3 = 1277.79 \text{ kJ/kg}$

$$C_{p_t} = \frac{h_3}{T_3}$$

$$C_{p_t} = \frac{1277.79}{1200}$$

$$C_{p_t} = 1.065 \text{ [kJ/kg K]}$$

$$\gamma_t = \frac{C_{p_t}}{C_{p_t} - R_{\text{air}}}$$

$$\gamma_t = 1.37$$

❖ Sortie de la turbine

$$\eta_T = 0.9$$

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}}$$

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

$$T_{4s} = \mathbf{645.116 \text{ K}}$$

$$T_4 = \eta_T (T_3 - T_{4s}) - T_3$$

$$T_4 = \mathbf{700.644 \text{ K}}$$

Sans régénération

Calcul du travail de la turbine

$$W_T = C_{p_t}(T_3 - T_4) \quad W_T = 1.065(1200 - 700.644) = \mathbf{513.814 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul du travail de compresseur

$$W_C = C_{p_c}(T_2 - T_1) \quad W_C = 1.0006(649.5 - 300) = \mathbf{349.70 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul du travail du cycle

$$W_{net} = W_T - W_C$$

$$W_{net} = 513.814 - 349.70 = \mathbf{164.1043 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul de la chaleur absorbée dans la chambre de combustion

$$Q_{in_{sr}} = C_{p_t}(T_3 - T_2)$$

$$Q_{in_{sr}} = 1.065 (1200 - 649.5) = \mathbf{586.28 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul du rendement thermique

$$\eta_{T_{sr}} = \frac{W_{net}}{Q_{in_{sr}}}$$

$$\eta_{TH_{sr}} = \frac{164.1043}{586.28}$$

$$\eta_{TH_{sr}} = \mathbf{0.2790 = 27.9 \%}$$

Avec régénération

Calcul de la température T_5

$$T_5 = ?$$

Efficacité du régénérateur

$$\epsilon_{reg} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = 0.9$$

$$T_5 = (\epsilon_{reg}(T_4 - T_2)) + T_2 = \mathbf{695.5296 \text{ K}}$$

Calcul de la chaleur absorbée dans la chambre de combustion

$$Qin_r = Cp_t (T_3 - T_5)$$

$$Qin_{ar} = 1.065 (1200 - 695.5296)$$

$$Qin_{ar} = \mathbf{537.2609 \text{ kJ/kg}}$$

Calcul du rendement thermique

$$\eta_{TH_r} = \frac{W_{net}}{Qin_{ar}} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_5}$$

$$\eta_{TH_r} = \frac{164.1043}{537.2609} = \mathbf{0.3054}$$

$$\eta_{TH_r} = \mathbf{30.54\%}$$

- **La difference des rendements**

$$\Delta_{\eta_{TH}} = (\eta_{TH_r} - \eta_{TH_{sr}}) * 100 = (0.3054 - 0.2790) * 100 = \mathbf{2.64 \%}$$

Commentaire 1

Le rendement thermique de la machine est augmenté par le système de régénération de 2.64%

- **Rapport entre le travail du compresseur et la turbine**

$$BWR = \frac{W_C}{W_T} = \frac{349.70}{513.814} = \mathbf{0.6805 = 68.05 \%}$$

Commentaire 2

On constate que le travail du compresseur prend 68.5 % du travail de la turbine. L'énergie thermique restante est utilisée pour la production d'électricité ou pour d'autres besoins.

6-4. L'organigramme du travail

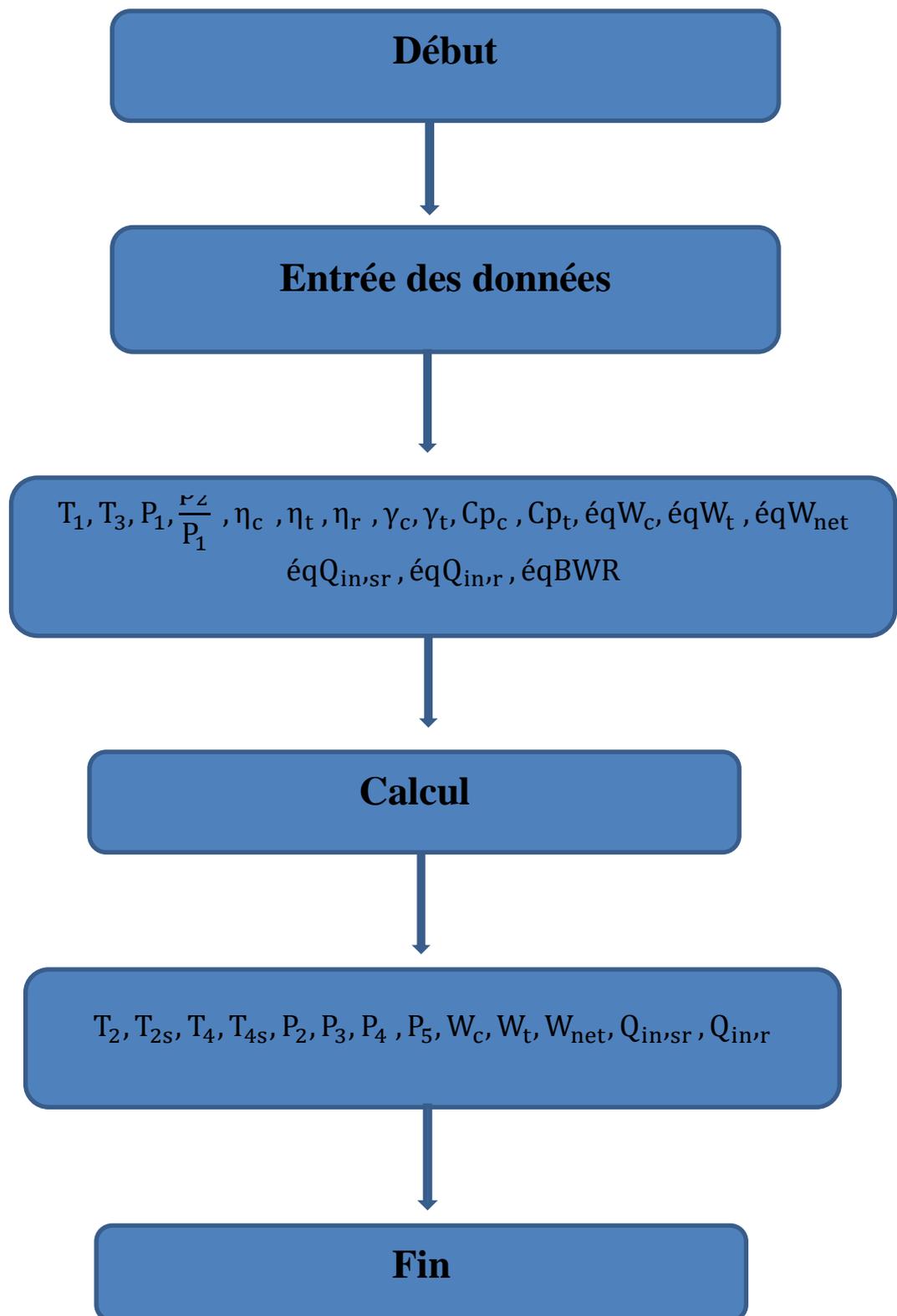


Fig. IV-17. Organigramme du travail.

6-3. Résultats de calcul à travers logiciel

La fig. IV-18 représente les différentes données et résultats interprétés par le logiciel EES.

Tableau (1). Résultats à travers logiciel.

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

bwr = 0,6557	$C_{p_c} = 1001$ [kJ/kg*K]	$C_{p_t} = 1065$ [kJ/kg*K]	$\eta_c = 0,8$	$\eta_{\text{géné}} = 0,3409$	$\eta_{\text{régé}} = 0,9$	$\eta_t = 0,9$
$\eta_{\text{th,noreg}} = 0,3125$	$\gamma_c = 1,4$	$\gamma_t = 1,37$	$P_1 = 100$ [kpa]	$P_2 = 1000$ [Kpa]	$P_3 = 1000$ [Kpa]	$P_4 = 100$ [kpa]
$P_5 = 1000$ [Kpa]	$Q_{\text{in,géné}} = 538029$ [J/Kg]	$Q_{\text{in,noreg}} = 586803$ [J/Kg]	$r = 10$	$T_1 = 300$ [K]	$T_2 = 649$ [K]	$T_{2s} = 579,2$ [K]
$T_3 = 1200$ [K]	$T_4 = 699,9$ [K]	$T_{4s} = 644,3$ [K]	$T_5 = 694,8$ [K]	$W_c = 349221$ [kJ/Kg]	$W_{\text{net}} = 183389$ [J/Kg]	$W_t = 532610$ [J/Kg]

Calculation time = ,0 sec

Chapitre V : Graphes et interprétations

Chapitre V : Graphes et interprétations

1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de reconstruire les analyses thermodynamiques de la turbine à gaz étudiée selon des graphes tracés par le logiciel EES.

D'abord, on a étudié les performances de la turbine à gaz du cycle non régénéré, puis on a suggéré d'ajouter un échangeur de chaleur pour régénérer et récupérer l'énergie.

A la fin, les systèmes VSV sont utilisés pour contrôler le débit d'air atmosphérique à l'entrée du compresseur durant l'augmentation de la température ambiante et cela, pour stabiliser au maximum le rendement thermique de la machine.

2 Graphes et interprétation

Les valeurs représentées sur le tableau ci-dessous sont celles du constructeur [25]

Tableau (2) Données de constructeur.

Puissance de la turbine	31 [MW]
Rendement thermique donnée par le constructeur	38%
Température de la chambre de combustion	922 jusqu'à 1473 °C
Pouvoir calorifique inférieur de combustion	45119 [kJ/kg]
Rendement polytropique de compresseur	0.8
Rendement polytropique de la turbine	0.9
Rendement de la combustion	0.96
Rendement mécanique du compresseur	0.8
Rendement mécanique de la turbine	0.98

Les propriétés thermodynamiques de l'air utilisées sont représentées sur les annexes A et B

Les points cardinaux du cycle de la turbine à gaz étudiée sont :

-(P_1 , T_1) : Pression et température à l'entrée du compresseur.

-(P_2, T_2) : Pression et température à la sortie du compresseur (entrée de la chambre de combustion).

-(P_3, T_3) : Pression et température à la sortie de la chambre de combustion.

-(P_4, T_4) : Pression et température à la sortie de la turbine.

- T_5 : Température à la sortie du régénérateur.

- T_6 : Température à l'entrée du régénérateur

2-1. Diagramme T-S (Cycle de Joule- Baryton)

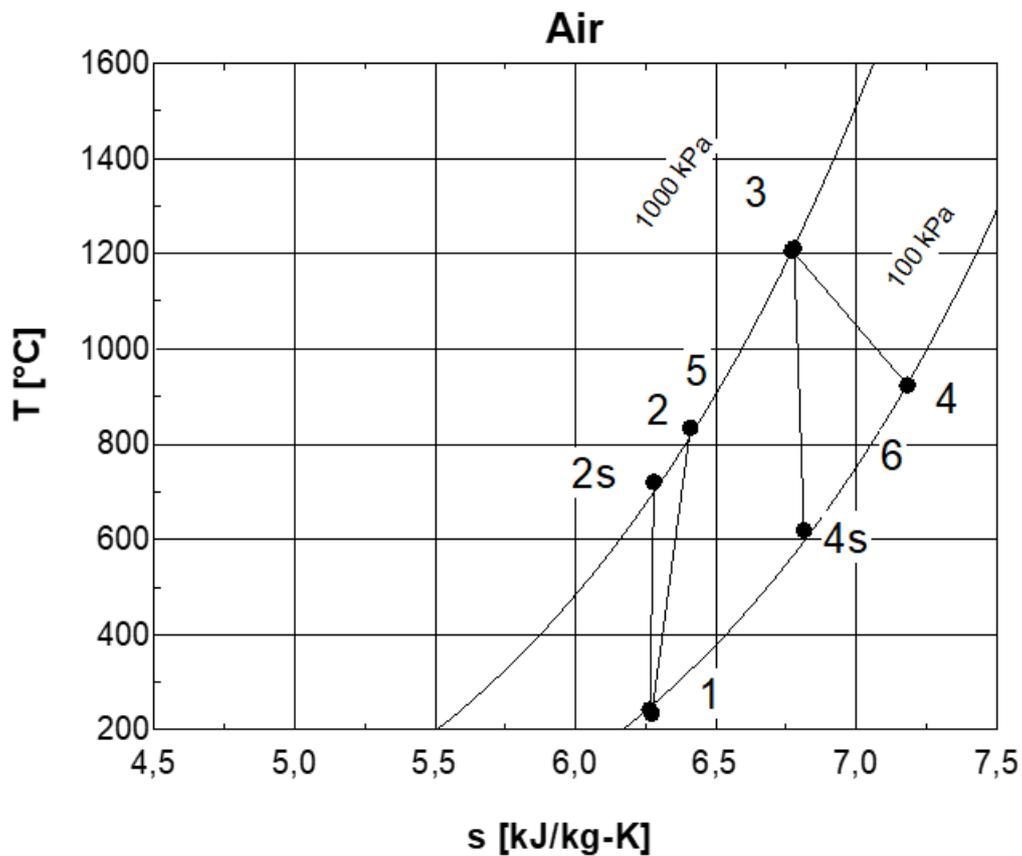


Fig. V-1. Diagramme T-S (Cycle de Joule- Baryton).

La Fig. V-1 représente le diagramme T-S (Cycle de Joule-Baryton) correspondant aux différents calculs effectués. La figure représente aussi toutes les transformations nécessaires pour les calculs et tous les points du cycle.

2-2. Variation du travail de compresseur en fonction de la température ambiante

La Fig. V-2 représente la variation du travail de compresseur en fonction de la température ambiante. On constate une relation proportionnelle entre le travail du compresseur et la température ambiante T_1 selon la relation suivante :

$$W_c = C_p(T_2 - T_1) \quad (V.1)$$

Si la température ambiante de l'air augmente, le volume massique de l'air augmente aussi ce qui fait chuter sa masse volumique. Ceci provoque aussi la chute du débit massique de l'air ambiant. Pour garder un rendement stable de la TAG, une récupération supplémentaire du débit d'air doit être refoulée en plus, ce qui fait augmenter le travail du compresseur. Le compresseur fournit un travail maximal à la température de 323 K.

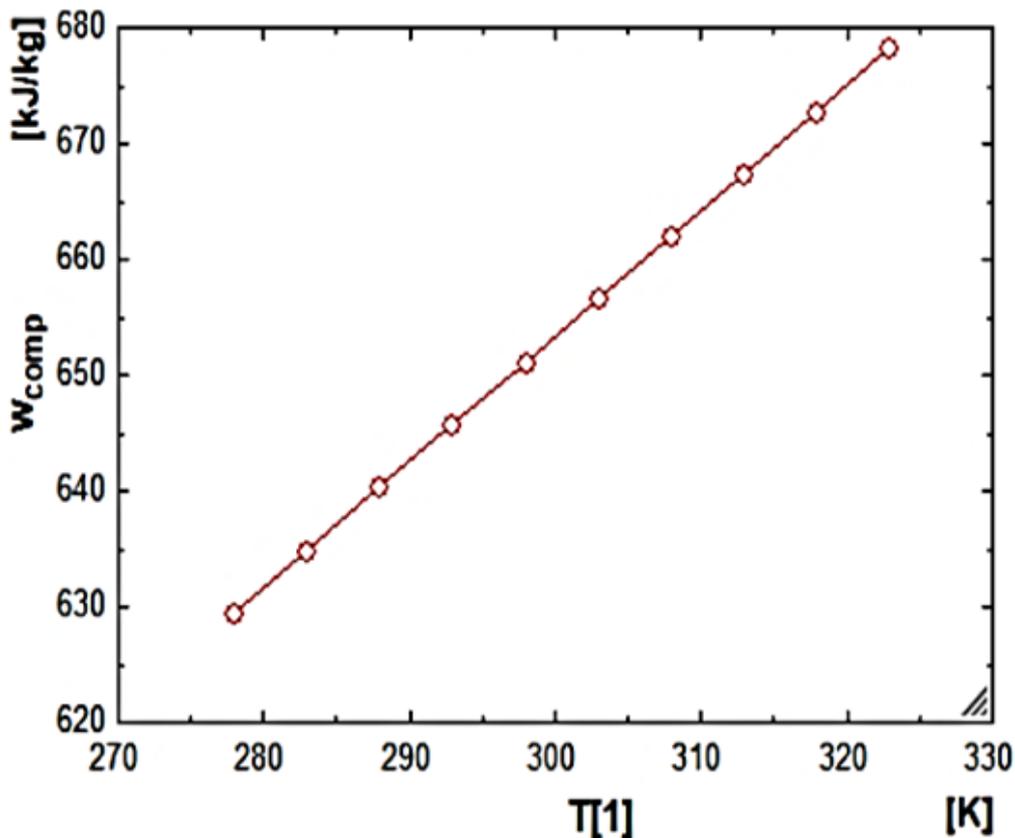


Fig. V-2. Variation du travail de compresseur en fonction de la température ambiante.

2-3. Variation de la quantité de chaleur absorbée dans la chambre de combustion sans et avec régénération en fonction de la température ambiante

La Fig. V-3 représente la variation de la quantité de chaleur absorbée dans la chambre de combustion sans et avec régénération en fonction de la température ambiante. On constate une relation inversement proportionnelle entre la quantité de chaleur absorbée dans le chambre de combustion et la température ambiante dans les deux cas (sans et avec régénération). Ceci est dû d'une part, à l'augmentation de l'enthalpie de l'air qui fait diminuer légèrement la consommation du combustible et d'autre part au régénérateur qui assure le chauffage de l'air (augmentation supplémentaire de l'enthalpie) à l'entrée de la chambre de combustion.

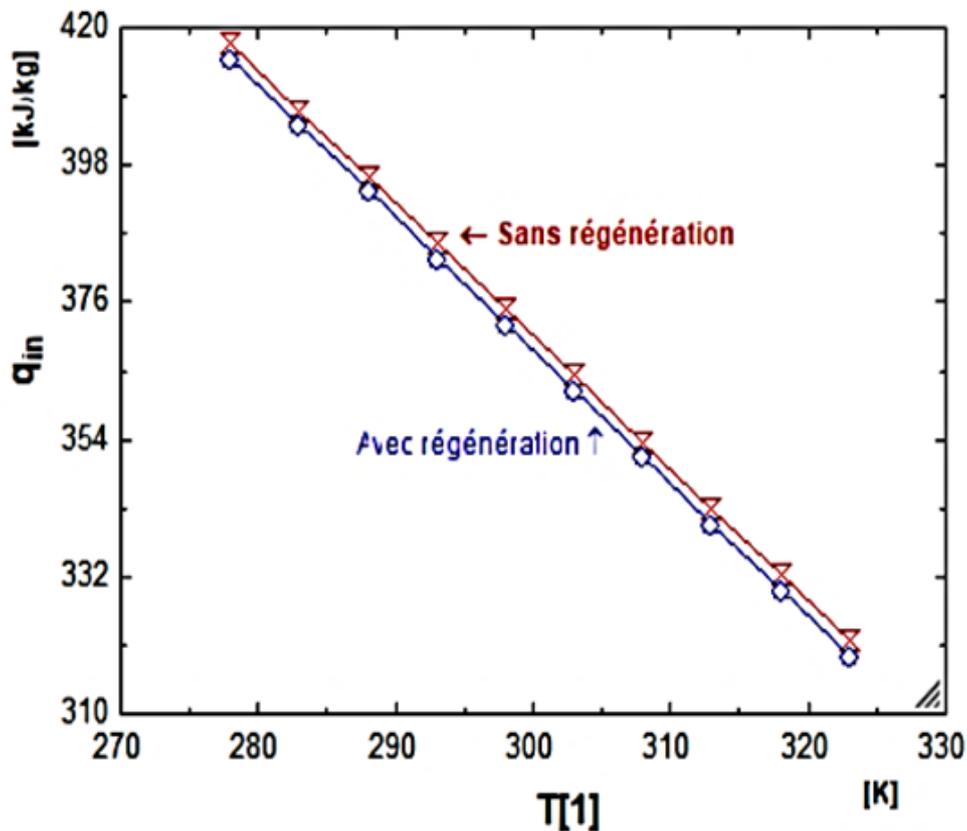


Fig. V-3. Variation de la quantité de chaleur absorbée dans la chambre de combustion (sans et avec régénération) en fonction de la température ambiante.

2-4. Variation entre le travail du cycle et le rendement de la turbine

La Fig. V-4 représente l'évolution du travail utile du cycle en fonction du rendement de la turbine. En tenant en compte de ces résultats, on conclut que le travail utile du cycle augmente avec l'augmentation du rendement de la turbine selon la relation suivante :

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (V.2)$$

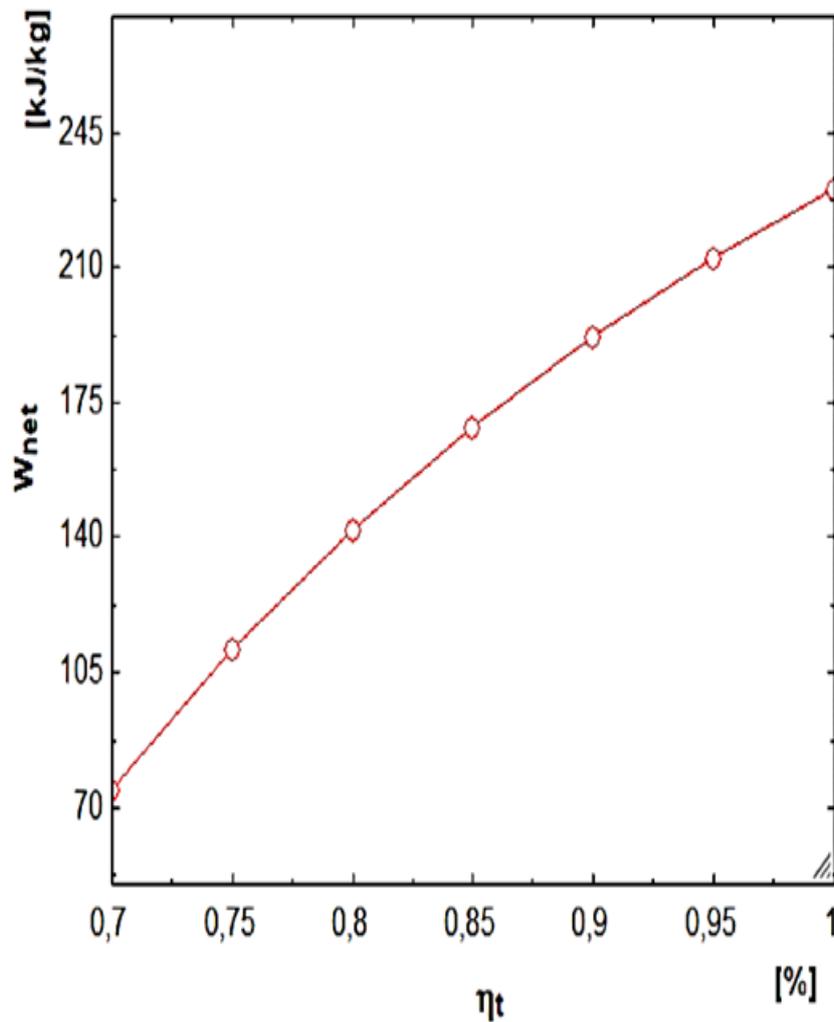


Fig. V-4. Evolution du travail utile en fonction du rendement de la turbine.

2-5. Evolution du travail du cycle en fonction de la température ambiante

La Fig. V-5 représente la variation du travail net du cycle en fonction de la température ambiante. Le graphe montre une diminution du travail utile de la TAG avec l'augmentation de la température ambiante. Ceci confirme les résultats de la Fig. V-2 du fait de la consommation de l'énergie excédante par le compresseur durant l'augmentation de la température ambiante.

Selon le graphe de la figure, la quantité maximale/minimale du travail est enregistrée à la température de 278 K (5 °C)/328 K (50°C).

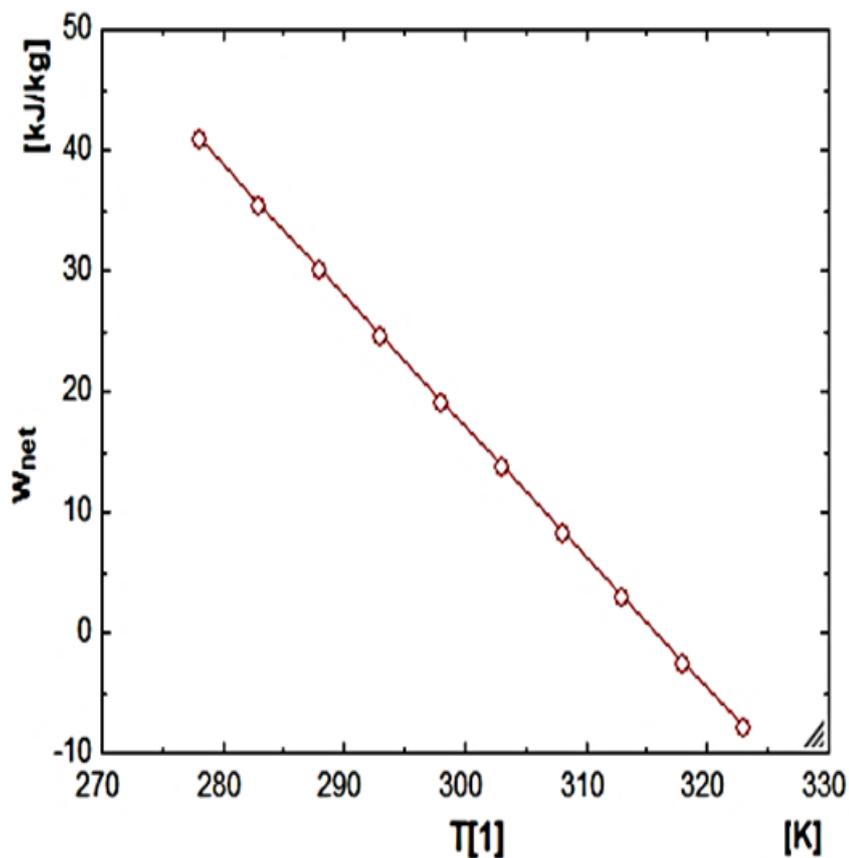


Fig. V-5. Evolution du travail utile en fonction de la température ambiante.

2-6. Evolution de la quantité de chaleur absorbée en fonction du rendement de la turbine

La Fig. V-6 représente l'évolution de la quantité de chaleur absorbée au niveau de la chambre de combustion en fonction du rendement de la turbine pour un rendement de compresseur constant.

1^{er} cas : Avec régénération

On constate qu'avec l'augmentation du rendement de la turbine, la quantité de chaleur augmente aussi tout en gardant un rendement de compresseur constant.

2^{ème} cas : Sans régénération

On remarque qu'il y a une quantité constante de la chaleur absorbée malgré l'augmentation du rendement de la turbine.

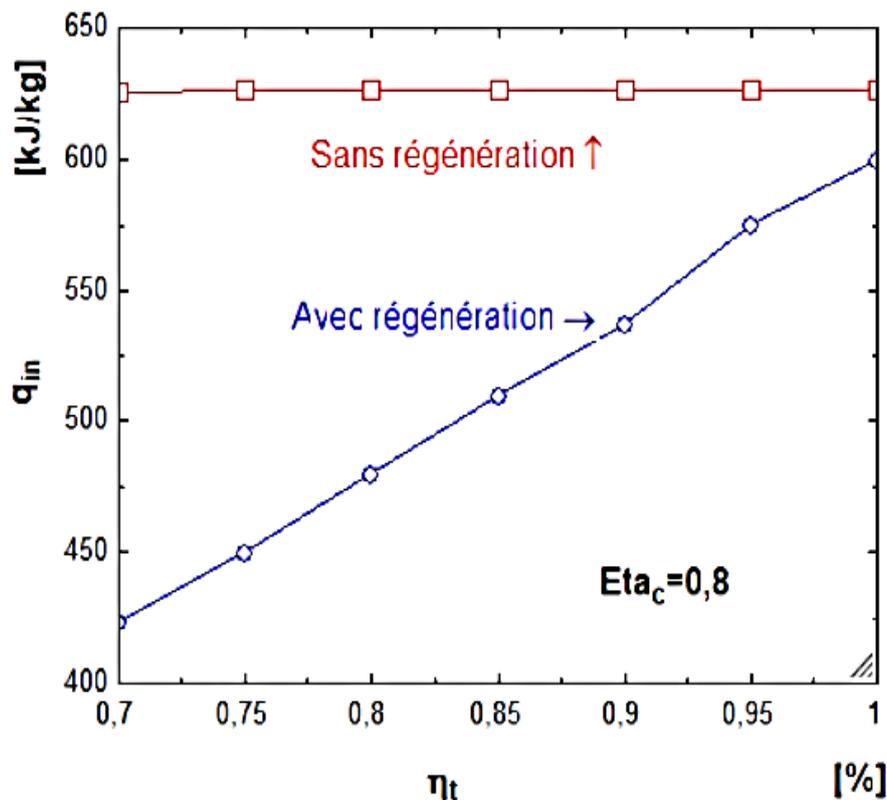


Fig. V-6. Evolution de la quantité de chaleur absorbée en fonction du rendement de la turbine pour un rendement de compresseur constant.

2-7. Evolution du rendement thermique de la TAG en fonction du rendement de la turbine

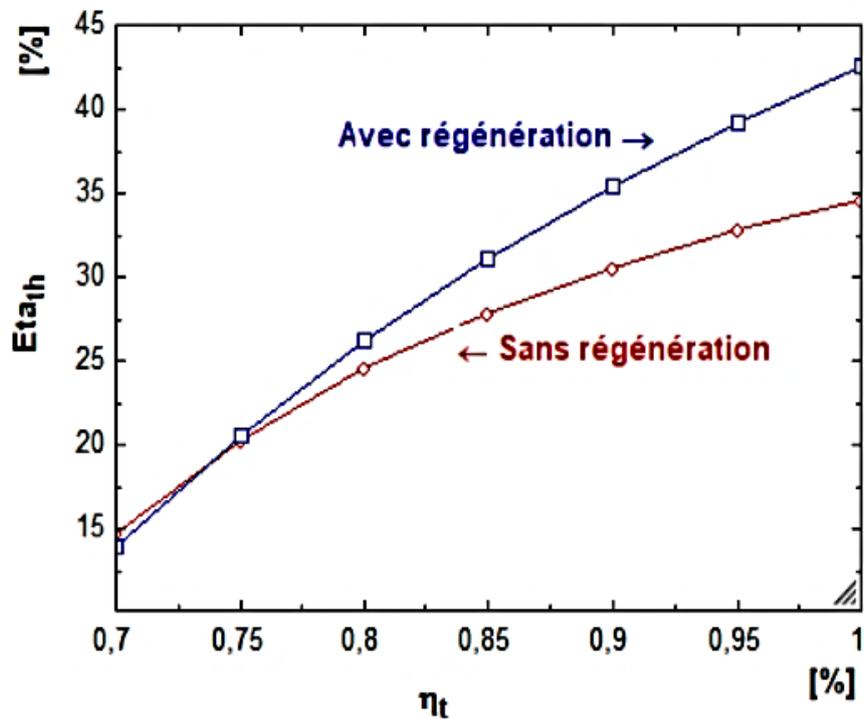


Fig. V-7. Evolution du rendement thermique de la TAG en fonction du rendement de la turbine.

La Fig. V-7 représente l'évolution du rendement thermique de la TAG en fonction du rendement de la turbine. Les deux courbes varient de la même manière dans les deux cas étudiés. Entre 70% et 75% du rendement de la turbine, les rendements thermiques de la machine sont presque égaux dans les deux cas (sans et avec régénération).

A partir de 75% du rendement de la turbine, la courbe du rendement thermique avec régénération prend de l'ampleur et améliore parfaitement le rendement global de la TAG.

Les valeurs atteintes du rendement thermique dans le cas non régénéré varie entre 15% et 34%, alors que dans le cas du régénérateur augmente et atteint 42.5%.

2-8. Rapport du travail de compresseur sur le travail de la turbine en fonction de la température ambiante

La Fig. V-8 représente le rapport du travail de compresseur sur le travail de la turbine en fonction de la température ambiante. On remarque une augmentation linéaire du Bwr en fonction de T_1 .

Cette figure confirme aussi les résultats précédents qui montrent que la température ambiante influe sur le compresseur à consommer plus d'énergie pour comprimer l'excès d'air pénétré.

Le reste d'énergie est utilisé pour la production.

$$Bwr = \frac{W_C}{W_T} \quad (V.3)$$

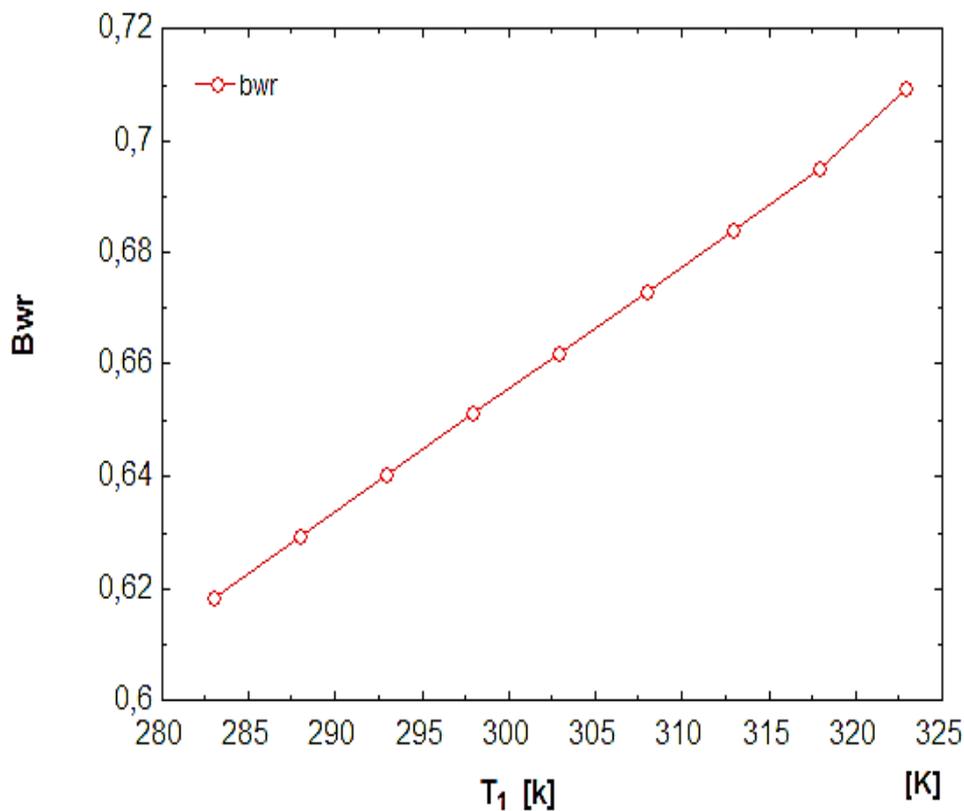


Fig. V-8. Rapport du travail de compresseur sur le travail de la turbine en fonction de la température ambiante.

2-9. Variation du système VSV en fonction de la température ambiante

La Fig. V-9 représente la variation des systèmes VSV en fonction de la température ambiante. On remarque qu'à des hautes températures, les conditions du débit massique sont basses, les aubes variables peuvent être considérées comme étant en position fermée et dirigent le flux d'air tournant dans le sens de rotation des pales du rotor immédiatement en aval. Cela permet de réduire l'angle d'incidence à l'entrée des pales.

Puisque la vitesse de rotation et le débit massique du compresseur augmentent avec la puissance du moteur, ceux-là permettent aux aubes de se déplacer progressivement vers ce qui peut être considéré comme étant une position « ouverte ».

Le but de ce système est de garder le rendement thermique de la machine le plus efficace possible.

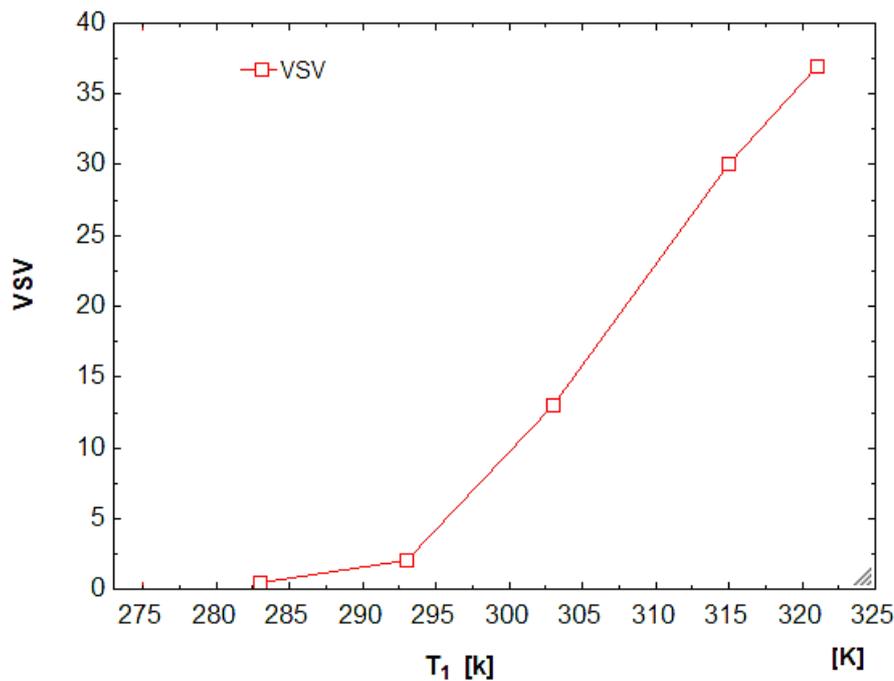


Fig. V-10. Variation des VSV en fonction de la température ambiante.

3 Equations formatées sous EES

Le formalisme ci-dessous présente les équations formatées par le logiciel EES

4 Table paramétrique présentée par EES

La table ci-dessous représente les différentes valeurs calculées par le logiciel EES

Tableau (3). Différentes valeurs calculées par EES.

	1	2	3	4	5	6	7	8	10	11	12
	T ₁ [k]	w _{comp}	w _{turb}	w _{net}	q _{in,noreg}	q _{in,withreg}	Pratio	η _c	η _t	η _{th,noreg}	η _{th,withreg}
Run 1	278	629,5	670,5	40,97	417,4	415,1	10	0,8	0,9	9,814	9,868
Run 2	283	635	670,5	35,54	406,8	404,5	10	0,8	0,9	8,736	8,786
Run 3	288	640,4	670,5	30,11	396,2	393,9	10	0,8	0,9	7,602	7,646
Run 4	293	645,8	670,5	24,69	385,5	383,2	10	0,8	0,9	6,406	6,444
Run 5	298	651,2	670,5	19,28	374,9	372,6	10	0,8	0,9	5,142	5,174
Run 6	303	656,6	670,5	13,87	364,3	361,9	10	0,8	0,9	3,807	3,831
Run 7	308	662,1	670,5	8,456	353,6	351,3	10	0,8	0,9	2,391	2,407
Run 8	313	667,5	670,5	3,05	343	340,6	10	0,8	0,9	0,8892	0,8953
Run 9	318	672,9	670,5	-2,354	332,3	330	10	0,8	0,9	-0,7082	-0,7133
Run 10	323	678,3	670,5	-7,754	321,7	319,3	10	0,8	0,9	-2,41	-2,428

5 Conclusion

On peut conclure que les conditions atmosphériques de l'air ont une importante influence sur le système étudié, et ces conditions ne sont pas contrôlables.

Il est bien clair aussi qu'à avec le système à géométrie variable (VSV), le compresseur assure le bon fonctionnement malgré la chute du rendement. Cette turbine est opérationnelle depuis plusieurs années et l'état des matériaux constituant la machine ne sont plus les mêmes. Ce qui peut causer une augmentation de pertes, plus de frottements ainsi que des vibrations élevées.

Conclusion générale

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. Les turbines à gaz utilisées aux centres industriels, sont des turbines à deux arbres. Ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes.

Ce mémoire nous a permis d'apprécier la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz à des fins de production de l'électricité ou autres utilisations. Ces machines connaissent un développement remarquable justifié, à juste titre, par leur simplicité d'exploitation.

La réalisation de ce mémoire nous a permis d'enrichir les connaissances sur l'étude des turbines à gaz. Durant l'élaboration de ce sujet, nous sommes arrivés à faire l'étude thermodynamique et analytique de la machine thermique. Par la suite, cette étude est réconfortée par l'élaboration d'un programme en EES pour aboutir à la fin à des résultats traitant la partie essentielle de l'énergie mécanique.

Les systèmes VSV jouent un rôle important dans le bon fonctionnement du compresseur car la température ambiante influe d'une façon directe sur ce système à géométrie variable. Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres de fonctionnement tels que la température ambiante et la pression atmosphérique. Due à l'imposition de la température d'ambiance et au développement des calculs, on conclut que les facteurs les plus influents, sont : la température de l'air atmosphérique et le taux de compression.

La technique des VSV est utilisée pour préserver et sécuriser le compresseur du phénomène de pompage et le rendre plus fiable. C'est un phénomène normal dans l'industrie et surtout dans les conditions rudes comme le sud algérien où est impossible d'avoir un rendement optimal à tout instant. La technique des systèmes à géométrie variable est à présent la plus utilisée sur les TAG placées au sud de l'Algérie, car elles présentent peu de pertes d'énergie, comparativement à l'ancienne technique qui consiste à dégager l'excès d'air comprimé responsable du pompage. Cette technique bénéficie l'industrie d'un gain important.

Annexe A

Tableau (4). Propriétés du gaz idéal de l'air

T(K), h and u (kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when $\Delta s = 0^1$		T	h	u	s°	when $\Delta s = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
1060	1114.86	810.62	3.03449	143.9	2114	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1080	1137.89	827.88	3.05608	155.2	19.98	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1100	1161.07	845.33	3.07732	167.1	18.896	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1120	1184.28	862.79	3.09825	179.7	17.886	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1140	1207.57	880.35	3.11883	193.1	16.946	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1160	1230.92	897.91	3.13916	207.2	16.064	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1180	1254.34	915.57	3.15916	222.2	15.241	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1200	1277.79	933.33	3.17888	238.0	14.470	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1220	1301.31	951.09	3.19834	254.7	13.747	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1240	1324.93	968.95	3.21751	272.3	13.069	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555

Annexe B

Tableau (5). Rapport du travail de compresseur sur le travail de la turbine en fonction de la température ambiante.

▶ 1..10	1 T ₁ [k]	2 bwr
Run 1	283	0,6185
Run 2	288	0,6295
Run 3	293	0,6404
Run 4	298	0,6513
Run 5	303	0,6622
Run 6	308	0,6732
Run 7	313	0,6841
Run 8	318	0,695
Run 9	323	0,7095

Tableau (6). Variation du système VSV en fonction de la température ambiante.

▶ 1..10	1 T ₁ [k]	2 VSV
Run 1	283	0,5
Run 2	293	2
Run 3	303	13
Run 4	315	30
Run 5	321	37

Références bibliographiques

- [1]. METALLAOUI Nassim, Thème : Etude thermodynamique de la turbine à gaz MS7001EA au niveau du complexe GNL1K de Skikda, Spécialité : Energétique et environnement, Domaine : sciences et technologie, Filière : Génie mécanique, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA, Année : 2016/2017.
- [2]. PAUL Chambadal- EYROLLES “ La turbine à gaz”,1976.
- [3]. JOHN Day “Engines—The Search For Power”, 1980.
- [4]. KETTANI Sid Ahmed, SEBIH Mohammed “Etude d’une turbine à gaz de puissance 120 kW”,1996.
- [5]. A.MOUSSAL, A.Zoubir, « Etude thermodynamique et maintenance d’une turbine à gaz MS5002C », mémoire de fin d’étude de master en mécaniques des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes , (juin 2009).
- [6]. CHAOUADI Lyes, « Etude et amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002C », mémoire de fin d’étude de l’obtention du diplôme de Master académique en Génie mécanique, Université de Tizi-Ouzou.
- [7]. Turbine à gaz, URL: [Www. Wikipédia.com](http://Www.Wikipédia.com).
- [8]. B. Mohammed, B. Belgacem, « Etude Thermodynamique et Maintenance de la Turbine à gaz SGT400 », mémoire de fin d’étude de master en Mécanique des Chantiers Pétroliers, université kasdi merbah de Ouargla (2016).
- [9]. NORVMAN Davy « the Gas turbin, », 1914.
- [10]. FRANK J. Brooks, GE Gas Turbine Performance Characteristics.
- [11]. Siemens industrial Turbomachinery Ltd 2006.
- [12]. BOUCHEBOUT Said et DEFFAS Chemseddine, Thème « analyse 4E (énergie-exergie - économique- environnementale) d’une centrale à turbine à gaz, option : énergétique », université seddik benyahia de jijel, promotion : 2018/2019.
- [13]. GE Oil & Gas, “Manuel de formation pour la conduite et l’entretien”, AFFAIRE N.P : SONATRACH SRGA2 , LOCALITE :ALGERIE.
- [14]. LUCIEN Vivier- Edition Albin Michel “Turbine à vapeur et à gaz”, 1965.

- [15]. B.H Jennings / W.L Rogers « Gas turbin Analysis and Practice, », 1960.
- [16]. MEHERWAN p.boyce “GAS TURBIN ENGENEERING HANDBOOK” second editon.
- [17]. S. Hade. Fares, « Amélioration des performances de la turbine à gaz par refroidissement d’air d’admission en amont de compresseur», mémoire de fin d’étude de master en Département Génie des Procédés, Université de Badji mokhtar-annaba, (2017).
- [18]. A. BOUAM, S. AISSANI & R. KADI, «Influence des conditions ambiantes sur les performances des turbines à gaz industrielles », Colloque international sur les Énergies Renouvelables (CER) organisé du 5 Mai 2007 par l’école polytechnique de Ouajda – Maroc.
- [19]. BENZENINE Mohamed, LAHCHOUB Abdelfettah « simulation numérique des performances de la turbine a gaz », 2002.
- [20]. G. Danieus « Energétique et turbomachines (691/IGM) ».
- [21]. BENDJEDIDI, S., "compresseur axiale", Rapport de stage de Université de Batna, 2012.
- [22]. Butterworth-Heinemann “Chapitre III-cours turbocompresseur axiaux Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery" Fourth edition, Woburn, MA, USA, 1998.
- [23]. Korczewski, Z., Wirkowski, P., *Modelling gasodynamic processes within turbine engines’ compressors equipped with variable geometry of flow duct*, IV International ScientificllyTechnical Conference “Explo-Diesel & Gas Turbine ‘05”, GdańskMiędzyzdroje-Kopenhaga, Wyd. Politechnika Gdańska, str. 227÷236, Gdańsk 2005.

[24]. Marschal, D.J., Muir, D.E., Saravanamuttoo, H.I.H., *Health Monitoring of Variable Geometry Gas Turbines for the Canadian Navy*, The American Society of Mechanical Engineers 345 E, 47 St., New York, N.Y.10017.

[25]. BENHAMEL Houssameddine, Thème « Influence des systèmes VSV (variable stator vanes) sur les performances de la turbine à gaz LM2500+ », mémoire pour l'obtention d'un diplôme d'un master en GTER, Université Abou Bakr Belkaid – Tlemcen, Année :2013/2014.

ملخص

تعتبر توربينات الغاز مهمة للغاية في القطاع الصناعي وخاصة في قطاع الهيدروكربونات ، وعلى الرغم من العديد من المزايا لهذه المعدات ، وحساسيتها العالية لتأثير تغير درجة حرارة الهواء المحيط ، والتي تتغير بشكل كبير بين النهار والليل ، الصيف والشتاء ، يعني أن المردود الحراري التشغيلي لهذه الآلات تتأثر.

ضمن العمل الحالي، تم إجراء حساب للأداء الديناميكي الحراري لتوربين غازي. في بداية الامر ، يتم إجراء الحسابات باستخدام دورة غير متجددة ، ثم نقترح إضافة مُجدد لتحسين المردود الحراري للآلة. يمكن أن يؤثر تغيير المعلمات الديناميكية الحرارية على الأداء السليم للآلة ، وأهم هذه العوامل هي درجة الحرارة المحيطة.

عندما تزداد درجة الحرارة المحيطة، ينخفض تدفق كتلة الهواء مما يقلل أيضًا من المردود الحراري. لهذا، يعد استخدام أنظمة VSV أمرًا ضروريًا للتحكم في تدفق الهواء الوارد ، من أجل الحفاظ على المردود الحراري بأكبر قدر ممكن من الكفاءة.

Abstract

Gas turbines are very important in the industrial sector, especially in the hydrocarbon sector, although many advantages of this equipment, their high sensitivity to the influence of the temperature variation of the ambient air, which changes considerably between day and night, summer and winter, means that the operating thermal efficiency of these machines is affected.

In this present work, a calculation of the thermodynamic performances of a gas turbine was carried out. Initially, the calculations are made with a non-regenerated cycle, then it was suggested to add a regenerator to improve the thermal efficiency of the machine. The change of thermodynamic parameters can affect the proper functioning of the machine, the most major of these factors is the ambient temperature.

When the ambient temperature increases, the air mass flow decreases which also decreases the thermal efficiency. For this, the use of VSV systems is essential to control the incoming air flow, in order to keep the thermal efficiency as efficient as possible.

Résumé

Les turbines à gaz sont très importantes dans le secteur industriel, notamment dans le secteur des hydrocarbures, bien que de nombreux avantages de ces équipements, leur haute sensibilité à l'influence de la variation de température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Dans ce présent travail, un calcul des performances thermodynamiques d'une turbine à gaz a été effectué. Dans un premier temps, les calculs sont élaborés avec un cycle non régénéré, puis on a suggéré d'ajouter un régénérateur pour améliorer le rendement thermique de la machine. Le changement des paramètres thermodynamique permet d'affecter le bon fonctionnement de la machine, le plus major de ces facteurs est la température ambiante.

Lorsque la température ambiante augmente, le débit massique d'air diminue ce qui diminue le rendement thermique aussi. Pour cela, l'utilisation des systèmes VSV est primordiale pour commander le débit d'air entrant, afin de garder le rendement thermique le plus efficace possible.