



**République Algérienne Démocratique et
Populaire**
**Ministère de l'Enseignement Supérieure et de
la Recherche Scientifique**



UNIVERSITE ECHAHID HMMA LAKHDAR-EL-OUED

FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE
Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Spécialité : Génie mécanique

Option : Energétique

Thème

**Etude générale sur l'amélioration des
performances des turbines à gaz**

Encadreur:

TOUATI BRAHIM Ammar

Etudiante:

LASSOUED Abderrazak

BENAMOR Abdeldjabar

FRIDJAT Abdelhak

2014/2015

Dédicace

*À nos parents,
À nos familles,
À nos amis.*



REMERCIEMENTS

Tout d'abord, nous remercions ALLAH, notre créateur de nous avoir donné les forces pour accomplir ce travail.

Nous adressons le grand remerciement à notre encadreur qui a proposé le thème de ce mémoire, aussi pour ses conseils et ses orientations.

Nous avons également l'honneur de remercier l'Administration du Département de Mécanique d'avoir facilité le processus de sélection du mémoire et de l'encadreur, ainsi que de l'organisation et la bonne coordination.

Un grand merci est adressé aux examinateurs d'avoir accepté la lecture et l'évaluation de notre mémoire.

Finalement, nous remercions tous ceux qui ont participé à réaliser ce mémoire.

SOMMAIRE

Introduction générale.....	7
Chapitre I :Principe fonctionnement de turbine à gaz	
I.1 Introduction.....	9
I.2 Principe de fonctionnement de turbine à gaz.....	9
I.3. Catégories de turbines à gaz.....	11
I.3.1 Turbines à un arbre (single shaft).....	11
I.3.2 Turbine à gaz deux arbres (twin shaft).....	12
I.4 Rendement.....	14
I.5 Pollution.....	14
I Conclusion.....	15
Chapitre II :composants et utilisation de turbine à gaz	
II.1. Composants principal et notions reliées.....	17
II.1.1 Le compresseur.....	18
II.1.1.1 Types.....	18
II.1.1.1.1 Les compresseurs centrifuges.....	18
II.1.1.1.2 Les compresseurs axiaux.....	19
II.1.1.2 Princip de fonctionnement.....	20
II.1.1.3 Les aubes du rotor.....	21
II.1.1.4 Les aubes du stator ou redresseur.....	21
II.1.2 Les les chambres de combustion.....	22
II.1.2.1 Principe de fnctionnement.....	22
II.1.2.2 Les les chambres séparées ou turbulaires.....	25
II.1.2.3 Les les chambres annulaire.....	27
II.2. Utilisation des turbines à gaz.....	28
II Conclusion.....	31
Chapitre III : cycles thermodynamique des turbines à gaz	
III.1. Introduction.....	33
III.2 Etude théorique d'une turbine à gaz.....	33
III.2.1Etude des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz.....	33
III.2.1.1 Cycle idéal de Brayton.....	33
III.2.1.2 Cycle non-idéal de Brayton.....	36
III Conclusion.....	38
Chapitre IV :Méthodes d'amélioration du cycle d'une turbine à gaz	
IV.1 Amélioration du brayton du cycle de Brayton.....	40
IV.1.1 Régénération(cycle de récupération).....	40
IV.1.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur.....	43
IV.1.3 Réchauffage inter-turbines dedétente.....	44

IV.1.4 Injection de masse de fluide dans le circuit de turbine à gaz.....	47
IV.1.4.1 Cycle avec injection d'eau à l'amont du compresseur.....	48
IV.1.4.2 Cycle avec injection d'eau dans le compresseur.....	49
IV Conclusion.....	50
Conclusion générale.....	51
Références.....	52

Index des figures

Figure I.1	Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.	10
Figure I.2	Turbine à gaz à un seul arbre	11
Figure I.3	Turbine à gaz à un seul arbre.	12
Figure I.4	comparaison entre les caractéristique des turbine à gaz à un seul arbre et à deux arbres ...	13
Figure II.1	Coupe longitudinale d'une turbine à gaz - Principaux organes	16
Figure II.2	compresseur centrifuge	17
Figure II.3	compresseur axial	18
Figure II.4	coupe tangentielle schématique de 2 étage	19
Figure II.5	différentes technologies de liaison entre le disque (roue) et l'aube.....	20
Figure II.6	les aubes du stator (bleu) et les aubes du rotor (rouge).....	21
Figure II.7	chambre de combustion.	22
Figure II.8	chambre de combustion	22
Figure II.9	injecteur aérodynamique.....	23
Figure II.10	injecteur multi-points LPP.....	24
Figure II.11	Les Chambres séparées ou tubulaires.....	24
Figure II.12	une chambre de combustion séparée d'un réacteur Rolls-Royce.....	25
Figure II.13	la photographie d'un tube à flammes.....	25
Figure II.14	les chambres annulaires	26
Figure II.15	les injecteurs de carburant régulièrement	26
Figure III.1	Diagramme de P-v et T-s de cycle idéal et non idéal de Brayton	33
Figure III.2	Diagramme de P-v et T-s de cycle idéal et non idéal de Brayton	36
Figure IV.1	cycle Brayton avec régénération.....	41
Figure IV.2	Effet du taux de compression et du rapport de températures sur η_{TH}	42
Figure IV.3	Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur	43
Figure IV.4	Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine	44
Figure IV.5	Diagramme d'écoulement et T-s pour un cycle idéal fermé de Brayton avec refroidissement de deux étages: une surcharge et l'autre de régénération	46
Figure IV.6	Différentes configuration d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une turbine à gaz	47
Figure IV.7	Suralimentation d'une turbine à gaz avec un filtre de particule et un refroidissement d'évaporation.....	48
Figure IV.8	Turbine à gaz avec injection d'eau dans le compresseur.....	49

Liste des symboles

Symbole	Unité	Signification
p_c	bar	La puissance du compresseur serait également indiquée par
p_T	bar	la puissance développée dans la turbine
p_3	bar	La pression en sortie de la chambre de combustion
p_4	bar	La pression de à l'entrée la turbine
T_1	°C	La température de l'air à l'entrée du compresseur
T_2	°C	La température de l'air à la sortie du compresseur
T_3	°C	La température de l'air à l'entrée de la turbine
T_4	°C	La température à la sortie de la turbine
h	J/Kg	Enthalpie spécifique
η_c	%	Le rendement isentropique du compresseur
η_T	%	Les rendements isentropiques des turbines
η_{th}	%	Le rendement thermodynamique théorique
m	Kg	Masse de fluide
c_p	J/(Kg.K)	La chaleur spécifique a pression constante
c_v	J/(Kg.K)	La chaleur spécifique a volume constante
R	J/(Kg.K)	La constante spécifique du gaz.
k	J/(Kmol)	Coefficient polytropique du fluide
τ_T	-	le taux de détente
τ_c	-	les taux de compression
Q	J	Flux de chaleur
w_{Ut}	J/Kg	Le travail spécifique

Introduction générale

Les turbines à gaz (TAG) ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve variant, voir même, diminuant

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde pour la régénération de l'électricité, dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures pour l'entraînement des pompes et compresseur à fluide, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation. Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées dans ce domaine dont les cycles avancés de turbine à gaz tels que le cycle de turbine à gaz injecté par vapeur , la turbine à air humide, le cycle d'échangeur de chaleur ect. L'objectif principale de ces investigations a été d'augmenter le rendement thermique de la turbine à gaz.

Ce travail consiste a faire une étude générale sur les turbine à gaz dans les deux premiers chapitres , le chapitre trois est dédié a les cycles thermodynamique de la turbine à gaz.

Des différents méthodes et technique utilisés pour faire face a les limitations et qui sert à augmenter le rendement de la turbine à gaz par l'amélioration des cycles thermodynamique sont illustrées dans le chapitre quatre.

Ce travail est fini par une conclusion générale.

Chapitre I

*Principe de fonctionnement
de turbine à gaz*

I.1 Introduction

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

Le turboréacteur est une turbine à gaz particulière qui utilise le principe de la réaction pour propulser certains types d'avions rapides.

I.2. Principe de fonctionnement de turbine à gaz:

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement:

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique,
- un chauffage isobare comme pour un moteur diesel,
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique,
- un refroidissement isobare.

Le rendement est le rapport du travail utile (travail de détente – travail de compression) à la chaleur fournie par la source chaude. Le rendement théorique croît avec le taux de compression et la température de combustion. Il est supérieur à celui du cycle Diesel car sa détente n'est pas écourtée. La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne. Dans ce cas, la phase de refroidissement est extérieure à la machine et se fait par mélange à l'atmosphère. La turbine à gaz peut également être à cycle fermé et à combustion externe. Le chauffage et le refroidissement sont alors assurés par des échangeurs de chaleur. Cette disposition plus complexe permet l'utilisation de gaz particuliers ou de travailler avec une pression basse différente de l'ambiante.

- Le cycle de base décrit plus haut peut être amélioré par différents organes complémentaires :récupération de chaleur à l'échappement : les gaz détendus en sortie

de turbine traversent un échangeur pour préchauffer l'air comprimé avant son admission dans la chambre de combustion,

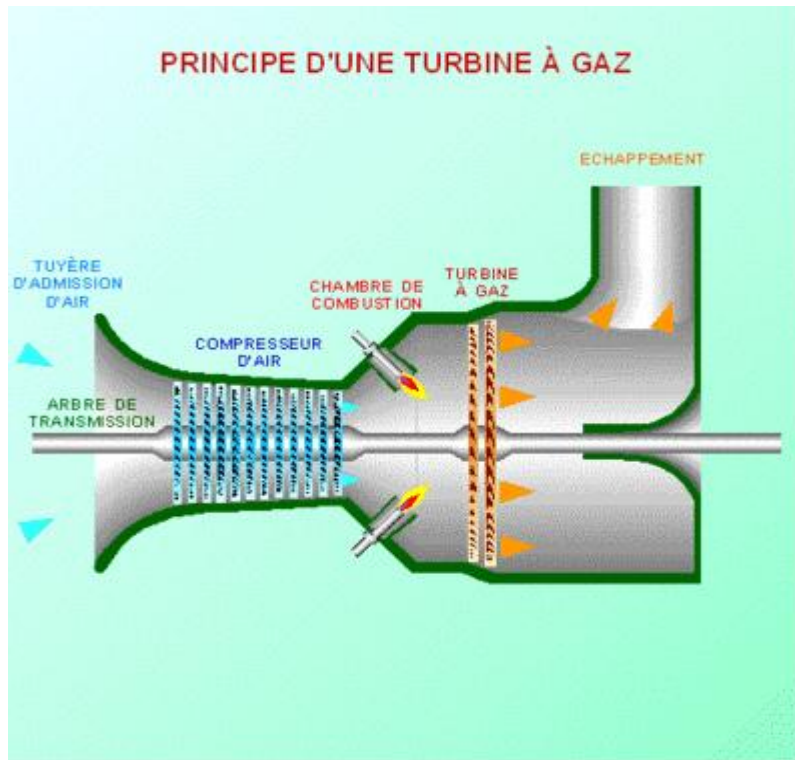


Fig. I.1:Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial

- compression refroidie : la compression comprend deux étages (ou plus) séparés par un échangeur de chaleur (air/air ou air/eau) refroidissant l'air. La puissance nécessaire à la compression s'en trouve réduite au bénéfice du rendement.
- combustion étagée : la détente comprend deux étages (ou plus) séparés par un ou des réchauffages additionnels. La puissance fournie est accrue d'où amélioration du rendement.

Les deux dernières dispositions visent à tendre vers des transformations isothermes en lieu et place des adiabatiques et se justifient surtout sur les machines à taux de compression élevé. Les trois dispositifs peuvent être réalisés indépendamment ou simultanément. Dans ce cas, on retrouve le cycle dit de Ericsson qui comme le cycle de Stirling présente un rendement théorique égal au rendement maximal du cycle de Carnot. Cette supériorité théorique par rapport aux cycles Otto et Diesel est cependant contrebalancée par l'impossibilité pratique de réaliser les transformations isothermes. Dans tous les cas, ces dispositifs sont réservés aux installations stationnaires du fait de l'encombrement et du poids des échangeurs gaz/gaz

I.3 Catégories des turbines à gaz

On classe les turbines à gaz dans deux grandes catégories :

I.3.1 Turbines à un arbre (single shaft):

Dans une turbine à un seul arbre (figI.2), une seule turbine est utilisée. Elle asservit le compresseur ainsi que l'arbre d'entraînement. Ce dernier transmet l'énergie mécanique produite dans la turbine au compresseur et à la charge; cependant il faut installer une boîte d'engrenage pour certaines applications pour que la vitesse de l'arbre d'entraînement s'accommode aux exigences de la charge.

L'inconvénient de ce genre de turbine est qu'on ne peut pas accoupler la charge tant que la turbine n'a pas atteint la vitesse optimale. Pour arrêter cette machine, il faut généralement découpler la charge pour éviter que le couple résistant créé par la charge n'endommage pas l'arbre de transmission.

Les turbines à gaz à un seul arbre sont généralement utilisées lorsqu'elles sont appelées à travailler à vitesse et à charge constantes.

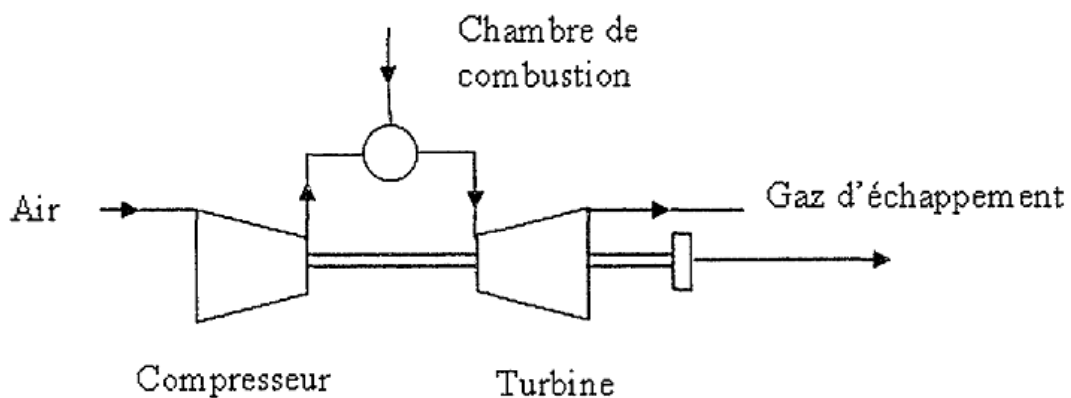


Fig. I.2:Turbine à gaz à un seul arbre

Le moment d'inertie de l'ensemble s'ajoute à celui de l'équipement entraîné, ce qui est favorable à la stabilité de la vitesse de rotation dans le cas de variation importante de la charge appliquée à la machine entraînée. En contrepartie, le temps nécessaire à l'ensemble tournant pour revenir à sa vitesse initiale sera d'autant plus long que le moment d'inertie sera plus élevé. Lorsque la turbine de puissance n'est pas mécaniquement liée à l'ensemble constitué par le compresseur d'air et sa turbine.

I.3.2 Turbine à deux arbres (twinshaft):

Dans une turbine à gaz à deux arbres (Fig I.3), une deuxième turbine est présente dans le système. Un arbre raccorde le compresseur et la première turbine, appelée le turbocompresseur (gasgenerator). Le deuxième arbre est logé dans la turbine d'entraînement. La première entraîne le compresseur alors que la deuxième, appelée turbine de travail commande l'arbre d'entraînement, qui à son tour fait entraîner la charge, qui peut être un compresseur centrifuge, un générateur, une pompe, etc.

Pour démarrer une turbine à gaz à deux arbres, un couple mécanique est nécessaire à l'entrée du compresseur. Des que la première turbine s'approche de la vitesse appropriée, le débit de gaz de combustion fait tourner la deuxième turbine.

Cette configuration s'avère très utile si une variation de vitesse de la charge est prévisible.

L'équipement entraîné peut être régulé en vitesse tout en conservant au compresseur une vitesse de rotation proche de celle assurant son rendement optimal. Ce type de turbine convient également pour démarrer des appareils en charge ou possédant un moment d'inertie important.

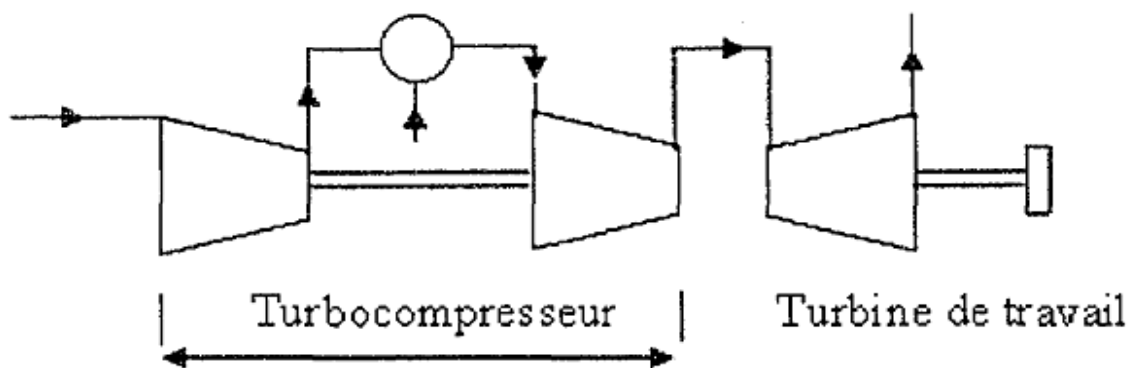


Fig. I.3: Turbine à gaz à deux arbres

La figure ci-dessous permet de comparer, à leur vitesse nominale et pour des variations de charge semblables, les temps de rétablissement d'un groupe électrogène à turbine à gaz à un arbre avec ceux d'un groupe électrogène à turbine à gaz à deux arbres.

En outre, dans chaque cas d'application envisagé, le constructeur de la turbine à gaz ou le fournisseur pressenti pour la fourniture du groupe devra préciser les performances attendues dans les différentes conditions de fonctionnement prévues. Ainsi, des paramètres propres à chaque turbine peuvent mener à un choix autre que celui indiqué par le tableau ci-après qui désigne l'option en principe la plus favorable (signe +), selon le type d'application.

	Turbine à 1 arbre	Turbine à 2 arbres
Alternateur	+	
Pompe démarrée à vide	+	
Pompe démarrée en charge		+
Pompe régulée en vitesse		+
Soufflante	+	
Soufflante régulée en vitesse		+
Compresseur démarré à vide	+	
Compresseur démarré en charge		+

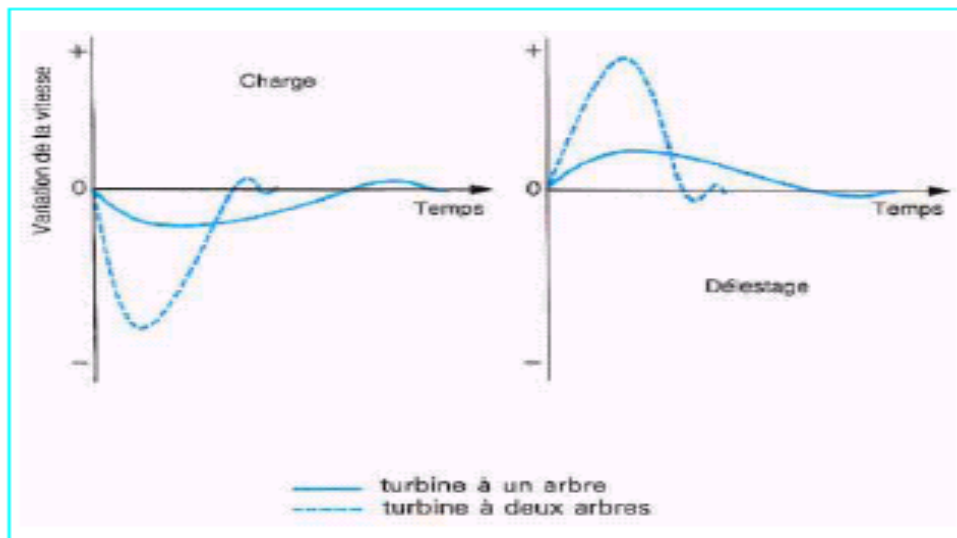


Fig. I.4: comparaison entre les caractéristique des turbine à gaz à un seul arbre et à deux arbres

I.4 Rendement

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est détournée 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 on se 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 (plus de 500 degrés) 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 dans le flux des gaz d'échappement. On arrive ainsi à se rapprocher des rendements d'un moteur diesel semi rapide. C'est par exemple le principe de fonctionnement de la turbine WR21 de Rolls Royce.

La vapeur produite est ensuite utilisée de deux manières :

- la centrale à cycle combiné où une turbine à vapeur complète la turbine à gaz pour actionner un alternateur, le rendement global atteint alors 55% voire 60% dans les dernières centrales à l'étude.
- la cogénération où la vapeur produite est utilisée dans un autre domaine (papeterie...)

On fabrique des turbines à gaz de puissances allant de quelques kilowatts à plusieurs centaines de mégawatts.

I.5 Pollution

Des efforts importants ont été entrepris par les constructeurs pour limiter la pollution de l'air par les turbines à gaz, en particulier en réduisant les rejets d'oxyde d'azote (NOx). L'utilisation de gaz naturel permet une émission faible de dioxydes de soufre (SO₂) et de monoxyde de carbone (CO). Les modèles peu polluants sont surtout installés par les pays développés tandis que les turbines à gaz de conception moins sophistiquée et de prix moins élevé sont préférées par les pays en voie de développement.

I CONCLUSIONS

Principe de fonctionnement L'énergie électrique est exigences les plus importantes de la vie en ce moment.

C'est un des outils les plus importants utilisés dans la production de la turbine. Après cette étude simple,

Nous avons constaté qu'il ya deux types de turbines. Turbine à vapeur et une turbine à gaz.

Ces appareils sont utilisés en fonction des caractéristiques de chaque région. Chacune d'entre elles a ses avantages et inconvénients. En conséquence, nous ne pouvons pas dire que

Chapitre II

*Composants et utilisation de
turbine à gaz*

II.1 Composants principaux et notions reliées

Le compresseur (repère C) voir (Fig II.1), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air extérieur (rep. E), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voire 30 bars pour certains modèles.

Du gaz (rep. G), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans la chambre de combustion (rep. Ch) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme. Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (rep. T), où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique, la dite Turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la cheminée (rep. Ec) à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre A qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil (machine) récepteur(ice)(pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (rep. M) qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.

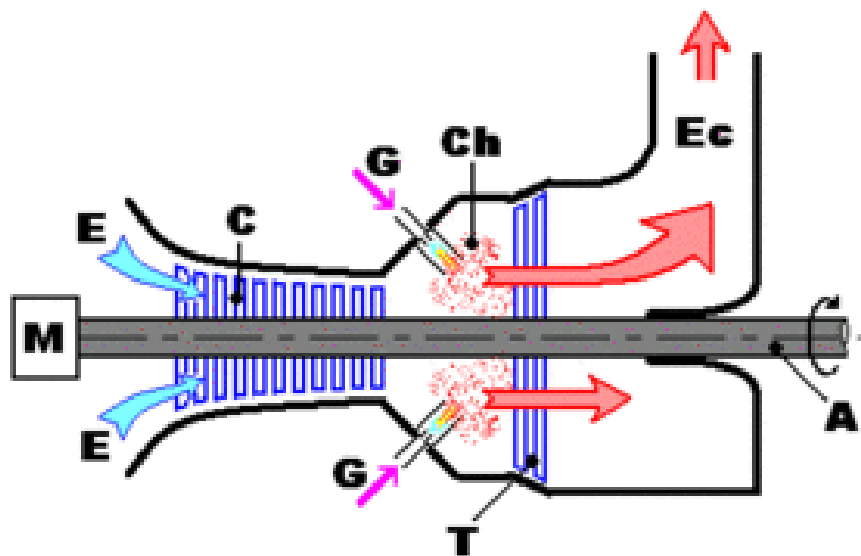


Fig. II.1: Coupe longitudinale d'une turbine à gaz - Principaux organes

II.1.1. Le compresseur

Le rôle du compresseur est d'aspirer et de comprimer l'air pour l'amener à des vitesses, pression et température optimales à l'entrée de la chambre de combustion. Il existe deux sortes principales de compresseurs :

- les compresseurs centrifuges
- les compresseurs axiaux

Il y a également une solution mixte : le compresseur « axio-centrifuge ».

Afin d'éviter les confusions ou malentendus on désigne dans le "jargon" motoriste par :

- rouet : l'organe mobile du compresseur centrifuge
- diffuseur : l'organe fixe du compresseur centrifuge
- rotor : l'organe mobile du compresseur axial
- redresseur : l'organe fixe du compresseur axial

II.1.1.1 Types

II.1.1.1.1 Les compresseurs centrifuges

Un compresseur centrifuge (fig II.2) est composé d'un rouet à palettes radiales qui aspire l'air axialement. Les palettes étant divergentes, l'air sous l'effet de la force centrifuge va être accéléré, comprimé et refoulé radialement. Cet air est ensuite redressé dans un diffuseur (aubage fixe) qui transforme une partie de sa vitesse en pression. Un collecteur récupère finalement cet air comprimé pour l'amener dans l'axe de la chambre de combustion.

Un tel compresseur présente l'avantage de fournir un taux de compression important en un seul étage. Exemple le turboréacteur MARBORE VI qui équipait le Fouga Magister avait un rapport de compression de 3,80 / 1 à 21.500 tr/mn (Photo ci-dessous). En contre-partie, son encombrement radial important le destine plus à des turboréacteurs de faible puissance.

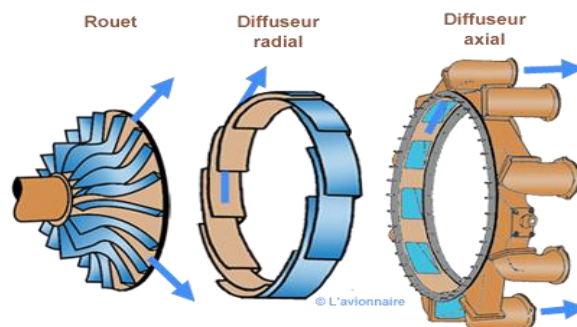


Fig. II.2: compresseur centrifuge

II.1.1.1.2 Les compresseurs axiaux

Un turboréacteur est généralement composé :

- un compresseur basse pression
- un compresseur haute pression

Le taux de compression des compresseurs est lié à sa vitesse de rotation et au nombre d'étages qu'il comporte.

Conçus de la même manière, les compresseurs basse et haute pression se différencient par la taille de leurs aubes et par leur vitesse de rotation.

Un compresseur axial se compose d'une suite d'étages axiaux disposés en série chacun comprenant une roue à aubes mobile rotor et d'un stator à aubes redresseur, tous ces étages sont calculés pour adapter parfaitement leurs conditions de fonctionnement à celles des étages en amont et en aval. L'aubage mobile rotor est constitué d'un disque circulaire sur lequel sont fixées des aubes (ailettes) et tourne devant l'aubage fixe redresseur. L'envergure des ailettes varie le long de l'écoulement pour compenser les variations de la masse volumique du fluide et pour conserver à la vitesse débitante axiale une valeur constante (voir figure ci-dessous).

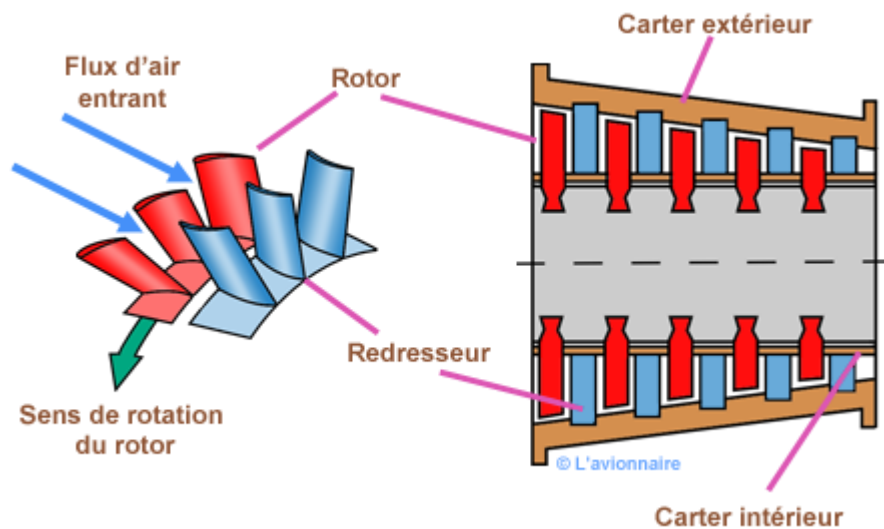


Fig. II.3:compresseur axial

II.1.1.2 Principe de fonctionnement

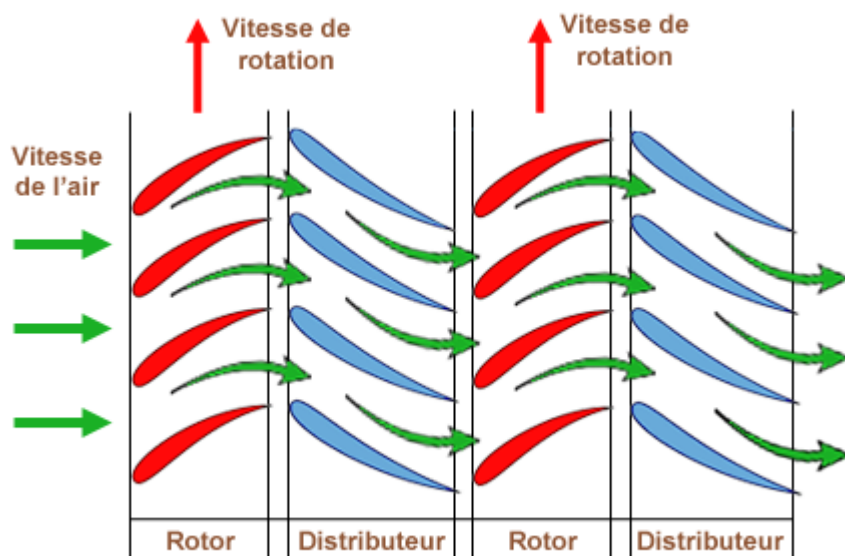
- le rotor aspire et accélère le flux d'air en le déviant par rapport à l'axe du moteur.
- le redresseur ou stator qui suit, redresse le flux dans l'axe et le ralentit en transformant une partie de sa vitesse en pression.
- le rotor suivant réaccélère le flux d'air en le déviant à nouveau de l'axe du moteur.
- le stator suivant va de nouveau redresser le flux le ralentir et transformer sa vitesse en pression.

L'augmentation du taux de compression pour un seul étage de compresseur axial d'un turboréacteur civil est de 1,15 à 1,16 en condition d'utilisation optimale. C'est pour cette raison qu'un compresseur complet possède de nombreux étages.

Les performances d'un étage de compresseur sont caractérisées par:

- son débit d'air Q
- son taux de compression ou rapport de pression.
- son rendement η .

Le flux d'air étant de plus en plus comprimé va occuper un volume de plus en plus restreint. C'est pour cette raison que la hauteur des aubes est de plus en plus faible. A noter que de l'entrée à la sortie du compresseur le débit d'air reste constant si on ne tient pas compte des prélèvements pour le refroidissement des turbines, climatisation de la cellule, étanchéité des paliers etc....



FigII.4:coupe tangentielle schématique 2 étage

II.1.1.3 Les aubes du rotor:

Comme une aile, une aube est composée d'un bord d'attaque d'une âme et d'un bord de fuite, et son profil est optimisé pour respecter le domaine d'utilisation de l'étage du compresseur auquel elle appartient.

Il y a différentes technologies de liaison entre le disque (roue) et l'aube suivant les constructeurs et les compresseurs. En voici quelques unes.

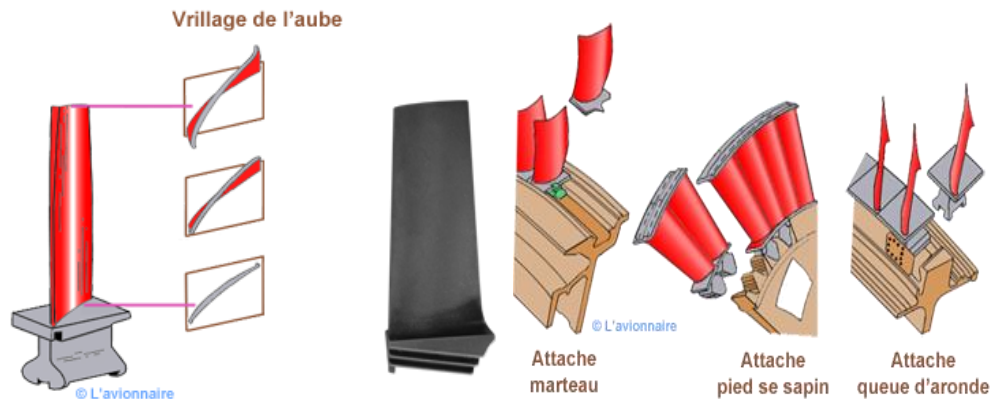


Fig.II.5:différentes technologies de liaison entre le disque (roue) et l'aube

II.1.1.4 Les aubes du stator ou redresseur:

Comme les aubes du rotor , les aubes de stator ont une forme de profil d'aile. En outre, l'angle d'attaque des aubes de stator peuvent être fixes ou variables. Ces aubes à calage variable sont portées par le carter du stator et sont réglables en position autour de leurs axes pour optimiser l'écoulement des gaz. L'angle d'attaque des aubes est contrôlé en fonction des conditions de fonctionnement par un système d'asservissement qui commande le déplacement d'une couronne rotative, extérieure au carter et reliée auxdites aubes par des biellettes respectives. Le système d'asservissement peut être électrique, pneumatique ou hydraulique, il est commandé par l'unité de commande de carburant.

Ci-dessous en bleu les aubes du stator (redresseur) et en rouge les aubes du rotor.

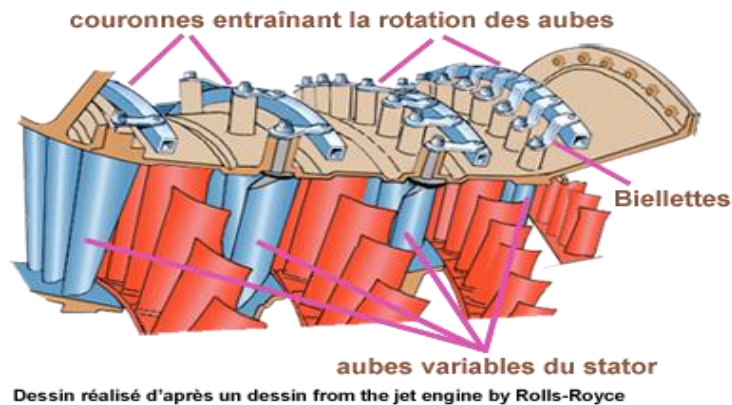


Fig II.6: les aubes du stator (bleu) et les aubes du rotor (rouge)

Les aubes de stator peuvent être fixées directement sur le carter du compresseur ou par un anneau de retenue qui est fixé sur le carter de compresseur. La plupart des aubes de stator sont fixées par groupes (5 à 6 aubes) avec un pied en queue d'aronde. Ci-dessous à gauche les aubes du redresseur (stator) sont fixées directement sur le carter de compresseur, à droite, les aubes sont fixées au carter par une bague de retenue.

II.1.2 Les chambres de combustion:

La chambre de combustion est destinée à chauffer l'air qui sort du dernier étage du compresseur HP afin de lui apporter l'énergie nécessaire à faire mouvoir la ou les turbines et à donner suffisamment de poussée à la tuyère. Cet apport de chaleur se fait par la combustion de l'oxygène de l'air avec un carburant, du kérosène (hydrocarbure) en l'occurrence. Elle doit être la plus complète possible et la répartition des températures dans les gaz la plus homogène possible.

La chambre de combustion située entre le compresseur BP et la turbine HP est constituée d'un tube à flamme ou foyer (généralement) en forme de tore. Celui-ci est enfermé dans un carter, également de forme torique.

II.1.2.1 Principe de fonctionnement

Il est bien évident que le principe de fonctionnement varie d'un constructeur à un autre et même d'un réacteur à un autre chez le même constructeur. Mais le principe général de fonctionnement reste relativement identique.

L'air qui pénètre dans la chambre de combustion se répartit en plusieurs circuits. Une partie rentre directement dans le tube à flammes et dans l'injecteur pour contribuer à la combustion.

Une autre partie contourne le tube à flammes et sert à la fois pour refroidir les parois et pour diluer et mélanger l'écoulement de l'air dans le foyer.

A la mise en rotation du réacteur, le mélange de l'air provenant du compresseur et du carburant injecté par la pompe est enflammé par une bougie (allumeur). Après avoir atteint son régime d'autonomie l'allumage de la bougie est coupé et la flamme s'auto-entretient.

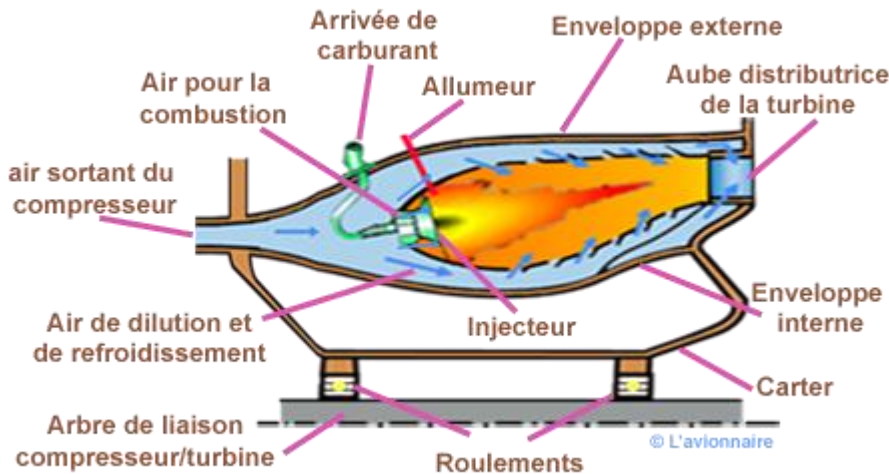


Fig II.7: chambre de combustion

On peut considérer qu'une chambre de combustion peut être partagée en trois zones : une zone primaire, une zone secondaire et une zone de dilution. La température varie aux alentours de 2000°C dans la zone du primaire pour diminuer aux environs de 1200°C à la sortie de la chambre. Ces températures élevées nécessitent un refroidissement des parois de la chambre (voir ci-dessus Principe de refroidissement). Celui-ci est obtenu par de l'air sortant du compresseur à environ 500°C.

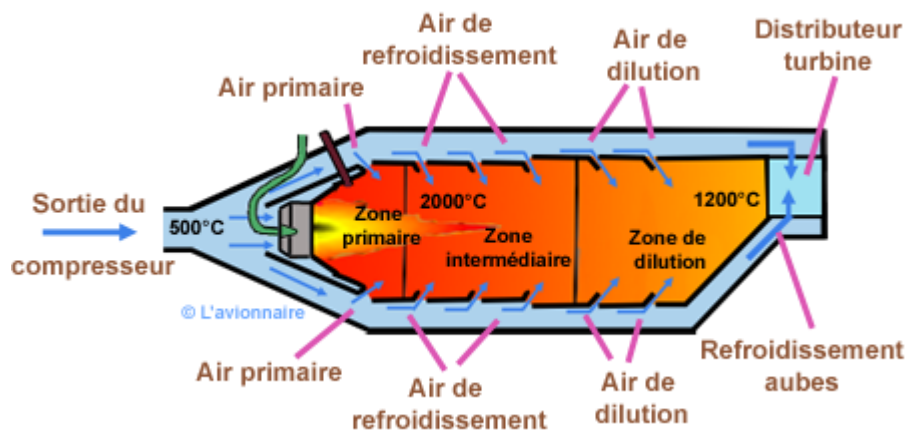
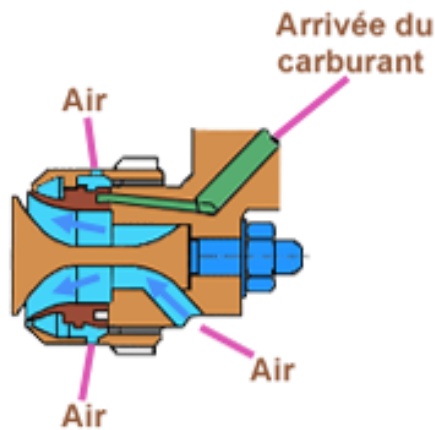


Fig II.8:chambre de combustion

Les injecteurs sont conçus pour fournir un débit de carburant suffisamment pulvérisé pour obtenir un mélange optimal avec l'air. Un injecteur est composé de nombreux éléments pour l'arrivée de l'air et du carburant. Une partie de l'air sert à maintenir la flamme à une distance raisonnable de l'injecteur, une autre partie passe par des vrilles afin de créer un tourbillon pour optimiser le mélange air/carburant et le reste de l'air passe par des trous pour homogénéiser le mélange air/carburant à l'entrée du foyer et créer une re-circulation des gaz brûlés et une stabilisation de la flamme.

Ci-dessous dessin d'un injecteur aérodynamique.



FigII.9:injecteur aérodynamique

Pour réduire la consommation de carburant et les émissions de polluant (NO_x, SO_x, suie etc...) l'une des solutions est l'utilisation d'injecteurs LPP (Lean Premixed Prevaporized, ou Pauvre Prémélangé Prévaporisé en français).

- Lean fait référence à la pauvreté du mélange air/carburant par rapport à un mélange normal.
- Premixed correspond au prémélange entre l'air et le carburant gazeux le plus parfait possible.
- Prevaporized le carburant liquide injecté doit être entièrement vaporisé avant d'atteindre le front de flamme.

Ci-dessous dessin d'un injecteur multi-points LPP.

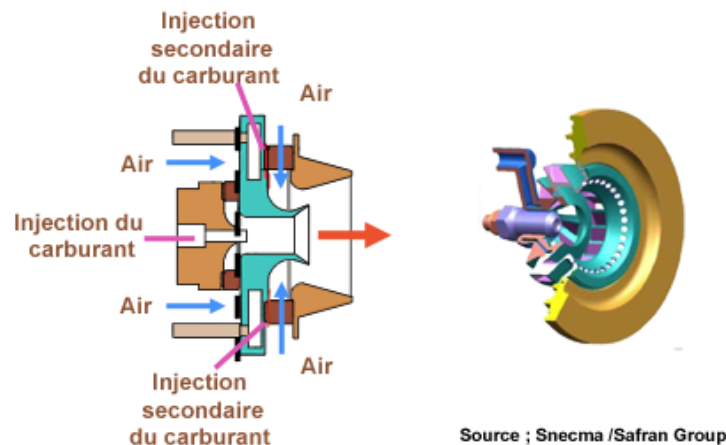


Fig II.10:injecteur multi-points LPP

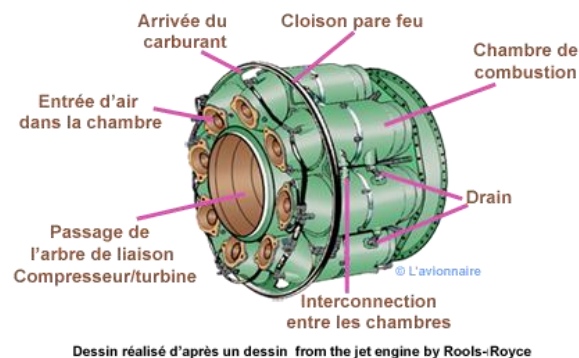
Deux types de chambres de combustion sont principalement rencontrées dans le milieu aéronautique pour les turbines à gaz : les chambres séparées réparties autour de l'arbre de liaison compresseur/turbine et les chambres annulaires à l'intérieur desquelles passe l'arbre de liaison compresseur/turbine.

II.1.2.2 Les Chambres séparées ou tubulaires:

Dans les chambres séparées chaque chambre reçoit sa propre alimentation en carburant et en air. L'injecteur est généralement situé au centre de la veine d'air et l'injection s'effectue dans le sens de l'écoulement principal. Le flux total étant l'addition du flux de chaque chambre.

Sur certains types de moteurs les chambres sont interconnectées entre elles. Dessin ci-dessous.

Si la mise au point est facilitée par des débits faibles, les pertes de charges sont plus importantes que sur les chambres annulaires et les contraintes de taille et de poids sont plus élevées.



Dessin réalisé d'après un dessin from the jet engine by Roots-Royce

Fig II.11:Les Chambres séparées ou tubulaires

Ci-dessous une chambre de combustion séparée d'un réacteur Rolls-Royce. Les vannes vrilles situées autour de l'injecteur créent des tourbillons (swiril) de l'air permettant d'optimiser le mélange air/carburant, pendant qu'une multitude de trous localisés dans les parois du "bol" créent une re-circulation des gaz brulés afin d'améliorer le mélange air/carburant et de stabiliser la zone de combustion.

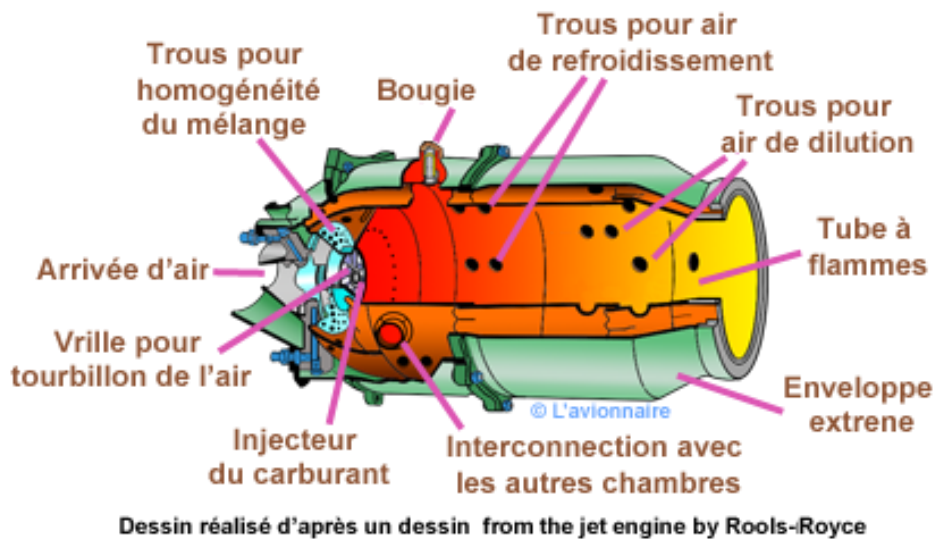


Fig II.12:une chambre de combustion séparée d'un réacteur Rolls-Royce

Ci-dessous la photographie d'un tube à flammes. Avec ses différents trous pour faire pénétrer l'air à l'intérieur du tube. Certains trous servent à refroidir la paroi du tube et d'autres servent à la dilution pour mélanger correctement l'écoulement de l'air.



Fig II.13:la photographie d'un tube à flammes

II.1.2.3 Les Chambre annulaire

Dans les chambres annulaires l'ensemble du flux gazeux circule dans le même contenant. Les injecteurs de carburant sont répartis régulièrement dans la chambre et la multiplication du nombre de jets favorise l'homogénéité du mélange.

La mise au point de ces types de chambres pour des turbines de grandes tailles sont rendues, en raison des débits importants plus délicates. Par contre la forme compacte permet un minimum de pertes de charge.

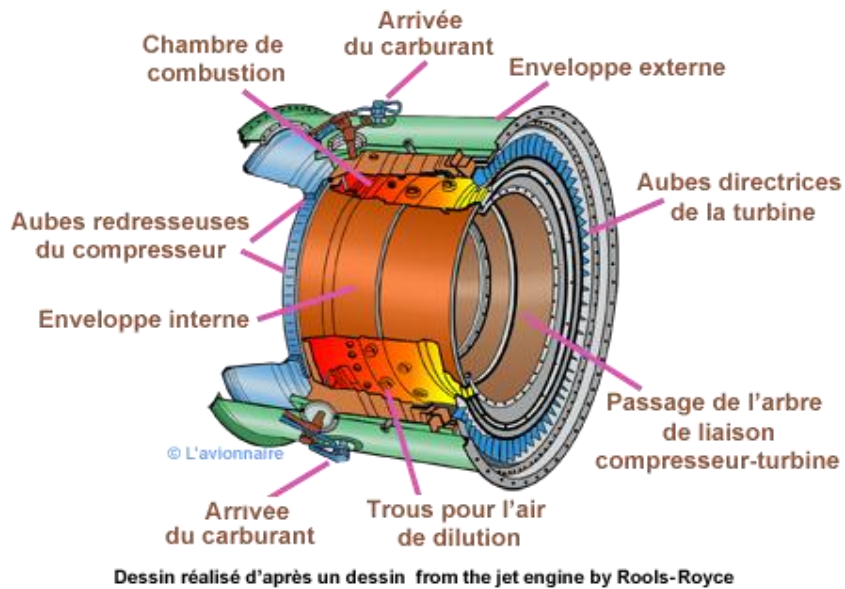


Fig II.14:le chambres annulaire

La photographie ci-dessous montre les injecteurs de carburant régulièrement répartis dans la chambre de combustion.

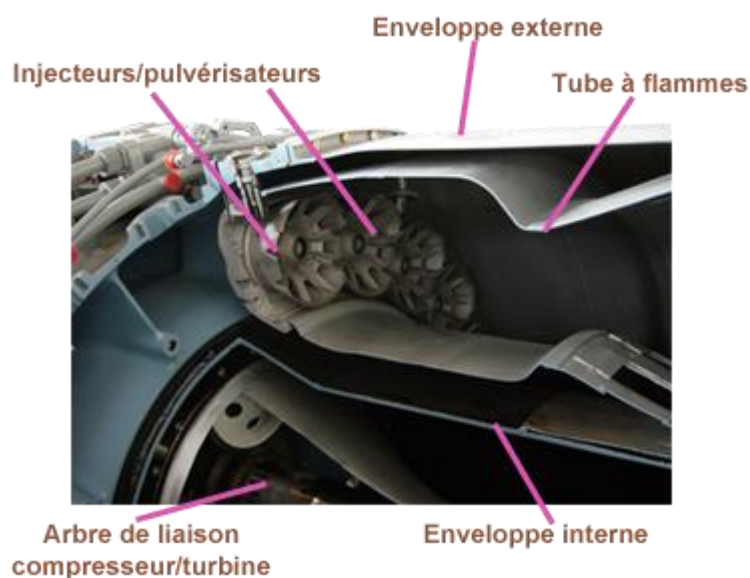


Fig II.15:les injecteurs de carburant régulièrement

II.2. Utilisation des Turbines à gaz

Dans les pays industrialisés près de 85 usines pour la production de (500) modèle de turbine à gaz allant force chevaux jusqu'à (100000HP) a reçu une turbine et un large succès dans l'industrie de l'aviation civile et militaire où absorber les deux tiers de la turbine à gaz, qui est d'accroître la production à un taux (30% - 50%) par an, un taux indiquant une croissance rapide dans les divers usages de la turbine et les utilisations les plus importantes sont les suivantes:

Aviation militaire:

Avions -kl turbine à gaz utilisé ainsi que l'aide d'hélicoptères (hélicoptère), la plupart des moteurs à réaction utilisé des avions de combat et la tendance actuelle est à obtenir le même décollage des avions plus rapides verticaux et cela nécessite des matériaux pour les ailerons (plumes) des températures d'ours plus élevés que ceux pales de turbines industrielles et des chambres avions de turbine conçues pour résister aux contraintes brûlés tous les dix mille heures de travail au lieu de 50000 heures de travail pour une turbine industrielle.

L'aviation civile:

Avions à réaction civile et le fond d'hélicoptères en termes de fiabilité et de coûts d'exploitation faibles résultant de l'expansion significative de l'utilisation de l'aviation comme un public efficace pour déplacer hélicoptères actuellement utilisés et pivot à réaction de \$ (180 000 N) Il est l'expansion de l'utilisation de jets privés pour transporter des marchandises utilisées uniquement un énorme turbines à gaz et de réduire l'année (1971) le nombre d'avions jet civile à propos de (400) avion et le nombre d'hélicoptères jusqu'à (2000) plan dans le monde occidental.

Production d'énergie électrique:

Plus des deux tiers de la production de turbines industrielles dans le monde utilisés pour produire de l'énergie électrique et utiliser ces générateurs pour répondre à l'augmentation immédiate ou charge de pointe (de la charge de pointe) qui obtient dans une certaine période de la journée et pendant des heures juste pour la vitesse de fonctionnement de la turbine et le télécharger en quelques minutes, ce qui ne peut être obtenue avec un autre équipement peut également être installé dans des endroits éloignés et exploités par le contrôle à long terme ainsi que l'utilisation des turbines à gaz en tant que moteurs énergie de base quand il ya une nécessité de générer cette énergie peut être exécuté et lié à la chaîne qatarie (centrale) rapidement pour compenser arrêt A générateurs de turbine de base ainsi que les moteurs pour l'utilisation de l'électricité lorsque le carburant est disponible au prix bon marché comme le

gaz naturel, comme dans les pays arabes producteurs de pétrole ou de gaz, ou quand ils peuvent profiter des gaz d'échappement de la chaleur de turbine à d'autres fins, telles que le chauffage central pour les bâtiments.

Réseaux de pipelines de transmission:

L'industrie du gaz de CABSAT utilise environ un sixième des turbines industrielles de grande capacité vers (30 000 HP) et c'est l'utilisation des meilleures zones où le carburant est disponible dans les champs de gaz naturel.

Le transport de pétrole brut par l'intermédiaire des réseaux de pipelines:

Accroître l'utilisation des turbines à gaz dans ce domaine en raison de la facilité de la vitesse du changement, qui augmente ou réduit la quantité de pompage à la demande, en plus de la facilité d'utilisation du gaz naturel est le carburant pas cher et propre et disponible dans les champs de pétrole brut ou à proximité.

Utilisation de la turbine dans le transport:

Étant donné les turbines de grande puissance rapport / poids perdus sont les moteurs des navires commerciaux préférés sont devenus comme ils atteignent une vitesse de pointe de la cuve et le temps court voyage plus grand nombre de voyages au cours de l'année, ce qui entraîne des bénéfices plus élevés pour le propriétaire du navire de la société ainsi que les turbines à gaz prouvées l'efficacité dans la construction navale et hauturiers, ainsi que les trains de marchandises et de la charge et de l'utilisation dans les trains de passagers qui donne la meilleure vitesse était la turbine dans les voitures de fret utilisé intensivement, mais qu'il ya beaucoup d'obstacles sur l'utilisation des voitures particulières en raison de la haute de sa voix et le degré de la température élevée des gaz d'échappement et utilisé dans ces véhicules nécessite l'emploi de fonds pour le développement Les sociétés civiles ne veulent pas dépenser l'opposé de ce qui se passe en termes de développement de l'avion à convenir par le développement d'un gouvernement militaire.

Utilisé dans le système intégré de l'énergie:

La rotation de la turbine produisant de l'électricité tout utilisé des gaz d'échappement de la température dans le chauffage de l'eau à des fins de chauffage central ou dans le traitement thermique nécessaire dans les dispositifs de refroidissement disponibles ou dans la production de vapeur pour faire fonctionner une turbine à vapeur pour accomplir d'autres tâches par le système Integrated Energy fournit de l'électricité et l'éclairage, le chauffage et le refroidissement des bâtiments tels que (College, Institut, hôpital).

Utilisés dans l'industrie chimique:

Certaines industries chimiques utilisent des gaz chauds contiennent un pourcentage élevé de l'oxygène libre et pas d'oxygène présent dans le gaz d'échappement turbine gazeux afin d'utiliser de grandes quantités d'air dans le circuit de turbine pour refroidir les plumes viennent initialement avec ces gaz de turbine afin ajustement pour ces industries.

Dans des fours de fusion de fer:

Où les gaz que ces fours sont utilisés pour faire tourner la turbine et la turbine à son tour recycle l'air Kabsh qui fait partie de la machine où les drains Département d'air frais ne est pas utilisé dans Aphra fonte du fer.

II CONCLUSIONS

Dans cette section nous avons abordé l'étude en détail et de la turbine compresseur et types de composants et le principe de travail et chambre de combustion et les magazines utilisent turbine gazeux nous montrer que de nombreux magazines ont l'utilisation la plus importante de la production d'électricité, l'aviation civile, militaire et de transport du pétrole et d'autres.

Chapitre III

*Cycles thermodynamique des
Turbines à gaz*

III.1 Introduction

Le cycle de Brayton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité. Il existe deux types de cycles de Brayton selon qu'il soit ouvert ou refermé sur l'atmosphère. C'est la première variante qui retiendra notre attention puisque c'est celle qui est utilisée dans les centrales électriques (Turbines Gaz -Vapeurs).

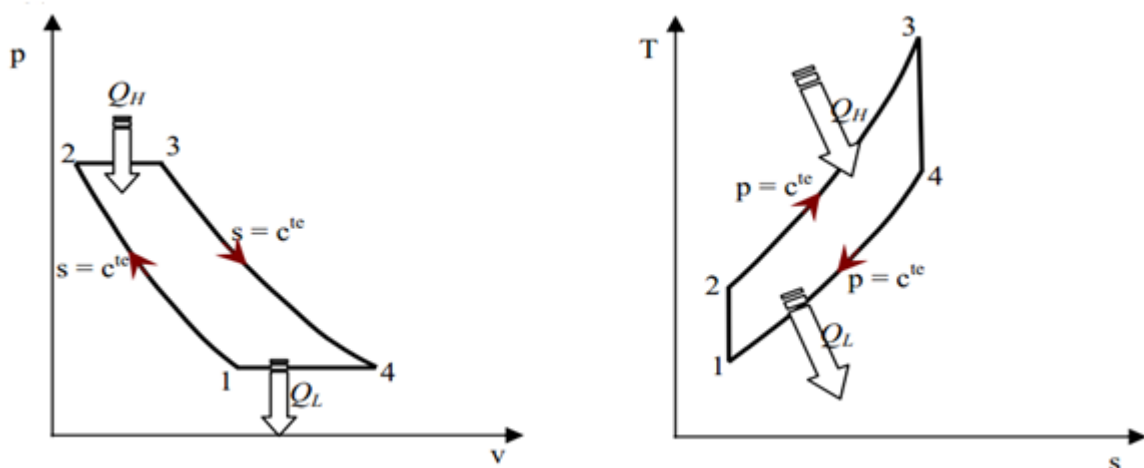
III.2 Etude théorique d'une turbine à gaz

III.2.1 Etude des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz

III.2.1.1 Cycle idéal de Brayton

le cycle idéal de travail d'une turbine à gaz est le cycle de Brayton. il se compose de:

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



FigIII.1:Diagramme de P-v et T-s de cycle idéal et non idéal de Brayton

la puissance développée dans la turbine, avec une variation relativement négligeable de l'énergie cinétique du gaz P_T est égale à la chute d'enthalpie, est exprimée par:

$$|P_T| = H_3 - H_4 = m(h_3 - h_4) \quad (\text{III. 1})$$

Dans le cas où la chaleur spécifique est en fonction de la température, cette équation peut être réécrite sous la forme:

$$|P_T| = m \int_{T_3}^{T_4} c_p(T) dT \quad (\text{III. 2})$$

Et le taux de détente à travers la turbine est donné par:

$$\tau_T = \frac{P_3}{P_4} \quad (\text{III. 3})$$

Ce qui est lié au rapport thermodynamique absolue à travers la turbine par:

$$\frac{P_3}{P_4} = \tau_T^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{III. 4})$$

où k est le rapport des chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant:

$$\begin{cases} k = \frac{c_p}{c_v} \\ c_p - c_v = R \end{cases} \quad (\text{III. 5})$$

la combinaison des équations (III.3) et (III.4) et en remplaçant dans (III.1):

$$|P_T| = mc_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (\text{III. 6})$$

les taux de compression à travers le compresseur est donné aussi par:

$$\tau_c = \frac{P_3}{P_4} \quad (\text{III. 7})$$

et

$$\frac{T_2}{T_1} = \tau_c^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{III. 8})$$

la puissance du compresseur serait également indiquée par:

$$P_c = m_a(h_2 - h_1) = m_a c_p T_2 \left(1 - \frac{1}{\tau_c^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (\text{III. 9})$$

supposons que $\tau_c = \tau_T = \tau$ c'est-à-dire aucune perte de pression dans le cycle, une condition commune dans le cas idéal, le travail net du cycle est donné par:

$$P_{Ut} = |P_T| - P_c = [mc_p(T_3 - T_2)] \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (\text{III. 10})$$

la première expression entre parenthèses du côté droit de l'équation (III.10) est évidemment la chaleur amenée par la combustion:

$$Q = mc_p(T_3 - T_2) \quad (\text{III. 11})$$

la deuxième expression doit alors être le rendement thermique du cycle qui est une fonction de τ et k :

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \quad (\text{III. 12})$$

Bien que les équations ci-dessus concernent les gaz dont la chaleur spécifique est constante, les tendances qu'elles prévoient s'appliquent à tous les gaz. Le rendement thermique du cycle est une fonction de τ et k est proportionnel avec τ indépendamment des températures T_1 et T_3 du cycle, le travail spécifique peut être déterminé en réécrivant l'équation (III.10) en termes de T_1 et T_3 , en utilisant l'équation (III.4):

$$w_{\text{Ut}} = c_p \left[T_1 \left(1 - \tau^{\frac{k-1}{k}} \right) + T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \quad (\text{III. 13})$$

L'examen des équations (III.8 et III.13) permet d'écrire ce qui suit:

Pour n'importe quel gaz, une augmentation de τ de sa valeur plus basse de 1.0 (où le travail est zéro) diminue un terme d'équation (III.13) et augmente l'autre. Le travail net passe ainsi par un maximum pour une valeur optimale de τ

Les taux de compression optimum peut être évalué pour le cycle idéal en différenciant le travail utile de l'équation (III.13) par rapport à τ et en égalisant la dérivée à zéro. Ceci donne une valeur de T_2 exprimée par:

$$T_2 = \sqrt{T_1 \cdot T_3} \quad (\text{III. 14a})$$

Et pour le même taux de compression et de détente, on aura alors:

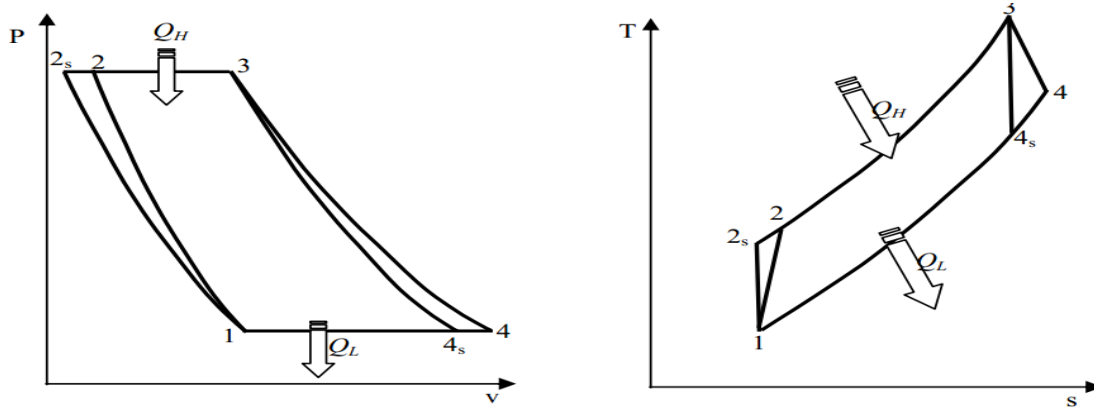
$$(T_2 = T_4)_{\text{opt}} = \sqrt{T_1 \cdot T_3} \quad (\text{III. 14b})$$

Et

$$\tau_{\text{opt}} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (\text{III. 14c})$$

III.2.1.2 Cycle non-idéal de Brayton

Le cycle de Brayton compte tenu du frottement du fluide est représenté sur les diagrammes p-v et T-s la figure(III.2) par 1-2-3-4. Les processus de compression et de détente en présence du frottement du fluide sont représentés par lignes 1-2 et 3-4. On constate une augmentation d'entropie par rapport aux processus idéaux correspondants.



FigIII.2 Diagramme de P-v et T-s de cycle idéal et non idéal de Brayton.

Les baisses de pression pendant l'addition de la chaleur (2-3) et le rejet de la chaleur (4-1) sont négligées dans cette analyse, on considère aussi que le taux de détente dans la turbine égal au taux de compression du compresseur comme précédemment.

Les processus de compression et de détente avec le frottement du fluide peuvent être assignés à des polytropiques, également caractérisées par des rendements adiabatiques ou isentropiques, comme suit

Rendement polytropique du compresseur

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{III. 15}$$

Si nous supposons que la chaleur spécifique est constante:

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \tag{III. 16}$$

Pour le rendement polytropique de la turbine nous avons:

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \tag{III. 17}$$

Et pour la chaleur spécifique constante, le rendement thermique sera:

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \tag{III. 18}$$

La puissance utile du cycle est exprimé par:

$$P_{Ut} = mc_p(T_3 - T_{4s})\eta_T - \frac{T_3 - T_4}{\eta_c} \quad (\text{III. 19})$$

cette équation peut être écrite en fonction des températures extrêmes du cycle (T_1 et T_3) et de rendements du compresseur et de la turbine

$$P_{Ut} = mc_p T_1 \left[\left(\eta_T \frac{T_3}{T_1} - \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_c} \right) \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \quad (\text{III. 20})$$

la deuxième quantité entre parenthèse peut être identifiée au rendement du cycle idéal correspondant c.-à-d. en ayant le même taux de compression et le même fluide. Comme dans le cas du cycle idéal, la puissance spécifique du cycle non idéal W_{Ut}/m atteint une valeur maximale à un certain taux de compression et il est une fonction directe de la chaleur spécifique du gaz utilisé.

La chaleur supplémentaire dans le cycle Q est donnée par:

$$Q_n = mc_p(T_3 - T_2) = mc_p \left[(T_3 - T_1) - \left(T_1 \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (\text{III. 21})$$

Le rendement du cycle non idéal peut être obtenu en divisant l'équation (III.20) par l'équation (III.21)

$$\eta_c = \frac{\left[\left(\eta_T \frac{T_3}{T_1} - \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_c} \right) \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right]}{\left[\left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) - \left(\frac{\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right) \right]} \quad (\text{III. 22})$$

Bien que le rendement du cycle idéal soit indépendant des températures du cycle, à moins qu'elle peuvent affecter k , est en augmentation asymptotique avec le τ , le rendement du cycle réel est une fonction des températures du cycle. Les deux taux de compression optimums, pour la puissance utile est pour le rendement, ne sont pas identiques, et ceci rend nécessaire un arrangement dans la conception.

Un autre effet du cycle non idéal est le frottement du fluide dans les échangeurs de chaleur, la tuyauterie, ect... Ces résultats entraînent une chute de pression entre 2 et 3 (figure (3.2)) et la pression en 4 est plus grande qu'en 1. En d'autres termes le taux de compression τ_c à travers le compresseur serait plus grand que le taux de détente à travers la turbine τ_T .

D'autres effets tels que les pertes mécaniques dues aux frottements de roulements et les auxiliaires, pertes de chaleur, formes des chambres de combustion et déviation d'air pour refroidir les aubes de turbine sont à signaler dans le cycle réel.

III CONCLUSIONS

- Les paramètres importants pour le choix du cycle de production combinée de chaleur et d'électricité sont :
 - Consommation spécifique (coût du kWh électrique autoproduit par comparaison avec production de chaleur par une source classique)
 - Rapport production d'électricité/production de chaleur
 - Rendement global (pouvant conditionner des coûts de rachat d'électricité)

Chapitre IV

*Méthodes d'amélioration du cycle
d'une turbine à gaz*

IV.1 Amélioration du cycle de Brayton

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. La turbine à gaz industrielle ne subit pas ces contraintes. En tenant compte de ces grands avantages, les chercheurs ont exploré un certain nombre de stratégies qui peuvent être appliquées afin d'obtenir des améliorations significatives des performances de ces machines. Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées sur les centrales de turbines à gaz tels que les cycles combinés, la régénération, le refroidissement intermédiaire dans le compresseur, le réchauffage du gaz après la première détente et l'injection de masse. Généralement, l'objectif principal de ces investigations est d'obtenir un rendement plus élevé. En règle générale, la puissance d'une turbine à gaz peut être relevée en augmentant la puissance de sortie de la turbine de détente ou en diminuant la puissance absorbée par le compresseur.

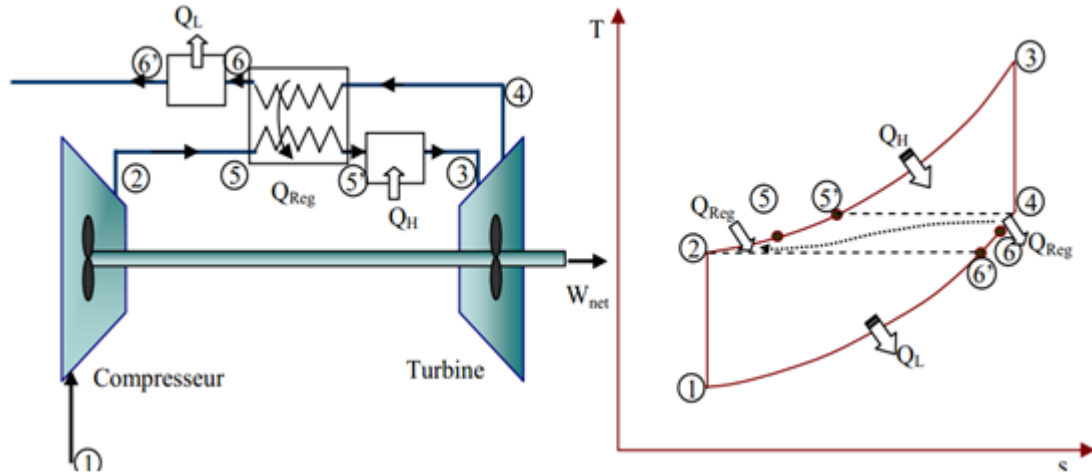
IV.1.1 Régénération (cycle de récupération)

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Brayton, T_4 est souvent plus haute que T_2 (figure (IV.1)). La régénération, donc, est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur appelé le régénérateur ou parfois, le récupérateur.

Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présentée dans la chambre de combustion.

Pour un régénérateur idéal, la température T_5 sera égale à T_4 et similaire pour T_2 qui sera égale à T_6 .

Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle (diminution de Q_L), on aura une augmentation du rendement thermique.



FigIV.1:cycle Brayton avec régénération

Le rendement thermique d'un cycle de Brayton avec régénération:

$$\eta_{th} = \frac{|w_T| - w_c}{q_{in}} \quad (IV. 1)$$

avec

$$\begin{cases} q_{in} = C_p(T_3 - T_5) \\ w_T = C_p(T_3 - T_4) \end{cases} \quad (IV. 2)$$

Pour un régénérateur idéal nous avons:

$$T_5 = T_4 \quad (IV. 3)$$

Nous obtenons:

$$q_{in} = w_{turb} \quad (IV. 4)$$

Par conséquent,

$$\eta_{Th,Gen} = 1 - \frac{w_c}{w_t} = 1 - \frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right)} \quad (IV. 5)$$

en utilisant des relations isentropique, nous avons:

$$\begin{cases} \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \tau^{\frac{k-1}{k}} \\ \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \tau^{\frac{k-1}{k}} \\ \frac{T_4}{T_3} = \tau^{\frac{k-1}{k}} \end{cases} \quad (IV. 6)$$

si nous remplaçons dans l'équation (VI.5)m

$$\eta_{Th,Gen} = 1 - \frac{T_1 \tau^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_3 (1 - \tau^{\frac{k-1}{k}})} \quad (IV.7)$$

et finalement

$$\eta_{Th,Gen} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \tau^{\frac{k-1}{k}} \quad (IV.8)$$

En comparant ce rendement à celui d'un cycle de Brayton équation (III.12):

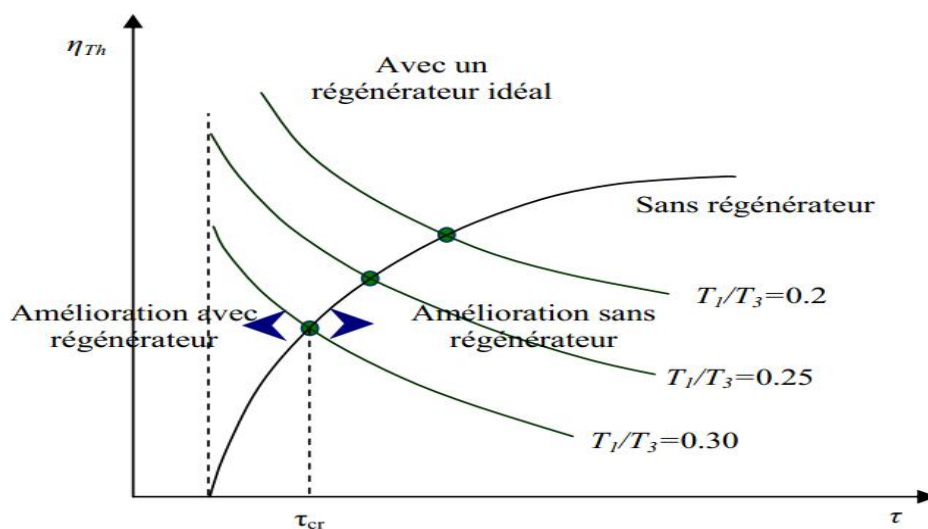
La différence entre l'expression du rendement du cycle de Brayton avec la régénération et le cycle simple est la présence du rapport des températures extrêmes du cycle (T_1/T_3).

Par conséquent, pour un cycle de Brayton avec régénération le rendement thermique dépend non seulement du taux de compression mais également du rapport de température.

Un point important à noter qui est contraire à un cycle simple de Brayton. le rendement thermique du cycle avec régénération diminue avec l'augmentation du taux de compression.

- Pour $\tau = \text{constant}$ $\eta_{Th} \uparrow$ avec $(T_1/T_3) \downarrow$
- Pour $(T_1/T_3) = \text{constant}$ $\eta_{Th} \downarrow$ avec $\tau \uparrow$

Par conséquent, toutes les combinaisons des taux de compressions et de température causent une augmentation du rendement thermique. La figure (IV.2) montre les limites d'utilisation de la régénération.



FigIV.2: Effet du taux de compression et du rapport de températures sur η_{Th}

L'efficacité d'un régénérateur est définie par:

$$\epsilon_R = 1 - \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (IV. 9)$$

Le choix est justifié à moins que l'épargne des coûts de carburant excède les étendues additionnelles impliquées.

L'efficacité de la plupart des régénérateurs utilisés dans la pratique est d'environ 85%.

IV.1.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur

La compression avec refroidissement intermédiaire, (Figure IV.3) est un autre moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression comme on peut le voir sur le diagramme (p,v) et le rendement du cycle augmente.

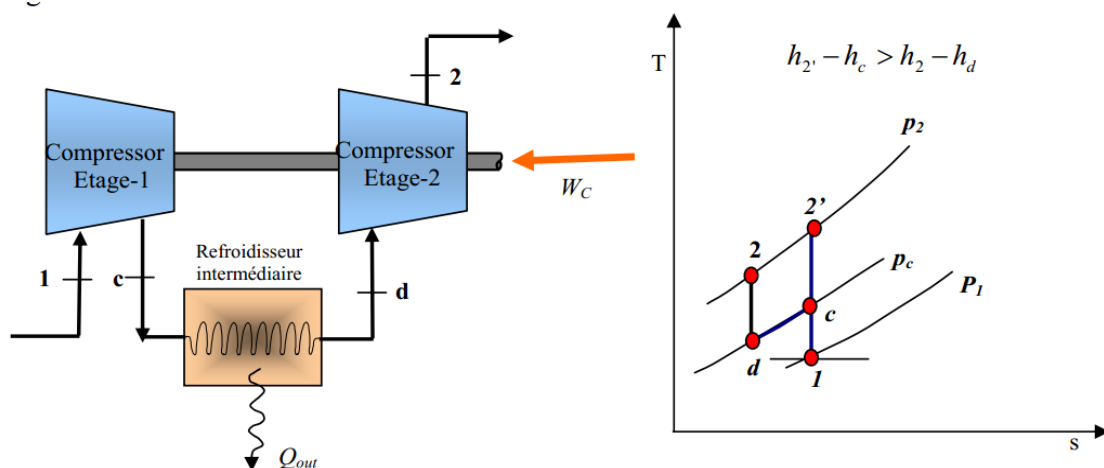


Fig IV.3: Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur

Rappelons que, $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$, ainsi les isobares du diagramme T-s ci-dessous divergent:

La puissance absorbée par le compresseur sans refroidissement intermédiaire est:

$$\dot{W}_{C_Base} = [(h_{2'} - h_c) + (h_c - h_1)]\dot{m} \quad (IV. 10)$$

La puissance totale absorbée par le compresseur avec refroidissement intermédiaire est :

$$\dot{W}_{C\ avec /interc} = \dot{W}_{c,1} + \dot{W}_{c,2} = [(h_{2'} - h_c) + (h_c - h_1)]\dot{m} \quad (IV. 11)$$

Puisque $h_{2'} - h_c > h_2 - h_d$

On a donc

$$\dot{W}_{C\ avec /interc} < \dot{W}_{C_Base} \quad (IV. 12)$$

et puisque le travail de la turbine de détente ($h_3 - h_4$) est inchangé, on a donc:

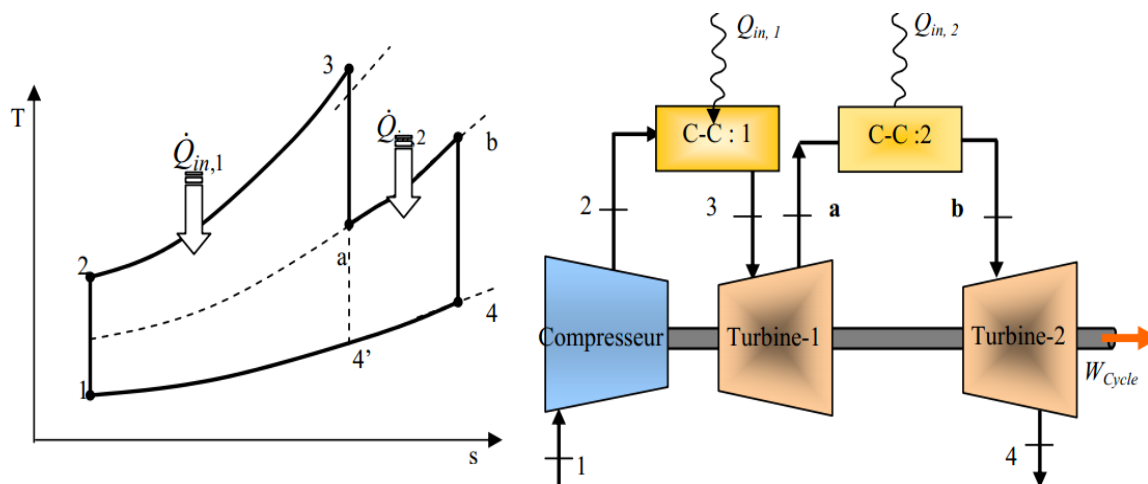
$$\dot{W}_{C \text{ avec /interc}} > \dot{W}_{C_Base} \quad (\text{IV. 13})$$

Une compression avec le refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de turbine.

IV.1.3 Réchauffage inter-turbines de détente

Une chambre de combustion de réchauffage est un composant qui peut être ajouté à un cycle de turbine à gaz pour améliorer ses performances. Dans cette méthode le processus de détente dans la turbine est divisé en deux processus et une chambre de combustion additionnelle est placée entre les turbines à haute pression et à basse pression comme il est indiqué à la figure (IV.4). Le gaz d'échappement de la turbine à haute pression (HPT), qui contient suffisamment d'oxygène, décrit une chambre de combustion de réchauffage et la température des gaz peut être augmentée en raison de la combustion supplémentaire.

Les recherches antérieures sur le réchauffage des cycles idéaux montrent que celui-ci augmente le travail spécifique net mais diminue le rendement thermodynamique comparé à un cycle simple. En outre, ces investigations prouvent que le travail spécifique utile maximum dans les cycles de réchauffe est obtenu si les taux de détente pour les turbines à haute et à basse pression sont supposés égaux. Dans le cas contraire le rendement n'est pas maximum et le taux de compression le plus bas pour le turbine à haute pression augmente le rendement, mais ceci mène à une réduction de travail à la sortie.



FigIV.4: Cycle de Brayton avec réchauffage de la turbine

Pour cela la turbine de détente est coupée en deux, et une deuxième chambre de combustion est disposée où de la chaleur additionnelle peut être ajoutée.

Rappelons que: $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4'}$ ainsi les isobares sur le diagramme T-s sont divergentes comme la figure(4.4).

On a:

$$h_b - h_4 > h_a - h_{4'} \quad (IV.14)$$

Le travail utile da la turbine sans le réchauffage est:

$$\dot{W}_{C_Base} = [(h_3 - h_a) + (h_a - h_{4'})]\dot{m} \quad (IV.15)$$

Le travail utile da la turbine avec le réchauffage est:

$$\dot{W}_{turbine} = \dot{W}_{T,1} + \dot{W}_{T,2} = [(h_3 - h_a) + (h_a - h_{4'})]\dot{m} \quad (IV.16)$$

A partir de l'équation (IV.14), on a donc:

$$\dot{W}_{cycle\ avec\ rechauffe} < \dot{W}_{cycle_Base} \quad (IV.17)$$

et puisque le travail du compresseur ($h_2 - h_1$) est inchangé par le réchauffage, on a donc:

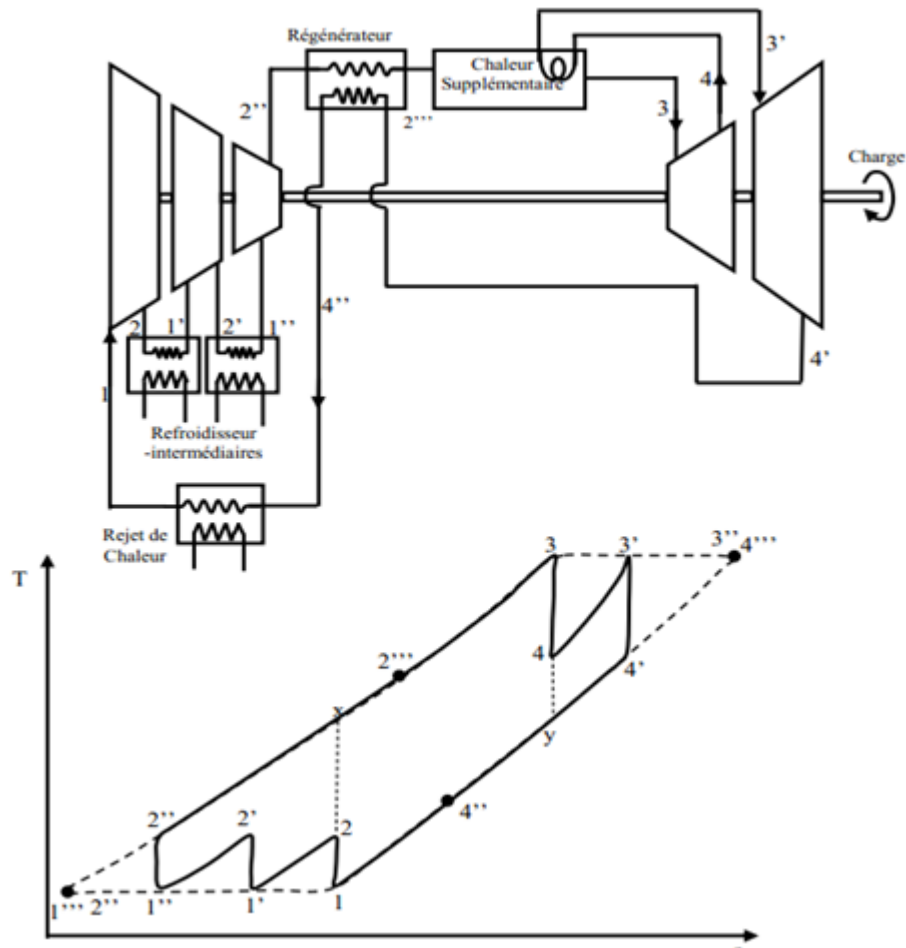
$$\dot{W}_{cycle\ avec\ rechauffe} > \dot{W}_{C_Base} \quad (IV.18)$$

E rendement d'un cycle de réchauffage n'est pas nécessairement plus haut quand la chaleur additionnelle $\dot{Q}_{in,2}$ est ajoutée entre les états a et b. L'étude comparative est portée au tableau (IV.1)

Avantages	Inconvénients
Est appliquée à des turbines à gaz de basse températures d'admission de turbine, par exemple 1000 °C	Faibles amélioration relative à la méthode de STIG
Dans les cycles réels de réchauffage, pour n'importe quelle température donnée d'admission, de taux de compression et de détente, le travail net spécifique maximum est réalisé les taux de détente pour le HPT et le LPT sont presque identiques.	Faible réductions de production de NOx.
Combinaisons du réchauffage et de la régénération donne une augmentation significative du rendement thermique du cycle.	

Tableau IV.1:Avantages et inconvénients de réchauffage de la turbine

Un cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire , réchauffage et régénération combiné est monté sur la figure (IV.5)



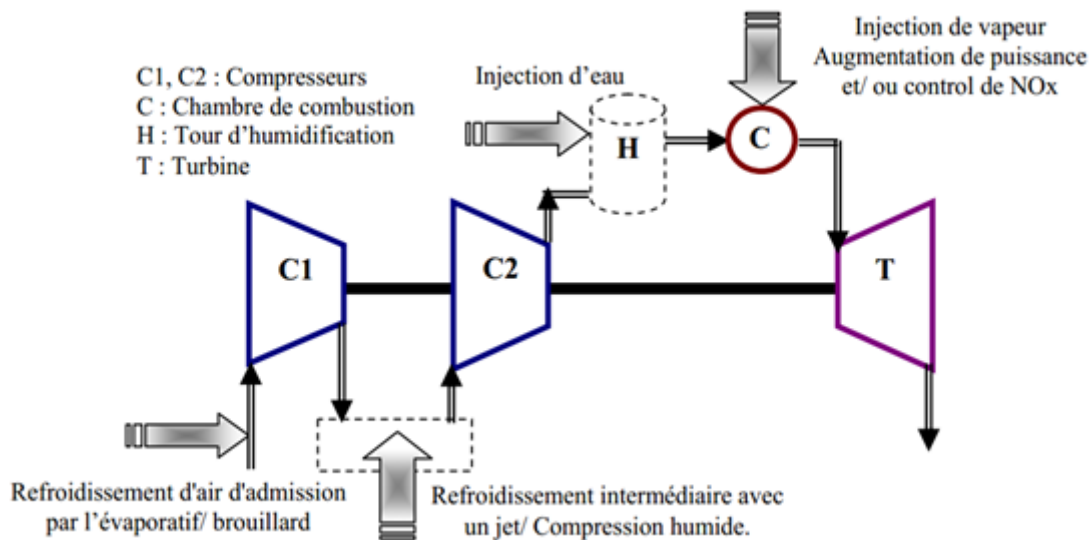
FigIV.5:Diagramme d'écoulement et T-s pour un cycle idéal fermé de Brayton avec refroidissement de deux étages: une surcharge et l'autre de régénération.

Les équations générales pour le travail et le quantité de chaleur spécifique pour un cycle combiné dans le cas où la chaleur spécifique est constante sont données:

$$\frac{\dot{W}_n}{\dot{m}c_p} T_3 \eta_T (\eta_T + 1) \left(1 - \frac{1}{\tau_T^{\frac{k-1}{k}}} \right) - T_1 \frac{(\eta_c + 1)}{\eta_c} \left(\tau_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (IV. 19)$$

IV.1.4 Injection de masse de fluide dans le circuit de turbine à gaz

Beaucoup de processus à turbine à gaz utilisent l'injection de l'eau ou de vapeur d'eau pour améliorer les performances. Par exemple, de l'eau ou de vapeur est ajoutée au fluide de fonctionnement (air) pour augmenter le rendement et la puissance de sortie et pour diminuer la formation de NOx (oxyde d'azote) dans le processus de combustion. Les points du compresseur, à l'amont du compresseur à la sortie du compresseur ou à l'amont de la combustion et représentés sur la figure(IV.6)



FigIV.6: Différentes configuration d'injection d'eau ou de vapeur dans un cycle simple d'une turbine à gaz

L'effet positif de l'injection de vapeur ou d'eau sur les performances d'une turbine à gaz est bien connu. L'injection de l'eau a été employée pour l'augmentation de puissance dans des moteurs d'avion depuis les années 50, et dans des turbines à gaz industrielles depuis les années 60. L'injection augmente le débit massique et la chaleur spécifique du fluide de fonctionnement qui donne une puissance additionnelle au cycle. Cette méthode consiste aussi en une diminution de la formation de NOx dans la chambre de combustion et un refroidissement plus efficace des aubes de la turbine.

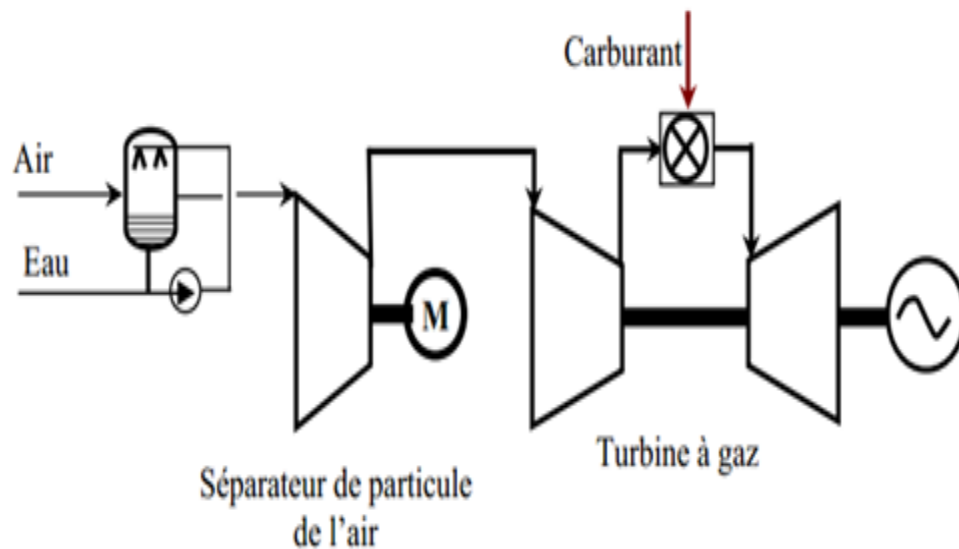
L'injection de vapeur est plus efficace que l'injection d'eau, puisque la vapeur produite dans le HRSG est introduite dans la turbine de ce fait améliorant le rétablissement de la chaleur. Un tel cycle est souvent nommé cycle de STIG (turbine à gaz d'injection de vapeur).

La vapeur à haute pression peut être injectée dans la chambre de combustion, comme la vapeur à une pression intermédiaire et à basse pression est souvent injectée dans le premier

étages de turbine à gaz, suivant les indications de la figure (IV.7). Il y a plusieurs turbines à gaz particulièrement conçues avec l'injection de vapeur, telle que General Electric LM2500 et les séries de LM5000 STIG, l'Allison 50-K ou Ruston TB5000. Le cycle de STIG est économique et performant est valable dans la gamme de puissance au dessous de 150 MW comparé à d'autres cycles combinés.

IV.1.4.1 Cycle avec injection d'eau à l'amont du compresseur

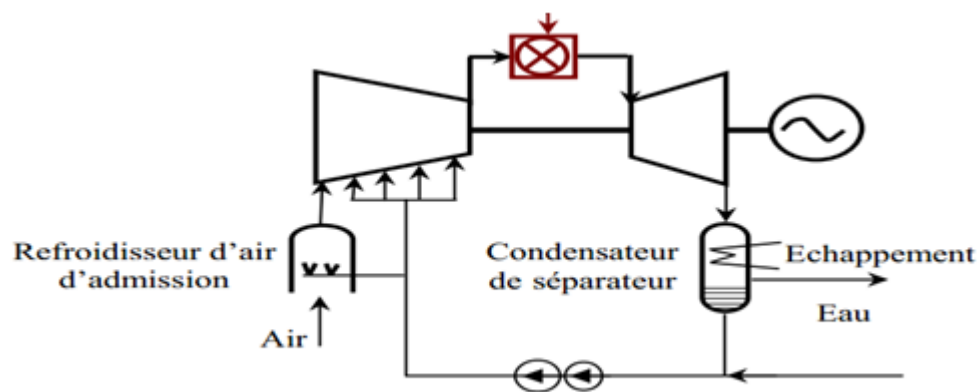
L'injection de l'eau pour le refroidissement d'air d'admission du compresseur est une méthode établie pour l'augmentation de puissance lors des journées chaudes. Quand la température ambiante est haute, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite en raison de la diminution du débit massique d'air fourni par le compresseur Figure (IV.7)



FigIV.7: Suralimentation d'une turbine à gaz avec un filtre de particule et un refroidissement d'évaporation

IV.1.4.2 Cycle avec injection d'eau dans le compresseur

Dans les systèmes de survalorisation, plus d'eau que celle qui est nécessaire pour la saturation est injectée et les gouttelettes de l'eau entrent dans le compresseur où elles s'évaporent pour un effet d'un refroidissement intermédiaire Figure (IV.8) . L'eau injectée peut être froide ou chaude . L'eau peut également être ajoutée sans interruption à l'intérieur du compresseur pour refroidir l'air. Pour les turbines à gaz multi-arbres, il est possible d'injecter de l'eau entre les compresseurs pour réaliser un refroidissement intermédiaire.



FigIV.8:Turbine à gaz avec injection d'eau dans le compresseur

IV CONCLUSIONS

Les turbines à gaz ont prises dernière années un système de développement accéléré, plus particulièrement dans le domaine de l'industrie des hydrocarbures. Les machines utilisées comme

groupe de force, dans cette industrie, sont confrontés à des conditions climatiques rudes du sud

Algérien ou la température de l'air ambiant est variable et avoisine souvent 50 °C en été, ce qui

fait chuter la puissance utile de plus de 20 % ce qui est considérable. De ce fait rendre les turbines

CONCLUSIONS GENERALES

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde pour la régénération de l'électricité, dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures pour l'entraînement des pompes et compresseur à fluide, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation. Durant ces dernières années, beaucoup de recherches ont été effectuées dans ce domaine dont les cycles avancés de turbine à gaz tels que le cycle de turbine à gaz injecté par vapeur , la turbine à air humide, le cycle d'échangeur de chaleur ect. L'objectif principale de ces investigations a été d'augmenter le rendement thermique de la turbine à gaz.

A cette effet, plusieurs technique ont vu le jour, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse, appliquées dans un cycle de turbine à gaz qui cause l'augmentation de la charge massique à l'admission, permettent une certaine amélioration de la puissance utile de l'installation de la turbine à gaz.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] MANSOURI .M;MERABET.F:” Analyse thermodynamique des performances d’une turbine à gaz“. Mémoire de fin d’étude License académique, université d'El oued (2009)
- [2] Bouam .A:” Amélioration des performances des turbine à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion“.These de doctorat université M'hamed Bouguara Boumerdes (2009)
- [3] Bouam .A:” Calcul énergétique de l'installation hybridethermique pour la production d'électricité “. Mémoire de fin d’étude Master, université de Biskra (2013)
- [4] Documentation SONELGAZ IFEG Ecole technique de BLIDA
Wikipedia :
- [5] http://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_%C3%A0_gaz

Résumé

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde pour la régénération de l'électricité, dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures pour l'entraînement des pompes et compresseur à fluide, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables. Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple de telle sorte que ses performances peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation tels que le cycle de turbine à gaz injecté par vapeur , la turbine à air humide, le cycle d'échangeur de chaleur ect. L'objectif principal de ces investigations a été d'augmenter le rendement thermique de la turbine à gaz.

Ce travail consiste à faire une étude générale sur la turbine à gaz et les différentes méthodes et technique utilisés pour faire face aux limitations et qui sert à augmenter le rendement de la turbine à gaz par l'amélioration des cycles thermodynamique.

ملخص

تستخدم توربينات الغاز في جميع أنحاء العالم لتجديد الكهرباء في محطات توليد الطاقة الحرارية وصناعة النفط والغاز لتدوير المضخات والضواغط ، في مواقع جغرافية مختلفة مع ظروف مناخية متغيرة. دورة توربينات الغاز هي حلقة مرنة بحيث يمكن تحسين أدائها عن طريق إضافة مكونات إضافية للتركيبية مثل دورة التوربين الغازي عن طريق حقن البخار والهواء الرطب إلى التوربينات، ودورة مبادل حراري إلخ. الهدف الرئيسي من هذه التحقيقات هو زيادة الكفاءة الحرارية لتوربينات الغاز.

هذا العمل يحوي دراسة عامة لتوربينات الغاز والأساليب والتقنيات المختلفة المستخدمة للتعامل مع القيود والذي يعمل على زيادة كفاءة التوربينات الغازية من خلال تحسين الدورات الحرارية.