

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

ETUDE PARAMETRIQUE DE TURBINE A GAZ AVEC SIMULATION MATLAB

Présenté par :

- Rezzougui Habib
- Chellal Omar

Soutenu le : 24/06/2020 devant le Jury :

M. KAID Nouredine	MCB	Centre Universitaire Naâma	Président
M.NAIMA Khatir	MCA	Centre Universitaire Naâma	Encadreur
M. MEDJAHED Driss	MCB	Centre Universitaire Naâma	Examineur

Naama – Algérie - 2020

Dédicace

je dédie ce mémoire :

*A mes chers parents ma mère et mon père
pour leur patience,leur amour,leur soutien et leurs
encouragements.*

Ames frères.

Ames amies et mes camarades.

*Sans oublier tout les professeurs que ce soit du
primaire, du moyen, du secondaire ou de
l'enseignement supérieur.*

Remerciement

*Nous tenons d'abord à remercier Respectueusement notre
encadreur:MR.Naima khatir et notre jury
pour les conseils et l'orientation, et pour La documentation
qu'ils ont mis a notre disposition.*

*Nous remercions l'ensemble des professeurs de Génie mécanique
qui ont contribué à assurer notre Formation en Master.*

*Nous remercions sincèrement le personnel de l'université, de la plus haute
autorité au plus basse de tous les efforts qu'il a
déployés pour assurer le bon fonctionnement des affaires de l'université.
Nos remerciements vont à nos parents pour tous les efforts qu'ils ont faits
depuis notre naissance à ce jour et à tous ceux qui ont contribué de près ou
de loin.*

*Nos remerciements également à tous ceux qui Ont contribué à
l'élaboration et la réalisation de Ce travail.*

Résumé

Ce travail présente une étude thermodynamique d'une turbine à gaz MS5002C avec compresseur centrifuge K301, qui est devenue largement utilisée dans divers domaines, notamment dans les domaines de l'industrie et hydrocarbure. nous avons étendu notre étude à deux autres configurations Basé sur le premier et le deuxième principe de la thermodynamique,

les effets de la température ambiante, de la température de combustion, et du taux de compression sur les performances de ces systèmes ont été pris en compte. La confrontation des résultats de simulation aux données réelles de compresseur K301 montre que notre modèle est bien adapté pour la modélisation et la simulation.

Abstract

This work presents a thermodynamic study of an MS5002C gas turbine with K301 centrifugal compressor, which has become widely used in various fields, notably in the fields of industry and hydrocarbons.

we have extended our study to two other configurations Based on the first and second principles of thermodynamics,

the effects of ambient temperature, combustion temperature, and compression ratio on the performance of these systems have been taken into account.

The comparison of the simulation results with the actual K301 compressor data shows that our model is well suited for modeling and simulation.

Table des matières:

1 Généralités de turbine à gaz	5
1.1 Historique de la turbine à gaz:	5
1.2 Définition de la turbine à gaz:	6
1.3 Présentation:	8
1.4 Composants d'une turbine à gaz:	9
1.4.1 Entrée d'air :	10
1.4.2 Compresseur :	10
1.4.3 Chambre de combustion :	11
1.4.4 Turbine de détente :	13
1.4.5 Echappement de la turbine à gaz :	13
1.5 Puissances et rendements:	13
1.6 Classification des turbines à gaz:	14
1.6.1 D'après le mode de construction:	14
1.6.1.1 Turbine mono-arbre :	14
1.6.1.2 Turbine bi-arbre:	15
1.6.2 D'après le mode de travail:	16
1.6.2.1 Turbine à action:	16
1.6.2.2 Turbine à réaction:	16
1.6.3 D'après le mode de fonctionnement thermodynamique:	16
1.6.3.1 Turbine à cycle simple:	17
1.6.3.2 Turbine à cycle avec régénération:	17
1.6.4 cycles thermodynamiques :	17
1.7 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz:	18
1.8 Applications de la turbine à gaz :	18
1.8.1 Réalisation pratique:	18
1.8.2 Limites techniques et avantages:	19
1.9 Les éléments principaux de turbine à gaz:	20
1.9.1 Compresseur:	20
1.9.2 La chambre de combustion:	21
1.9.2.1 La turbine:	21
1.10 Domaine d'utilisation de la turbine à gaz:	22
1.10.1 Utilisation des turbine à gaz pour la propulsion:	22
1.10.2 Production combinée chaleur -force (cogénération):	23
1.10.3 Production d'électricité:	23
1.10.4 Pompage et compression:	23
1.11 Conclusion:	24
2 Description de la Turbine à Gaz MS5002C	25
2.1 Introduction:	25
2.2 Classification des turbines à gaz:	25
2.3 Principe de Fonctionnement de la Turbine à Gaz MS5002C:	26
2.4 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C:	26
2.5 Socle des auxiliaires:	27
2.6 Le compartiment des auxiliaires:	27
2.6.1 Tableau des manomètres:	27

2.6.2	Moteur de lancement:	27
2.6.3	Convertisseur de couple:	27
2.6.4	Embrayage de lancement:	28
2.6.5	Réducteur:	28
2.6.6	Accouplement:	29
2.6.7	Vireur hydraulique:	29
2.7	Différents éléments de la turbine:	29
2.7.1	L'aspiration:	30
2.7.2	Le compresseur:	31
2.7.2.1	Rotor du compresseur:	31
2.7.2.2	Stator du compresseur:	32
2.7.3	Section combustion:	34
2.7.3.1	Enveloppe de combustion:	34
2.7.3.2	Chambres de combustion:	35
2.7.3.3	Pièces de transition:	36
2.7.3.4	Brûleurs, bougies et détecteurs:	36
2.7.4	Section Turbine:	37
2.7.4.1	Corps de turbine:	37
2.7.4.2	tuyère 1ère étage:	37
2.7.4.3	tuyères 2ème étage:	38
2.7.4.4	Roues de turbine:	38
2.7.5	Paliers:	40
2.7.6	section Echappement:	40
2.7.6.1	Plenum d'échappement:	40
2.7.6.2	Caisson d'échappement:	40
2.8	Les systèmes principaux de la turbine:	41
2.8.1	système d'huile de lubrification:	41
2.8.1.1	Description du fonctionnement:	41
2.8.1.2	Réservoir de l'huile de lubrification et tuyauterie:	42
2.8.1.3	Pompes d'huile de lubrification:	42
2.8.1.4	Pompe principal d'huile de lubrification (entraîne par le réducteur auxiliaire de vitesse):	43
2.8.1.5	Pompe auxiliaire d'huile de lubrification (entraîne par le moteur de courant alternatif):	43
2.8.1.6	Pompe d'urgence d'huile de lubrification (entraîne par moteur à C, C):	43
2.8.2	Système de démarrage:	44
2.8.2.1	Description fonctionnelle:	44
2.8.2.2	Ensemble convertisseur de couple:	45
2.8.3	Système de l'air de refroidissement et d'étanchée:	45
2.8.4	Système de sécurité d'une Turbine à Gaz:	46
2.8.5	Système du gaz combustible:	46
2.8.6	Système de protection contre l'incendie:	47
2.9	Cycle Théorique de l'installation:	48
2.10	Cycle réel de réinstallation:	49
2.11	Conclusion:	50
3	Généralités sur les compresseurs	51
3.1	Introduction:	51
3.2	Type des compresseurs et classification:	51
3.2.1	Les compresseurs volumétriques:	52
3.2.1.1	Les compresseurs alternatifs:	52

3.2.1.2	Les compresseurs rotatifs:	53
3.2.2	Les compresseurs dynamiques:	53
3.2.2.1	Les compresseurs axiaux:	54
3.2.2.2	Les compresseurs centrifuges:	54
3.3	Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuges:	55
3.3.1	Description générale:	55
3.3.2	Principe de fonctionnement:	55
3.4	Type des compresseurs centrifuges:	58
3.4.1	Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal:	58
3.4.2	Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical:	58
3.5	Circuit de lubrification et d'étanchéité:	59
3.6	Evolution des pressions dans un étage de compression:	60
3.7	L'influence de l'inclinaison des aubages:	61
3.7.1	Les roues à aubes radiales:	61
3.7.2	Les roues à aubes couchées en avant:	61
3.8	Les roues à aubes couchées en arrière:	61
3.9	Plages utiles de fonctionnement d'un compresseur centrifuge:	62
3.9.1	Limitation vers les bas débits - ligne de pompage:	62
3.9.2	Limitation vers les hauts débits, gavage:	62
3.9.3	Limitation par la vitesse:	62
3.10	Courbe de performance d'un compresseur centrifuge:	63
3.10.1	Introduction:	63
3.10.2	Limites d'utilisation importantes:	63
3.10.3	Utilisation de la courbe:	63
3.11	Le phénomène de pompage:	65
3.12	Régulation anti-pompage:	65
3.13	Poussé axiale:	65
3.14	Piston d'équilibrage (tambour d'équilibrage):	66
4	Description du compresseur K-301	68
4.1	Description du compresseur K-301:	68
4.2	Définition du compresseur K-301:	68
4.2.1	Explication du numéro du modèle:	68
4.2.2	Principe de l'opération:	69
4.3	Constitution du compresseur K-301:	69
4.3.1	Ensemble du rotor:	69
4.3.1.1	L'arbre:	70
4.3.1.2	Les roues:	70
4.3.1.3	Disque de butée:	70
4.3.2	Les paliers de butée:	71
4.3.3	Les paliers lisses:	72
4.3.4	La canalisation interne:	72
4.3.4.1	Diaphragme d'aspiration:	72
4.3.4.2	Diaphragmes intermédiaires:	72
4.3.4.3	Diaphragme de refoulement:	73
4.3.5	Ensemble du corps/couvercle:	73
4.3.6	L'étanchéité:	74
4.3.6.1	Garnitures à labyrinthe:	74
4.3.6.2	Les joints à labyrinthes inter-étages:	75

4.3.6.3	Garnitures d'étanchéités à film d'huile:	75
4.3.6.4	Garnitures mécaniques:	76
4.3.6.5	Circuit de l'huile de graissage:	77
4.3.7	Autres éléments:	79
4.3.7.1	Détecteurs de mouvement axial:	79
4.3.7.2	Détecteurs de vibrations:	79
4.4	Machine d'entraînement (moteur électrique):	80
4.4.1	Caractéristiques du moteur électrique:	80
4.5	Multiplicateur:	81
5	Partie calcul:	82
5.1	Calcul thermodynamique du compresseur K-301	83
5.1.1	Travail de compression des gaz:	83
5.1.1.1	Les données de départ 1ere section:	84
5.1.1.2	Caractéristique du gaz :	84
5.1.1.3	Resultat obtenu par simulation matlab:	85
5.1.1.4	Interprétation des résultats :	86
5.1.2	Détermination des grandeurs nécessaires au calcul:	87
5.1.2.1	Détermination de constante spécifique du gaz (r):	87
5.1.2.2	Calcul des différents travaux de compresseur: . .	88
5.1.2.3	Calcul des rendements:	89
5.1.2.4	Calcul des puissances:	89
5.2	conclusion Générale:	91

1 Généralités de turbine à gaz

Introduction:

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique et elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des appareils fixes (Générateur d'électricité ; Compresseurs ; Pompes) et appareils mobiles (Propulsion maritime ; Aviation).[1]

1.1 Historique de la turbine à gaz:

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes:

- période (1791-1911): celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement.

Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif. Pour les turbo-réacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

- période (1872-1906): celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX e siècle et peut être considérée comme achevée en 1906. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud

et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3; Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale.

Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939(moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Arriel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV.

- période (à partir 1939): la période industrielle, commence en 1939.C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire.

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.[2]

1.2 Définition de la turbine à gaz:

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

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

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

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

Parmi les utilisations non aéronautiques, très diversifiées on peut citer :

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

L'ensemble de la turbine à gaz est constitué par trois composantes essentielles :

- Le compresseur à écoulement axial.
- La chambre de combustion.
- La Turbine

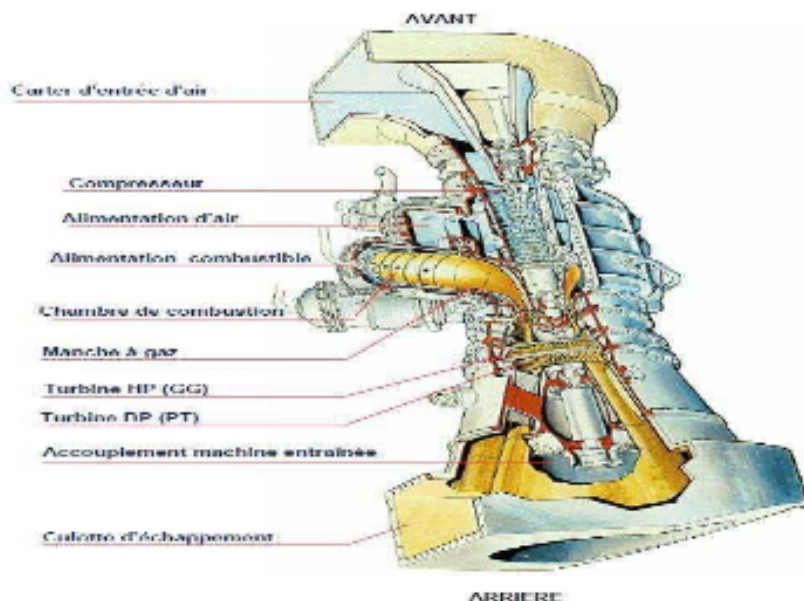


Figure 1.1: vue de la turbine a gaz

1.3 Présentation:

Les turbines à gaz sont construites dans une gamme très large de puissance de 25 kW à 250 MW. Les informations ci –après concernent surtout les machines de 1 à 40mW les plus utilisées encogénération. A poste fixe, les combustibles utilisés sont, pour les turbines courantes, du gaz (naturel, GPL ou biologique) ou du fuel domestique. Les TAG peuvent aussi bruler du fuel lourd, mais celui-ci doit subir des trainements très complexes (enlèvement du sodium et des particules solides, inhibition du vanadium, etc.).De plus, les gaz d'échappement doivent aussi être traités pour répondre aux normes environnementales. L'exploitation et la maintenance sont donc beaucoup plus couteuses, la durée de vie réduite.

Le combustible doit être injecté dans les chambres de combustion à des pressions élevées (12 à 45 bar). Cela est aisé pour les fiouls. Par contre, le gaz naturel est délivré par des réseaux, soit de transport entre 40 et 75 bar, soit, le plus souvent, de distribution entre 4 et 16 bar. Quand la pression du réseau n'est pas suffisante, il faut ajouter des suppresseurs de gaz. Ces appareils sont couteux et consomment de la force motrice. Pour la petite installation, ilsdiminuent l'intérêt économique de la filière.

La combustion dans une TAG s'effectue avec des excès d'air très importants (350 à 500

Il en résulte que, pour un modèle donné, la puissance va varier sen-

siblement avec la température d'entrée d'air et avec l'altitude. Le compresseur, pour une même vitesse, donnant un débit massique plus important, la puissance sera plus forte en hiver, ce qui est un avantage pour l'utilisation en génie climatique. Une autre conséquence est la décroissance très rapide du rendement avec la charge.[3]

La puissance fournie par une TAG dépend des caractéristiques de l'air aspiré : température, humidité et pression. Elle va donc varier suivant la saison et l'altitude du lieu d'implantation. De même, la puissance est fonction des pertes de charge amont sur l'air aspiré (gaine, filtre et silencieux) et aval sur les gaz d'échappement (silencieux, batterie ou chaudière de récupération, gaine, cheminée, etc.). Les constructeurs fournissent des courbes précises donnant les caractéristiques de fonctionnement en fonction de ces différentes valeurs. Quasi ment, tout l'énergie thermique du combustible non transformée en énergie mécanique se retrouve sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Ceux-ci sont donc très chauds (entre 450 et 550 °C) et servent, comme on le voit dans les différents schémas illustrant ce paragraphe, à réchauffer des fluides caloporteurs ou utilisés pour la production de la vapeur.

Les gaz d'échappement sont normalement dirigés soit sur une batterie, soit sur une chaudière. Une vanne de dérivation dite d'aiguillage permet d'envoyer tout ou une partie des gaz d'échappement directement à l'atmosphère. Elle sert aux démarrages et pour la marche en secours, ainsi que pour les périodes où toute la chaleur récupérable des gaz d'échappement ne peut être utilisée. Un soin particulier doit être apporté à l'étanchéité de cette canne pour éviter une perte continue de gaz chauds à l'atmosphère.[1]

1.4 Composants d'une turbine à gaz:

Une turbine à gaz (TG) est constituée par : une entrée conditionnant l'air (filtration et éventuellement refroidissement), un compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente, l'échappement vers une cheminée. Pour la production d'électricité, une majorité de turbines à gaz sont construites autour d'un seul arbre sur lequel sont disposés le compresseur, la turbine de détente, l'alternateur et éventuellement certaines pompes ou un réducteur pour les machines de puissance inférieure à 100 MW [1-3, 6-9].

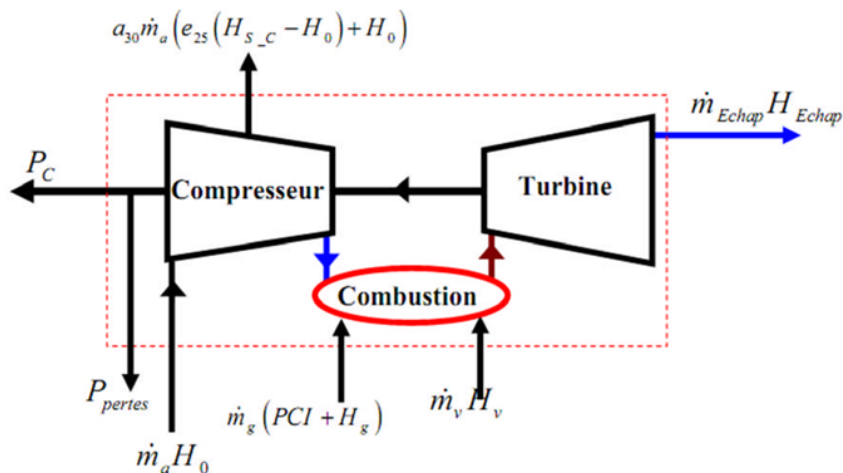


Figure 1.2: Différents composants d'une turbine à gaz.

1.4.1 Entrée d'air :

comporte un système de filtration générant une perte de charge qui varie de 0,3 % à 1,3 % (usuellement exprimée en mm de colonne d'eau : de 30 à 130 mm CE) en fonction de son encrassement ; il est modélisé par un coefficient de perte de charge, qui peut être calé sur une perte de charge de 0,6 % à pleine puissance. L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérants à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques.

1.4.2 Compresseur :

utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, puissance qui s'exprime suivant l'équation (01) en tenant compte les prélèvements d'air aux étages intermédiaires pour refroidir les parties chaudes :

$$P_c = (m_a - \sum m_{ref})H(s - c) + \sum m_{ref}H_{ref} - m_aH(E - c) \quad (1.1)$$

L'enthalpie H peut être estimée en gaz parfait à partir de la température, donc l'estimation de la puissance du compresseur nécessite la mesure des températures de l'air à son entrée et à sa sortie. Les débits d'air sont mesurés à l'aide de diaphragme ou de venturi-tuyère équipés en pressions statiques et totales.

1.4.3 Chambre de combustion :

se traduit par une perte de charge de l'ordre de 6% et par un échauffement de l'air lié à la combustion du gaz avec un rendement proche de 100%. Dans la chambre de combustion peut être injectée de l'eau ou de la vapeur pour soit réduire les émissions d'oxydes d'azote, soit augmenter la puissance produite ; cette possibilité est introduite sous la forme d'un débit d'eau m_{eau} à une enthalpie H_{eau} . L'enthalpie sortie chambre de combustion s'exprime par :

$$P_c = ((1 - a_{30})m_a - \sum_r ef + m_e + m_g)H_{fl} = m_g PCI + ((1 - a_{30})m_a - \sum_r m_{ref})H_{sc} + m_g H_g + m_e H_e \quad (1.2)$$

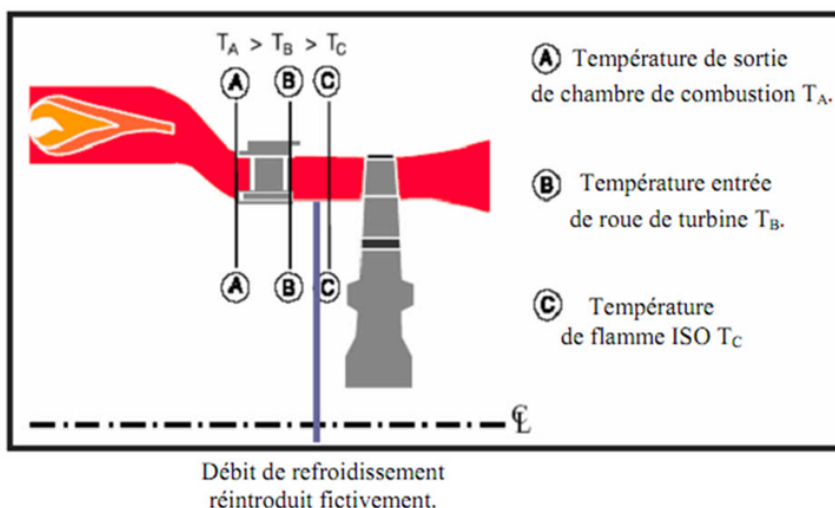


Figure 1.3: Définitions des températures de flamme:

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion n'est pas mesurable car trop hétérogène et élevée et n'est accessible par cette formule que si le PCI du combustible est mesuré. Comme sa connaissance conditionne la durée de vie des parties chaudes et la limiter sachant que T3 températures de flamme ou -entrée turbine- sont définies :

- la température entrée turbine ISO (telle que définie par la norme ISO 2314) qui suppose que tout le débit d'air entrée turbine à gaz passe dans la chambre de combustion, qu'il n'y a pas de prélèvement d'air sur le compresseur et que l'entrée d'air et son échappement s'effectuent sans perte de charge. C'est la valeur la plus basse ;
- la température entrée roue de turbine qui est calculée en considérant que l'air sortie chambre de combustion est parfaitement mélangé avec l'air de refroidissement de la directrice d'entrée. C'est une valeur intermédiaire d'environ 80 °C plus élevée que la précédente, ce qui signifie que le débit d'air de refroidissement des aubes et cavités en aval est de l'ordre de 8 % du débit total ;
- la température sortie de chambre combustion qui est calculée avec le débit d'air qui traverse les tubes à flamme, soit environ 80 % du débit d'air entrée compresseur. C'est la plus élevée avec encore environ 80 à 100 °C d'écart avec la précédente. Le débit d'air qui traverse les tubes à flamme est accessible par la mesure de la courbe débit- réduit/perte de charge d'un tube à flamme au banc partiel et de leur perte de charge sur machine.

Le problème consiste à déterminer le rapport f requis pour transformer une unité de masse d'air à T_2 et f unité de masse de carburant à T_f en $(1+f)$ unité de produits de combustion à T_3 .

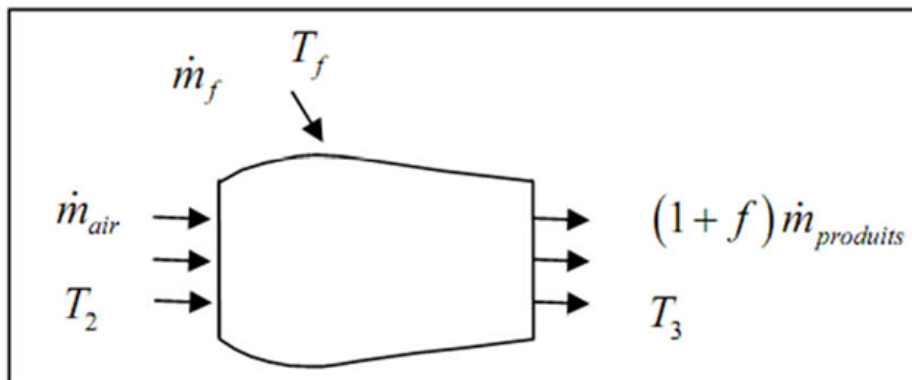


Figure 1.4: Bilan énergétique dans le brûleur:

1.4.4 Turbine de détente :

produit l'énergie pour entraîner le compresseur et l'alternateur.
 Elle est modélisée par : L'hypothèse que l'air à travers la directrice

$$P_T = \left((1 - a_{30})m_a - \sum m_{ref} + m_g + m_e \right) H_{fl} + \sum m_{ref} (H_{ref} - H_{réfr}) - \left((1 - a_{30})m_a + m_g + m_e \right) H_{echap}$$

Figure 1.5: 03

d'entrée travaille dans la turbine est généralement employée par les constructeurs et donc les conditions chaudes amont sont prises à l'entrée de la roue de turbine.

Cependant, le plus simple est de calculer en condition ISO puisque alors les débits de refroidissement sont pris égaux à zéro. Certaines turbines à gaz ont leur air de refroidissement qui se refroidit à travers un échangeur qui prélève Hrefr en chauffant de la vapeur ou le combustible.

La mesure la plus délicate est celle de la température moyenne des fumées à l'échappement : en effet la répartition des températures est hétérogène et pour avoir une mesure représentative, un nombre important de thermocouples est nécessaire, localisés au minimum sur deux diamètres.

C'est une donnée essentielle, et sur certaines turbines à gaz, un coefficient de correction est appliqué à la mesure pour la caler; sur la valeur réelle.

1.4.5 Echappement de la turbine à gaz :

influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0,5 à 1%), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3 %), chaudière, vannes et coudes, cheminée.

1.5 Puissances et rendements:

La puissance fournie par une TAG dépend en premier lieu du débit d'air qui la traverse, qui conditionne sa taille et son encombrement. Le rendement thermodynamique est une fonction directe du taux de compression p2/p1 et de la température T3 à la sortie de la

chambre de combustion. Consécutivement, les chambres de combustion doivent supporter la pression p_2 , les aubes directrices et les ailettes du premier étage de la turbine de détente doivent supporter la température T_3 . Les températures et les pressions aux différents points de la turbine sont de l'ordre de celles indiquées ci-dessous [7, 11].

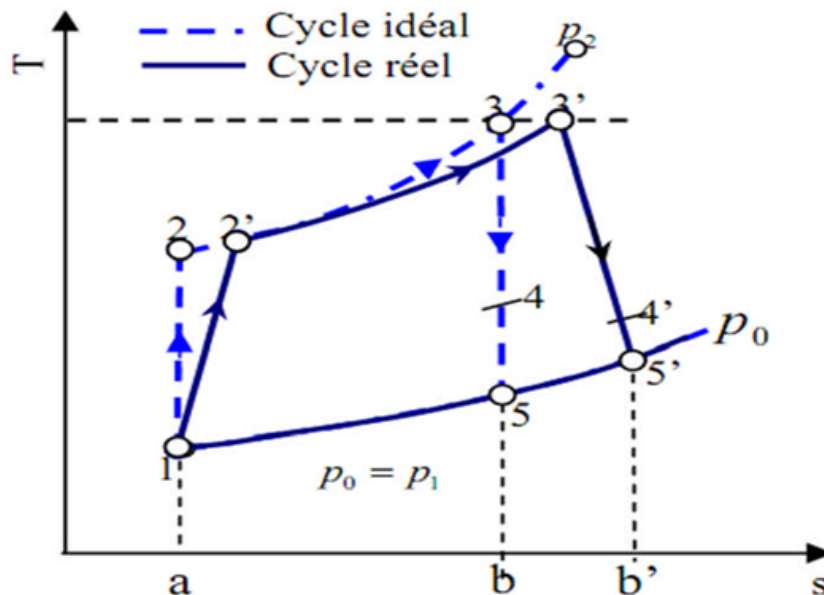


Figure 1.6: Représentation du cycle d'une turbine à gaz:

Dans le diagramme (s, T) de la figure(II-4), le rendement thermodynamique est représenté graphiquement par : $\eta_{TH} = \text{aire}(1,2,3,5,1) / \text{aire}(a,2,3,b,a)$

1.6 Classification des turbines à gaz:

1.6.1 D'après le mode de construction:

1.6.1.1 Turbine mono-arbre :

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

CO: Compresseur axial.

CC: Chambre de combustion.

T: Turbine.
CH: Charge.

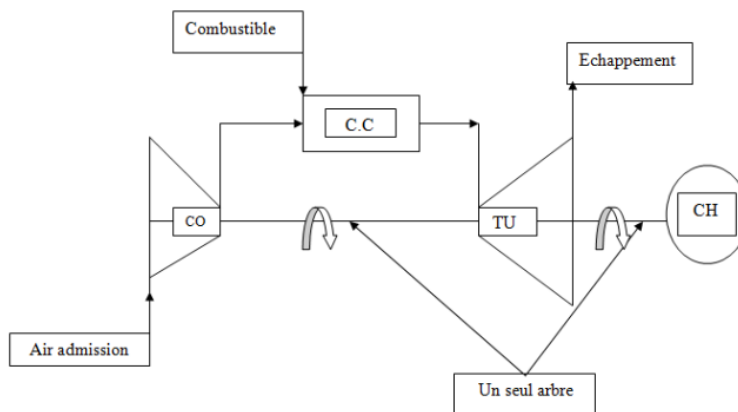


Figure 1.7: Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

1.6.1.2 Turbine bi-arbre:

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs).

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur. CO: Compresseur axial.

CC: Chambre de combustion.

Thp: Turbine à haute pression.

Tbp: Turbin à basse pression.

N :Réducteur.

CH: Charge

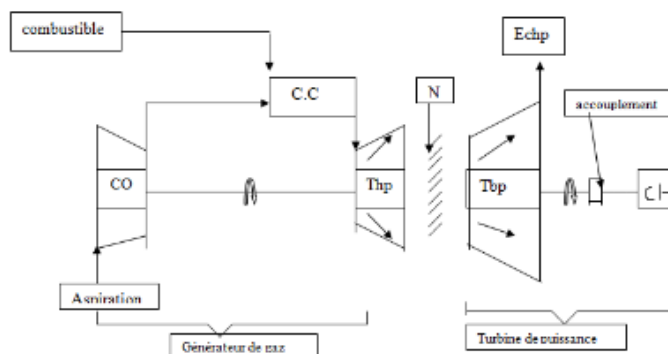


Figure 1.8: Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

1.6.2 D'après le mode de travail:

1.6.2.1 Turbine à action:

Le principe defonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes).

Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ($P1 \text{ ; } P2$)en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ($P1 = P2$)

1.6.2.2 Turbine à reaction:

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c-à-d qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique ($P1 \text{ ; } P2 \text{ ; } P3$).

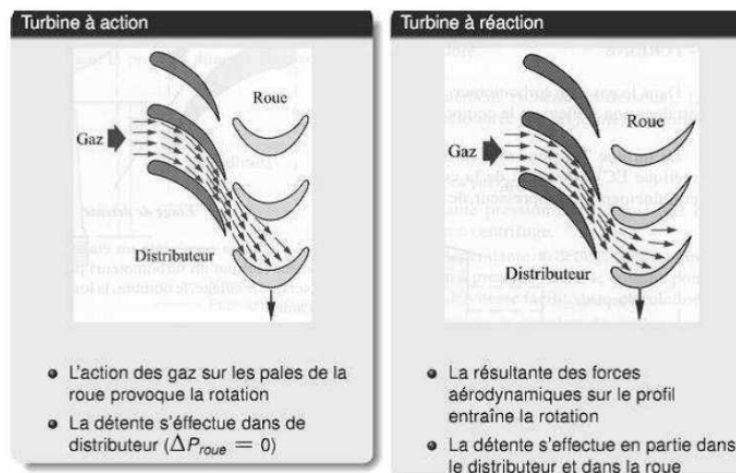


Figure 1.9: Schéma d'une turbine à action et à réaction.

1.6.3 D'après le mode de fonctionnement thermodynamique:

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes :(Turbine à cycle simple et turbine à cycle avec régénération ou mixte).

1.6.3.1 Turbine à cycle simple:

c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

1.6.3.2 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.

1.6.4 cycles thermodynamiques :

Turbine à gaz à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

Turbine à gaz à cycle ouvert:

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

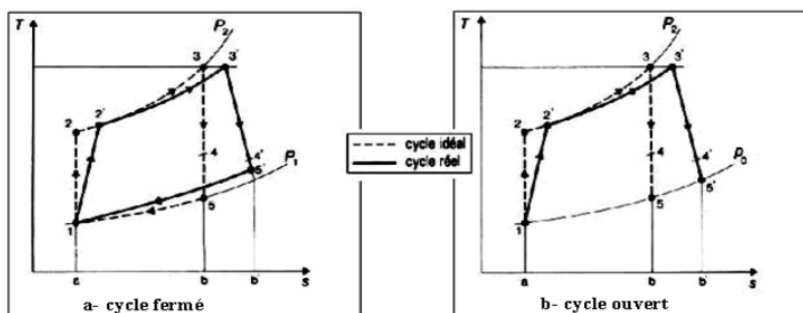


Figure 1.10: Présentation des cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz.

La turbine à gaz à cycle ouvert est plus répandue et se divise en deux classes:

Turbine à cycle simple:

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

Turbine à cycle régénéré:

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

1.7 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz:

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant (aspiration).
- elle le comprime à une pression plus élevée par le compresseur (compression)
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion (gaz chaud).
- elle achemine de 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 (expansion) ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine et, de l'autre côté à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement comme par exemple un alternateur ou un compresseur centrifuge.
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus (échappement).[4]

1.8 Applications de la turbine à gaz :

1.8.1 Réalisation pratique:

La phase de compression est réalisée par un compresseur d'air axial ou centrifuge. Le travail de compression peut être réduit par pulvérisation d'eau à l'admission. L'air comprimé est réparti en trois flux :

- une alimentation stœchiométrique vers le brûleur alimenté en carburant
- un flux refroidissant la paroi de la chambre de combustion est mélangé aux produits de combustion,
- un flux destiné au refroidissement de la turbine. Il existe des machines utilisant une injection de vapeur dans les produits de combustion à l'entrée de turbine pour augmenter le débit et donc la puissance de celle-ci. La vapeur est produite par une chaudière de récupération chauffée par l'échappement. Il s'agit en fait d'un cycle combiné simplifié. Deux grands types de turbines à gaz sont à distinguer :

- simple arbre : le compresseur et l'ensemble des étages de détente sont regroupés sur le même arbre entraînant également l'organe récepteur.
- double arbre : le compresseur est sur le même arbre que les étages

de turbine strictement nécessaires à son entraînement, les autres étages de turbine étant groupés sur un second arbre solidaire de la machine entraînée. La seconde disposition plus complexe permet un meilleur fonctionnement à charge partielle et variable ce qui est le cas des moteurs destinés à la propulsion. Les turbines à simple arbre sont adaptées à la production électrique qui se fait à régime constant et charge plus élevée. La réalisation de la turbine et notamment de son premier étage (turbine de feu) pose des problèmes métallurgiques liés à la température élevée et à la force centrifuge s'exerçant sur les aubages mobiles. Elle nécessite l'emploi d'aciers fortement alliés (Cr-Ni-Va) et un refroidissement énergétique par l'air de charge prélevé sur le compresseur. L'utilisation de matériaux céramiques est à l'étude pour augmenter la température [5, 6].

1.8.2 Limites techniques et avantages:

La turbine à gaz présente de sévères limitations dues aux contraintes techniques de sa réalisation.

Ces principales limites sont les suivantes :

- taux de compression (et donc rendement) limité par le nombre d'étage de compression nécessaires.
- baisse importante de rendement des compresseurs centrifuges à un régime plus faible que le régime nominal.
- température de combustion (et donc rendement) limitée par la résistance mécanique de la turbine.
- chute importante du rendement à charge partielle en particulier pour les machines à simple arbre.
- coût d'usinage des aubages notamment de la turbine.
- Inaptitude aux arrêts et démarrages fréquents et peu progressifs.

Les avantages inhérents à ce type de machine sont les suivants :

- puissance massique et volumique très élevée du fait du fonctionnement continu.
- simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations).
- pollution limitée en HC et NOx du fait de l'excès d'air et de la température limitée.
- aptitude à la récupération de chaleur (cogénération).
- longévité en marche stationnaire.
- aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité (gaz pauvre, fuel lourd).

Les applications des turbines à gaz découlent directement de leurs avantages spécifiques. Ainsi, la puissance massique élevée se prête bien à la

propulsion aéronautique en particulier sur les hélicoptères. La propulsion navale fait également de plus en plus appel aux turbines à gaz notamment pour les navires à grande vitesse. Il existe enfin des exemples d'application à la propulsion ferroviaire et à des véhicules militaires comme des chars d'assaut (XM-1 Abrams ou Leclerc).

Par contre, la turbine à gaz est mal adaptée aux véhicules routiers. En effet, les variations de charge et de régime sont trop importantes et trop rapides pour être réalisables avec un rendement correct. De plus, le rendement atteint difficilement 30% pour des moteurs compacts et de faible puissance.

L'autre grand domaine d'emploi des turbines à gaz est la production d'électricité. En effet, il s'agit d'applications à régime constant et à charge relativement constante pour lesquelles le rendement de ces machines est le meilleur. La puissance varie de quelques centaines de kW à près de 300 MW. Les machines les plus puissantes sont en général associées à des turbines à vapeur dans des cycles combinés dont le rendement global tend actuellement vers 60%. En cycle simple, le rendement est de l'ordre de 30 à 35%. Dans les faibles puissances, le rendement est même inférieur à 30% mais on met alors à profit l'aptitude des turbines à combustion pour la récupération de chaleur dans des applications de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur).

1.9 Les éléments principaux de turbine à gaz:

1.9.1 Compresseur:

Le compresseur est utilisé pour accroître la pression de l'air. Cette compression 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. Deux types de compresseurs existent : 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. Le taux de compression qu'autorise un seul étage est de l'ordre de 2, toutefois il est beaucoup plus facile de multiplier les étages que dans le cas des compresseurs centrifuges. Les taux de compression autorisés aujourd'hui par les compresseurs axiaux sont de l'ordre de 30.[7]

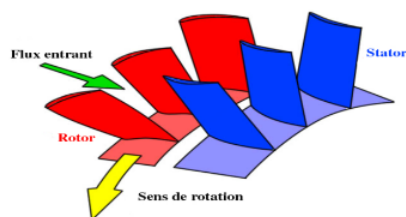


Figure 1.11: Ensemble rotor -stator d'un compresseur axial.

1.9.2 La chambre de combustion:

Dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la température de ce mélange air-gaz de combustion, ce qui augmente en même temps son volume. Les gaz chauds comprimés, entre dans la

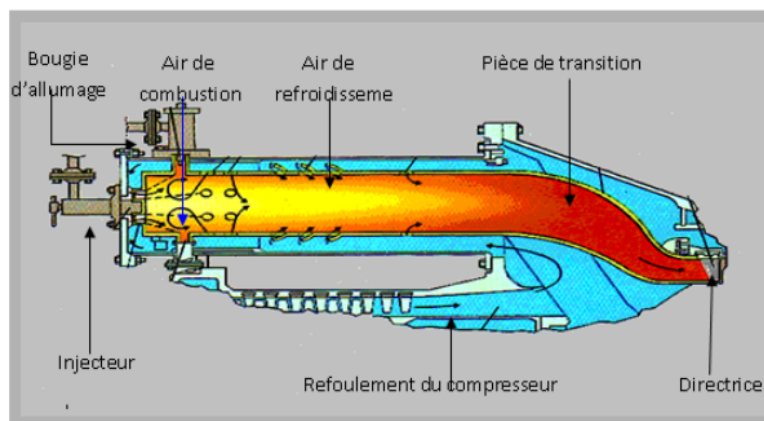


Figure 1.12: Chambre de combustion d'un turbine a gaz.

section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire des aubes fixes dites directrices, leur rôle est d'augmenter la composante cinétique des gaz en réduisant leurs énergies thermique et dépression(expansion).

1.9.2.1 La turbine:

La turbine récupère une partie de l'énergie cinétique des gaz générés par la réaction et qui sortent de la chambre de combustion. Cette énergie cinétique est convertie en énergie mécanique, utilisée pour entretenir la rotation du compresseur et des différents accessoires. Près de trois quarts de l'énergie tirée des produits de combustion est nécessaire pour alimenter le compresseur. Les accélérations que doivent subir les aubes des turbines sont de plusieurs milliers de g et sont responsables de contraintes de plus de 3 tonnes par cm². Les turbines ainsi peuvent tourner

jusqu'à 60000 tr/min et baignent dans un flux de gaz dont la température avoisine 1500 °c. Cette température dépasse parfois de 200°c la température de fusion des matériaux constituant les aubes. Cette performance est possible grâce au refroidissement des aubes par de l'air prélevé au niveau du compresseur propulsé à grande vitesse et sous haute pression.[7]

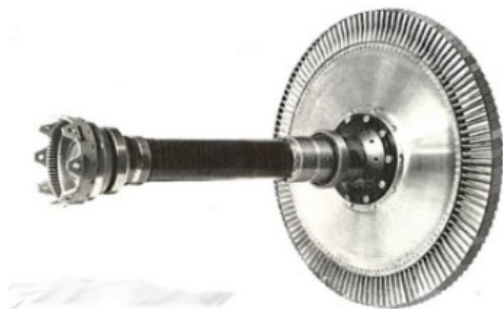


Figure 1.13: L'élément turbine.

1.10 Domaine d'utilisation de la turbine à gaz:

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important des paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, 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.[7]

1.10.1 Utilisation des turbine à gaz pour la 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.

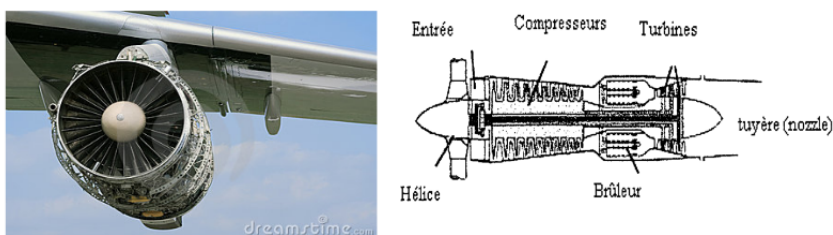


Figure 1.14: Turbopropulseur d'avion.

1.10.2 Production combinée chaleur -force (cogénération):

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, production de vapeur pour un procédé 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), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

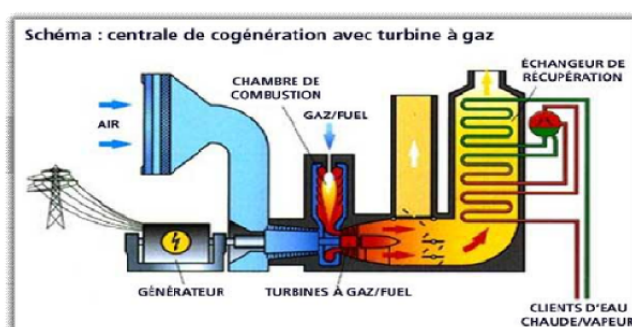


Figure 1.15: Centrale de cogénération avec turbine à gaz .

1.10.3 Production d'électricité:

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un 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 intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

1.10.4 Pompage et compression:

Dans tous les types d'applications étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante.

Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du mode d'exploitation envisagé.

1.11 Conclusion:

D'après cette revue bibliographique on voit bien que les domaines d'utilisation des TAG sont multiples et varies, néanmoins nous allons nous intéresser plus particulièrement à celles employées dans l'industrie des hydrocarbures compte tenu de la rudesse du climat sud saharien et du nombre élevé de machines en exploitation.

2 Description de la Turbine à Gaz MS5002C

2.1 Introduction:

La turbine à gaz est une machine rotative qui pressurise de l'air, le mélange à un combustible et le brûle dans des chambres de combustion. Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine. Actuellement toutes les grandes turbines à gaz sont du type à écoulement axial. Au moment du démarrage les turbines à gaz sont actionnées par un moteur, une turbine à détente ou autre moyen.

2.2 Classification des turbines à gaz:

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Une turbine à gaz à deux arbres est généralement employée pour l'entraînement de charges mécaniques, par exemple un compresseur centrifuge.[8]

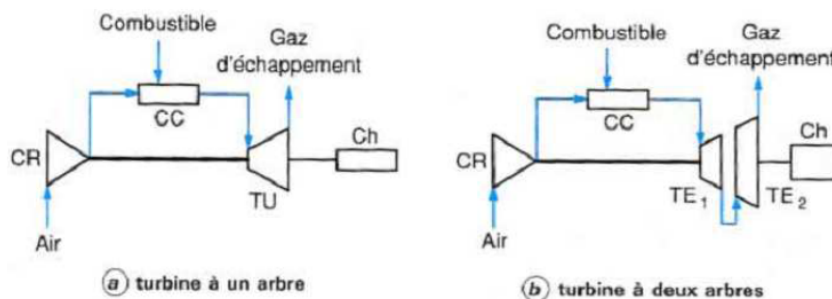


Figure 2.1: turbine à gaz à une et deux arbres:

CR compresseur d'air.

CC chambre de combustion.

CH charge.

TU turbine.

TE1 turbine d'entraînement du compresseur.

TE2 turbine d'entraînement de la charge.

2.3 Principe de Fonctionnement de la Turbine à Gaz MS5002C:

Le rotor du compresseur/ de turbine de haute pression est initialement amené à 20% de la vitesse par un dispositif démarreur. L'air atmosphérique, tire dans le compresseur, s'écoule vers les chambres de combustion où Ton fait livrer le combustible sous pression. (Suite à Ignition, la combustion restera continue dans les chambres). Les gaz chauds augmentent la vitesse du rotor du compresseur/ de turbine de haute pression. Cela, à son tour, accroît la pression de déchargement du compresseur. Lorsque la pression commence accroître, le rotor de turbine de basse pression commence tourner et les deux rotors de turbine accéléreront la vitesse de fonctionnement.

Les produits de combustion, se détendent d'abord dans la turbine de haute pression et ensuite dans la turbine de basse pression et sont évacués dans l'atmosphère.[9]

2.4 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C:

Le tableau figure19 illustre les Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C.

Puissance		26000 Kw
Vitesse turbine TE ₁		5100 tr/min.
Vitesse turbine TE ₂		4500 tr/min.
Température de combustion		950 °C
Température d'échappement		450 °C
Compresseur d'air	Type	Flux axial
	N° étages	16
	Taux de Compression	7
Vitesse minimale		2370 tr/min.
Vitesse de déclenchement		5240 tr/min.
Chambres de combustion		12
Gamme de vitesse		105% maxi et 70% mini de vitesse nominale

Figure 2.2: Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C:

2.5 Socle des auxiliaires:

Le socle pour les auxiliaires est une structure d'acier qui est prévue pour monter (soit dessus, soit à l'intérieur) tous les auxiliaires et les équipements qui ne sont pas immédiatement connecté avec la turbine elle-même.

Ces équipements, dont la plupart sont identifiés sur le socle des auxiliaires et illustres à la fin de ce chapitre comprennent:

- 1- Réservoir d'huile de 8500 L monte à l'intérieur de la structure en mécano-soude avec poutrelles en I.
- 2- Réducteur d'entraînement des auxiliaires avec pompe de graissage principale et pompe hydraulique, plus vireur hydraulique.
- 3- Turbine à gaz à expansion et son embrayage.
- 4- Double filtre a huile de graissage monte sur le réservoir d'huile.
- 5- Pompe de graissage des auxiliaires et de secours.
- 6- Pompe hydraulique des auxiliaires et pompe pour le vireur hydraulique.
- 7- Double filtre à huile de graissage pour l'accouplement.
- 8- Ensemble combine vanne-arrêt/régulation et vanne de contrôle du fuel gaz.
- 9- Armoire de jauge, vannes et interrupteurs.[10]

2.6 Le compartiment des auxiliaires:

Il est situé à l'avant du caisson d'aspiration d'air, et comprend tous les auxiliaires nécessaires au fonctionnement indépendant de la turbine :

2.6.1 Tableau des manomètres:

C'est un panneau vertical situé au bout de compartiment des auxiliaires et regroupe un certain nombre de manomètres permettant de contrôler la pression des fluides depuis le Compartiment contrôle.

2.6.2 Moteur de lancement:

Il sert à. entraîner l'arbre du compresseur turbine à une vitesse bien déterminée (électrique ou Diesel).

2.6.3 Convertisseur de couple:

C'est un élément qui convertit le couple donné par le moteur de lancement pour pouvoir tourner l'arbre de la turbine il est menu d'une pompe à huile entraînée par le moteur de lancement.[9]

2.6.4 Embrayage de lancement:

Un embrayage de démarrage connecte l'arbre de sortie de l'ensemble de convertisseur de couple à l'arbre principal de réducteur auxiliaire de vitesse. L'embrayage est engagé par les cylindres hydrauliques (huile fournie par le module valve de réglage d'encliquetage) et il est désactivé par des ressorts de retour dans les cylindres. L'activation est maintenue par l'accouplement transmis et généré dans le convertisseur de couple et/ou le mécanisme d'encliquetage. A cause de l'embrayage unidirectionnel dans le mécanisme d'encliquetage, le moyeu de l'embrayage glissant ne peut pas être tourné en arrière exceptant pendant une course mise à zéro du mécanisme d'encliquetage. Le système est conçu pour maintenir l'embrayage dans la position active toutes les fois exceptant les fois où la turbine à gaz fonctionne.

Deux cylindres hydrauliques parallèles, orientés horizontalement sont actionnés par la valve électromagnétique de l'embrayage de démarrage (20CS-1) et faire déplacer l'embrayage glissant dans la connexion avec le moyeu de l'embrayage stationnaire. Lorsque la turbine à gaz atteint une vitesse prédéterminée, la valve électromagnétique (20CS-1) est désactivée et laisse l'huile hydraulique pour être drainée.[11]

2.6.5 Réducteur:

C'est un ensemble de roue dentée actionnée directement par le rotor de la turbine et il est utilise pour entrainer les divers auxiliaires. Le réducteur auxiliaire qui est placé sur le socle des auxiliaires, comprend le train d'engrenages nécessaires a permettre une réduction de Vitesse pour mener les systèmes auxiliaires aux vitesses désirées, on trouve monte sur l'extérieur du corps le déclencheur de survitesse de la turbine haute pression qui peut mécaniquement déverser l'huile dans le circuit de déclenchement, ce qui provoque l'arrêt de la turbine a gaz lorsque la vitesse du premier étage de la turbine excédé les limites prescrites dans les spécifications de contrôle.

Les accessoires entrainent par le réducteur auxiliaire, comprennent la pompe hydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principal (voir fig. 2 3).

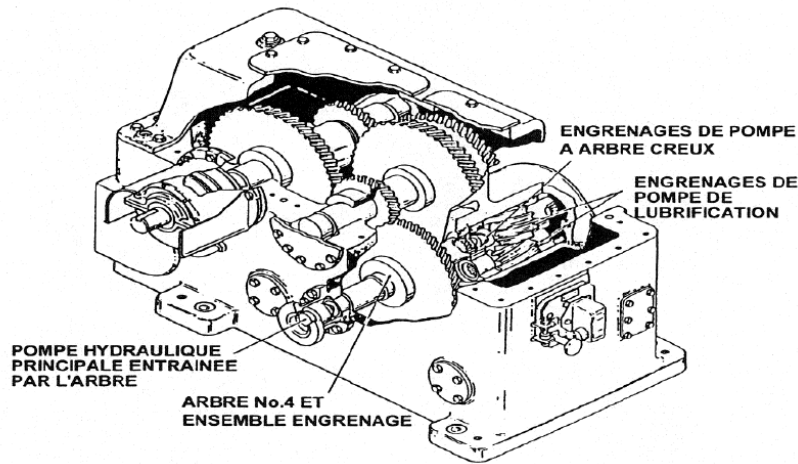


Figure 2.3: réducteur auxiliaire.

Pendant le démarrage, le réducteur transmet le couple communiqué par le moteur de lancement à expansion vers la turbine à gaz.[12]

2.6.6 Accouplement:

Les fonctions de base des accouplements élastiques du type à dentures utilisés sur cette turbine sont :

- a- de relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre le couple de l'un à l'autre.
- b- de compenser les trois types de des alignements (parallèles, angulaires et la combinaison des deux).
- c- de compenser tout mouvement axial des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

Les accouplements utilisés sur cette turbine sont destinés à accoupler le réducteur des auxiliaires à l'arbre de la turbine et l'arbre de la turbine à l'équipement de puissance.

2.6.7 Vireur hydraulique:

C'est une motopompe pour aider le moteur de lancement pendant le moment de démarrage. Pour éviter le flèche de l'arbre turbine il fait tourner l'ensemble de 1 /8 de tour chaque 3mn. Le vireur est utilisé pour le positionnement des la ligne d'arbre.[11]

2.7 Différents éléments de la turbine:

Les différentes parties d'une turbine à gaz sont montrées dans la figure 24:

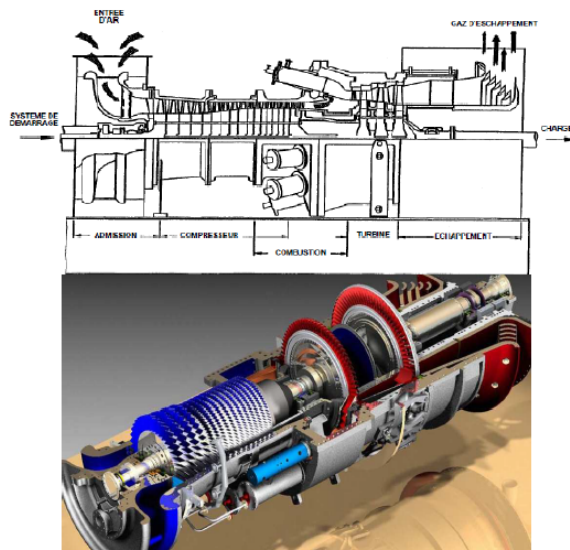


Figure 2.4: différentes parties d'une turbine à gaz MS5002C.

- 1) L'aspiration
- 2) Le compresseur
- 3) section de combustion
- 4) section turbine
- 5) section L'échappement

2.7.1 L'aspiration:

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration de particules qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stators du compresseur d'air et entraîner des pertes de performances dues aux pertes de charge au niveau du compresseur axial. Les particules de saleté peuvent aussi colmater les orifices et passages de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine.

L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine. Ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit à celle de direction de l'air dans le compresseur de la turbine. Ce compartiment est muni de portes permettant un accès facile aux filtres pour les besoins de maintenance (voir fig2.5.).[10]

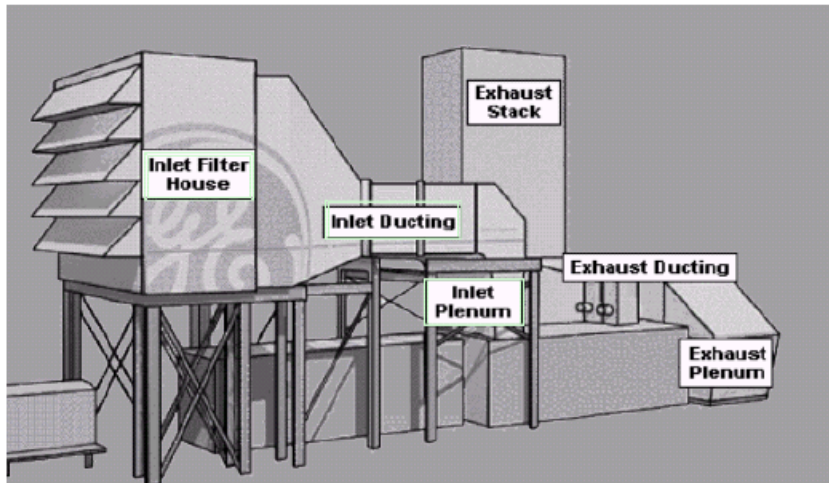


Figure 2.5: L'aspiration.

2.7.2 Le compresseur:

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur et le corps qui comporte seize (16) étages de compression, nombre d'autres variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

L'air pénètre le compresseur axial et s'écoule dans le sens de l'axe de l'arbre à travers des rangées d'ailettes fixes (stator) et rotatives (rotor) et ainsi comprimé par étapes successives. L'aubage du rotor fournit l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans chacun des étages et l'aubage fixe du stator le dirige de sorte à ce qu'il pénètre dans le prochain étage du rotor sous un certain angle. L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers. Le compresseur axial est composé des éléments suivants :

2.7.2.1 Rotor du compresseur:

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 16 roues, d'un arbre fusé de boulons et de l'aubage (voir fig.2.6). Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et son maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles-mêmes bloquées à chaque extrémité des rainures.

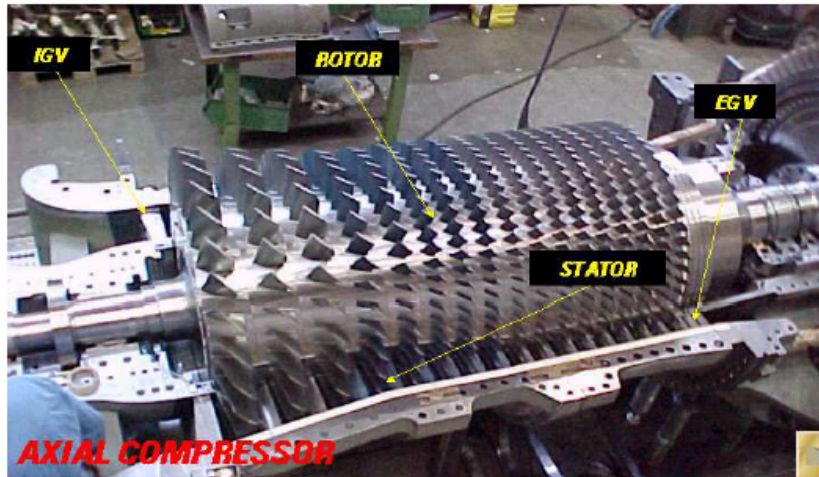


Figure 2.6: Rotor du compresseur.

2.7.2.2 Stator du compresseur:

Le stator du compresseur comprend trois sections principales :

- Corps d'admission du compresseur

Le corps d'admission a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Il abrite le palier No.1 (voir fig 2.7.) ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV: Inlet Guide Vanes) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. En variant l'angle des IGV, le débit d'air peut être dirigé vers la première rangée d'ailettes du compresseur et cela avec des débits d'air variables.

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine.

Au démarrage les IGV sont complètement fermées, (44°) pour un apport minimal d'air de purge, quant au système de soutirage du 10^{ème} étage il est ouvert. Ensuite elles commencent à s'ouvrir (voir fig 24.) pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine (à 95% de la vitesse du compresseur).

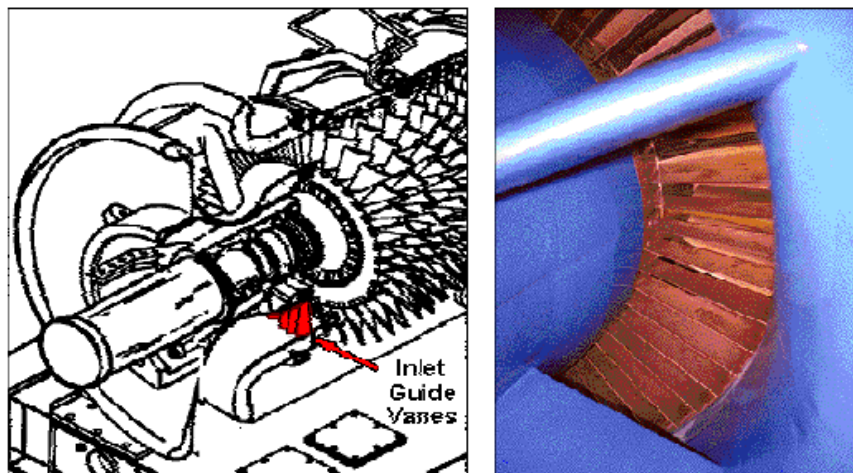


Figure 2.7: command des IGV.

- Corps avant du compresseur.

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf) (voir fig. 2.7). Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle.

Les aubes du stator situées dans le corps avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures usinées dans la paroi du corps d'admission.

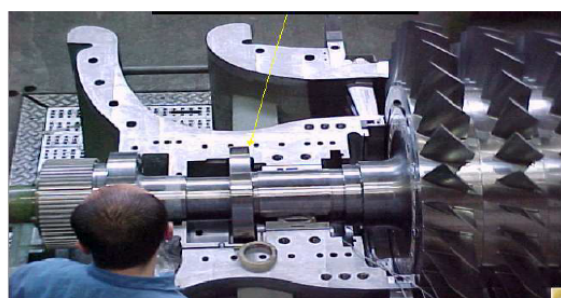


Figure 2.8: corps avant du compresseur.

- Corps de refoulement du compresseur.

Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à quinze).

Il abrite aussi le palier N°2. A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va diminuer progressivement la vitesse de l'air. Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Vanes) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion.[10]

- Aubages

Les aubes du stator et rotor sont conçues suivant les théories de l'aérodynamisme (profils aérodynamiques) et disposées de sorte à avoir un taux de compression efficace (voir fig. 2.6). La vitesse de l'air est constante à travers le compresseur (max. 332m/s). Le taux de compression est le même d'étage à étage.



Figure 2.9: aubes du rotor.

2.7.3 Section combustion:

La section combustion comporte les éléments suivants :

- a- L'enveloppe de combustion
- b- Les chambres de combustion
- c- Ensembles de pièces de transition
- d- Brûleurs, bougies et détecteurs de flamme

2.7.3.1 Enveloppe de combustion:

L'enveloppe de combustion recouvre les chambres de combustion et les pièces de transition (voir fig. 2.7). Elle reçoit l'air à partir du compresseur axial et le transmet aux chambres de combustion.

2.7.3.2 Chambres de combustion:

Les chambres de combustion sont aux nombres de 12 elles sont du type à débit inversé et sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion (voir fig. 27). Elles ont la forme de cylindres individuels ou tubes à feu. Des brûleurs sont installés au niveau de chaque chambre de combustion où l'air principal de combustion est mélangé au combustible et injectés dans les chambres. L'autre partie pénètre par des trous au niveau des tubes à feu. Le mélange combustible / air est allumé grâce à deux bougies du type à ressort autorétractible et sont installées au niveau de deux chambres (N°9 et 10) de combustion (voir fig. 28). Les chambres de combustion sont aussi munies de regards qui permettent d'observer la flamme. L'allumage est nécessaire seulement au démarrage, la flamme est ensuite self-maintenue. Les chambres de combustion sont généralement reliées par des tubes à feu croisés pour stabiliser et propager la flamme aux autres chambres de combustion. Les courants d'air rapides traversant le brûleur peuvent éteindre la flamme ; les brûleurs sont donc protégés par une enveloppe sous forme de cylindre perforé.

Les systèmes de combustion des turbines modernes sont très complexes. Les hautes températures de combustion offrent de bons rendements mais nécessitent des matériaux spéciaux et des systèmes de refroidissement adéquats pour avoir des durées de vies acceptables.[10]



Figure 2.10: L'enveloppe de combustion .

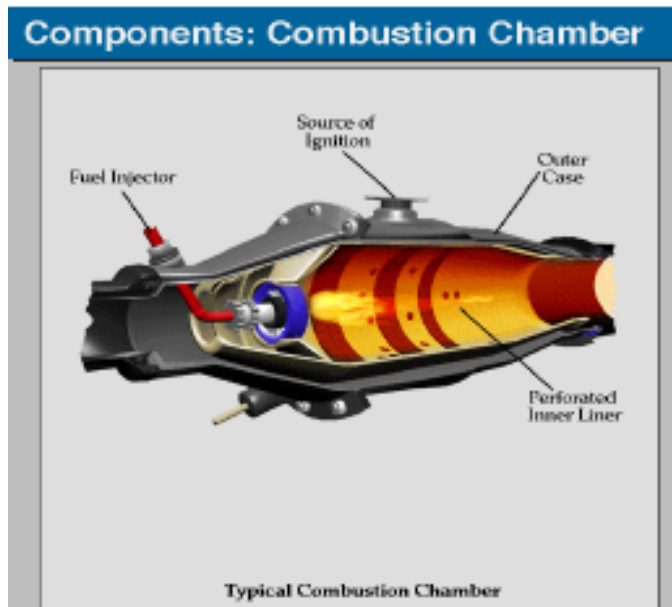


Figure 2.11: chambre de combustion .

2.7.3.3 Pièces de transition:

Les pièces de transition relient les chambres de combustion à l'ensemble de tuyère de premier étage (voir fig.2.9). Les gaz chauds qui résultent de la combustion sont dirigés vers l'ensemble de tuyère de premier étage via les pièces de transition.

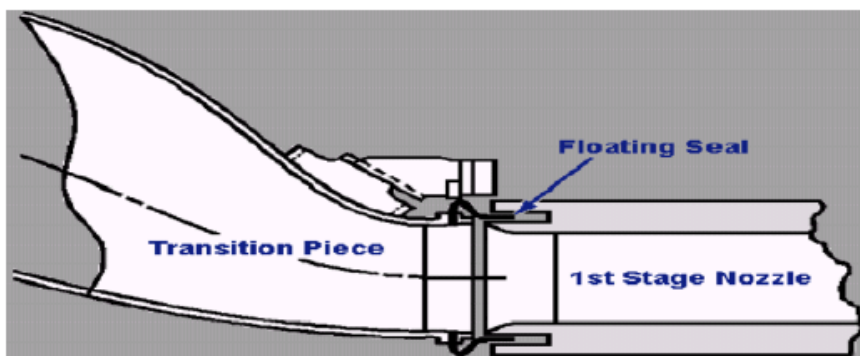


Figure 2.12: Pièces de transition .

2.7.3.4 Brûleurs, bougies et détecteurs:

Le combustible est envoyé aux chambres de combustion par quantités mesurée à l'aide d'un injecteur. Celui-ci est monté sur le couvercle de

la chambre et pénétrant dans la chemise. La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par des bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°7 et N°8) et reçoivent l'énergie à partir des transformateurs d'allumage. Un système de capteur de flamme à ultraviolet est installé au niveau de deux chambres de combustion adjacentes. Chaque capteur contient un détecteur rempli de gaz. Ce gaz est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme.

2.7.4 Section Turbine:

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- a- Corps de turbine
- b- Tuyère 1ère étage
- c- Roue de turbine 1ère étage (roue HP)
- d- Tuyère 2ème étage (aubage réglable ou directrice)
- e- Roue de turbine 2ème étage (roue BP)

2.7.4.1 Corps de turbine:

C'est l'élément structurel principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement.

2.7.4.2 tuyère 1ère étage:

Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition (voir fig.2.12) et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère 1ère étage (voir fig. 2.13). La tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation.

Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion.

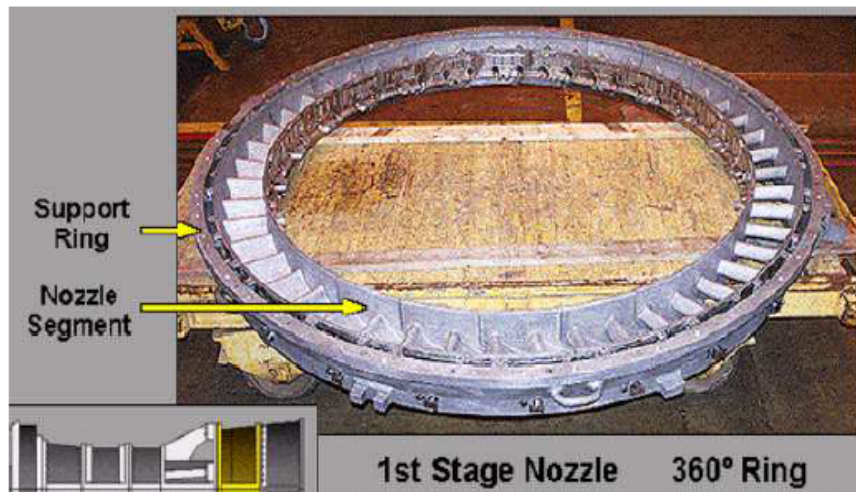


Figure 2.13: tuyère 1ère étage .

2.7.4.3 tuyères 2ème étage:

La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP (voir fig. 2.14). Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.



Figure 2.14: tuyères 2ème étage .

2.7.4.4 Roues de turbine:

La turbine comprend 2 roues :

- La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2 (voir fig. 2.15)
- La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de tur-

bine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4 (voir fig.2.16).

Les 2 roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10ème étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP. Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP.

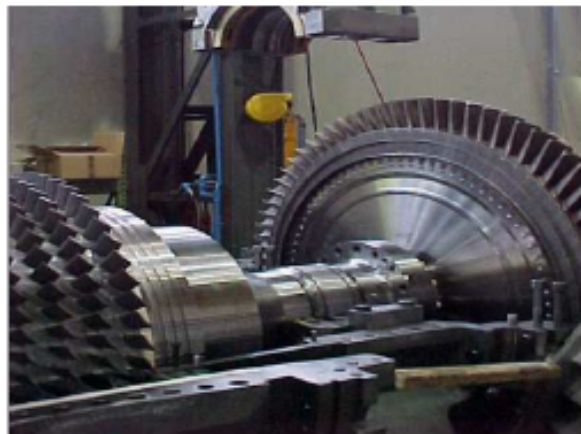


Figure 2.15: roue de turbine HP .



Figure 2.16: roue de turbine BP .

Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.

2.7.5 Paliers:

La turbine à gaz possède 4 paliers portants principaux de type à patins oscillant qui supportent le rotor du compresseur axial et celui de la turbine ainsi qu'un palier de butée prévus pour supporter les charges de poussée engendrées sur les surfaces rétorques de la turbine à gaz :

- Palier N°1 : se trouve dans le corps d'admission du compresseur axial .
- Palier N°2 : se trouve dans le corps de refoulement du compresseur axial .
- Paliers N°3 et 4 : supportent le rotor de turbine BP.

2.7.6 section Echappement:

La section échappement se compose essentiellement du plenum ou cadre d'échappement ainsi que le caisson d'échappement.

2.7.6.1 Plenum d'échappement:

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits aux silencieux et ensuite libérés dans l'atmosphère. Situé à l'extrémité arrière de la base de la turbine il loge le châssis d'échappement le diffuseur et les aubes de la turbine. Il supporte aussi les paliers 3 et 4, la tuyauterie d'alimentation et de retour d'huile et la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité. En service les gaz d'échappement prévenants de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et passent à travers des aubes qui dirigent ces gaz vers la bêche d'échappement.[11]

2.7.6.2 Caisson d'échappement:

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers atmosphère. Il comporte le cadre d'échappement et les silencieux. Le plenum et le caisson d'échappement sont reliés par des joints de dilatation. La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées et le dégagement de celle-ci dans des endroits sécurisés (voir fig 2.17).

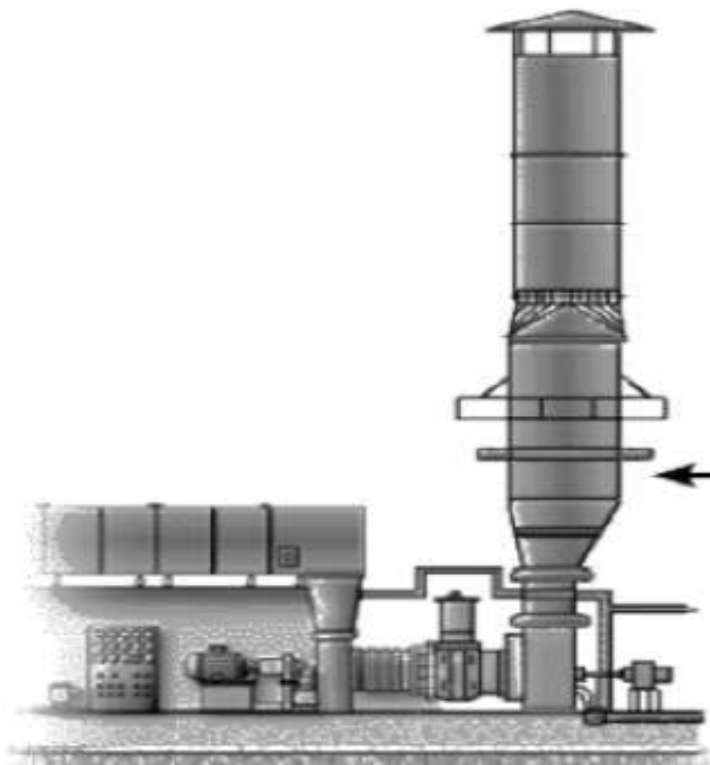


Figure 2.17: caisson d'échappement .

2.8 Les systèmes principaux de la turbine:

2.8.1 système d'huile de lubrification:

La turbine à gaz est lubrifiée par un système d'alimentation d'huile à circulation forcée, type boucle fermée, qui inclut un réservoir d'huile, des pompes, des régénérateurs (réfrigérateurs d'huile), filtres, valves et des divers dispositifs qui assurent la commande et la protection du système. L'huile de lubrification du système est envoyée aux quatre paliers principaux de la turbine, les accessoires de la turbine et l'équipement de charge entraîné- En plus, l'huile pour le système hydraulique d'alimentation, système de contrôle de l'huile et le système des équipements de démarrage sont enlevés de cette source.

Le système de lubrification est réalisé pour fournir une large quantité de lubrifiant, filtrée à la température et à la pression adéquate pour le fonctionnement de la turbine et son équipement auxiliaire.

2.8.1.1 Description du fonctionnement:

Le système est un système forcé, type boucle fermée. L'huile de lubrification est tirée du réservoir d'huile par les pompes et à une pression forcée à travers les régénérateurs, les filtres d'huile et le collecteur de

palier au celui ci. La pression, réglée à 24,5 psi dans le cas de la pression de collecteur de palier, est déchargée des pompes. Les dispositifs de protection sont incorporés dans ces systèmes, où cela est nécessaire, pour protéger l'équipement contre une basse alimentation avec de lubrifiant, une basse pression du celui ci et une température élevée du lubrifiant. Les dispositifs de protection (MARK V) émis un avertissement ou ils peuvent arrêter l'unité dans le cas où une de ces conditions ont lieu.

2.8.1.2 Réservoir de l'huile de lubrification et tuyauterie:

Le réservoir de l'huile de lubrification est réalisé comme une partie intégrale de la base auxiliaire- Installés dans le réservoir et montés sur son enveloppe sont les pompes de l'huile de lubrification, les régénérateurs (réfrigérateurs) et les différents dispositifs de contrôle et de protection. Il est prévu l'accès à l'intérieur du réservoir par un trou à homme qui a une enveloppe boulonnée. Une connexion pour remplir le réservoir d'huile est fournie sur l'enveloppe de trou d'homme.

L'assemblage par soudure de tuyaux en acier inoxydable sans soudure, forment la plus part de tuyauterie de l'huile de lubrification. Les garnitures préviennent la fuite aux brides boulonnées de cette tuyauterie. Lorsque cela est possible, la tuyauterie d'alimentation d'huile de lubrification est contenue à l'intérieur du réservoir d'huile ou des collecteurs de drainage. Un tuyau connecté à une ouverture de la bride dans le canal de drainage près de l'extrémité arrière de la base, assure une désaération à l'atmosphère pour tout le système d'huile de lubrification. Tout le lubrifiant pompé par la pompe d'huile de lubrification principale ou auxiliaire au collecteur de palier circule par l'huile à l'environnement refroidissant de régénérateur pour enlever la chaleur excessive est puis par le filtre type cartouche assurant une filtration absolue de 25- microns. Le lubrifiant pompé évite le réfrigérateur à travers de la pompe d'émergence.[8]

2.8.1.3 Pompes d'huile de lubrification:

Trois pompes d'huile de lubrification sont utilisées dans le système d'huile de lubrification. la pompe principale qui est entraînée par un réducteur auxiliaire de vitesse, la pompe auxiliaire entraînée par un moteur vertical à C.A .

la pompe d'émergence entraînée par un moteur vertical à C.C. La pompe auxiliaire et celle d'émergence sont montées sur l'enveloppe du réservoir d'huile.

2.8.1.4 Pompe principal d'huile de lubrification (entraîne par le réducteur auxiliaire de vitesse):

La pompe principale d'huile de lubrification est une pompe volumétrique, placée à la base de réducteur auxiliaire de vitesse et entraînée par un arbre creux cannelé de l'engrenage de commande inférieur. La sortie de cette pompe au système d'huile de lubrification est réglée par une valve de réglage VPR-L.

2.8.1.5 Pompe auxiliaire d'huile de lubrification (entraîne par le moteur de courant alternatif):

La pompe centrifuge auxiliaire d'huile assure la pression pendant le démarrage et l'arrêt de la turbine à gaz lorsque la pompe principale ne peut pas fournir une pression suffisante pour un fonctionnement sûr. La pompe d'huile de lubrification est commandée par le pressostat de basse pression d'huile de lubrification 63QA-1. Ce pressostat signale une alarme en plus des fonctions de démarrage. Les signaux de ce pressostat feront fonctionner la pompe d'huile de lubrification dans les conditions d'une basse pression (huile de lubrification comme dans le cas du démarrage ou arrêt de la turbine à gaz. Dans ce cas, la pompe principale, entraînée par le réducteur auxiliaire de vitesse, n'assure pas une pression suffisante.

Pendant la séquence de démarrage de la turbine, la pompe démarre lorsque le signal de démarrage est reçu. Le circuit de commande est réalisé par les contacts normaux fermés du pressostat 63QA-1. La pompe fonctionne jusqu'au moment où la vitesse de fonctionnement de la turbine est atteinte, bien que le collecteur d'huile de lubrification ait une pression nominale et les contacts du pressostat ont été ouverts. Si la vitesse de fonctionnement est atteinte et la pression adéquate d'huile de lubrification n'est pas établie dans le système; la pompe commence de fonctionner (par les contacts de relais de vérification de la séquence complète).

2.8.1.6 Pompe d'urgence d'huile de lubrification (entraîne par moteur à C, C):

La pompe centrifuge d'urgence d'huile de lubrification fonctionne pour alimenter le collecteur principal de palier avec de l'huile de lubrification pendant un arrêt d'urgence.

Dans le cas où la pompe auxiliaire a été forcée de s'arrêter ou est incapable de maintenir une pression adéquate de l'huile de lubrification. La pompe d'urgence est utilisée seulement pendant l'arrêt de la turbine, de moment où la dimension de la pompe et le moteur d'entraînement sont incapables de fournir une huile de lubrification adéquate pour le

fonctionnement normal de la turbine. La pompe est démarrée automatiquement par l'action de le pressostat 63QL dans le cas où la pression de l'huile de lubrification dans le collecteur principal de palier basse sous le réglage de l'interrupteur de pression. Si la pompe principale ou celle auxiliaire doit résumer le fonctionnement, la pompe d'urgence sera arrêtée (automatiquement) par un pressostat 63QN, lorsque la pression du collecteur de l'huile de lubrification dépasse le réglage du pressostat. Dans le cas où la pompe auxiliaire serait en panne pendant la séquence d'arrêt, à cause d'une défaillance de C.A, ou toute autre cause, la pompe d'urgence d'huile de lubrification sera démarrée automatiquement par l'action du pressostat de basse pression de l'huile de pression 63QL et continue de fonctionner jusqu'au moment où la haute pression de l'arbre arrête. La pompe d'urgence sera commandée par la temporisation de système de commande et fonctionnera pendant une période de refroidissement.

La pompe d'urgence peut être testée pour le démarrage, indépendamment des interrupteurs réglant la pression, liés à celle ci, pendant que le système de l'huile de lubrification fonctionne normalement dans la pompe principale ou auxiliaire.[12]

2.8.2 Système de démarrage:

Avant d'allumer et de démarrer la turbine à gaz, elle doit être tournée ou rôtie par un équipement auxiliaire. Cela est réalisé par un moteur asynchrone fonctionnant par un convertisseur de couple pour assurer un couple de démarrage et la vitesse nécessaire pour le démarrage. Les composants du système de démarrage assurent aussi la vitesse basse de rotation de la turbine pour le refroidissement après l'arrêt.

Les composants du système de démarrage du moteur électrique incluent: le moteur d'induction, un convertisseur de couple ayant un mécanisme d'encliquetage, embrayage de démarrage et un système hydraulique d'encliquetage. En plus, il y a plusieurs composants supplémentaires nécessaires pour les séquences et le fonctionnement de système de démarrage de la turbine.

2.8.2.1 Description fonctionnelle:

Pendant la séquence de démarrage, la turbine à gaz est entraînée par le réducteur auxiliaire de vitesse par le moteur électrique de démarrage, le convertisseur de couple, l'engrangement de sortie et l'embrayage de démarrage. L'ensemble embrayage de démarrage et les cylindres d'accouplement sont montés sur l'ensemble réducteur auxiliaire de vitesse. Le réducteur auxiliaire de vitesse est connecté permanent à l'arbre du compresseur de turbine par un accouplement flexible.

Le convertisseur de couple transmet l'accouplement de sortie de moteur électrique au réducteur auxiliaire de vitesse de la turbine à gaz par un engrenage arrière. La pompe de charge, entraînée par l'arbre d'entrée de convertisseur de couple, fournit l'huile de lubrification de turbine au convertisseur de couple.

L'huile est fournie initialement à la pompe de charge de convertisseur de couple du collecteur d'huile de lubrification. Après que la pompe de charge crée la pression de fonctionnement de l'huile, il obtient son alimentation d'huile du réservoir d'huile de lubrification de la turbine par un filtre.

Un clapet de non-retour à ressort de charge dans la ligne de refoulement du collecteur d'huile de lubrification maintient une pression positive d'huile à la pompe de charge pendant le fonctionnement. L'huile est retournée au réservoir d'huile de lubrification de turbine par les écoulements.[12]

2.8.2.2 Ensemble convertisseur de couple:

Cet ensemble contient le convertisseur de couple, le mécanisme hydraulique d'encliquetage et une unité de l'engrenage de sortie. L'unité d'engrenage et l'embrayage à l'intérieur du mécanisme d'encliquetage sont lubrifiés en utilisant de l'huile pressurisée de boude de convertisseur.

L'huile de drainage de l'ensemble retourne au réservoir d'huile par la gravité et la boucle de convertisseur draine pendant l'arrêt pour décharger le compresseur pour le démarrage du moteur.

Le convertisseur de couple est formé d'un rotor entraîné par la pompe qui fournit de l'huile par une turbine hydraulique connecte à l'arbre d'entrée de l'engrenage de sortie- La pompe de rotor nécessite un cheval vapeur nominal du moteur à une vitesse nominale, indépendamment de chargement de sortie. L'absorption de puissance du moteur de la pompe diffère en fonction du cube de la vitesse d'entrée.

Le mécanisme hydraulique d'encliquetage est un pignon crémaillère de l'actionneur rotatif connecté par une rampe à galet type embrayage unidirectionnel dans l'arbre d'entrée de l'engrenage de sortie. L'unité engrenage de sortie connecte le mécanisme d'encliquetage et la colée sortie de convertisseur de couple à l'embrayage de démarrage.

2.8.3 Système de l'air de refroidissement et d'étanchée:

L'un des avantages des turbines à gaz est de ne pas avoir besoin d'eau de refroidissement pour maintenir les pièces principales à des niveaux de température tolérables pour les matières qui les constituent.

En effet, le refroidissement de ces pièces est assuré par une circulation

énergique d'air provenant du dixième étage et du refoulement du compresseur axial, très indiquée pour les zones les plus chaudes telles que les roues du rotor de la turbine, les jonctions des aubes de première et deuxième étage, le corps de la turbine et le cadre d'échappement de la turbine. En plus de refroidissement, l'air provenant de compresseur axial forme également un barrage en amont et en aval de chaque paliers de la machine évitant ainsi les fuites de vapeur d'huile de graissage de ces mêmes paliers ou encore pire, les fuites vers les espaces internes de la machine (encrassement de l'ambages du compresseur axial ou carbonisation des surfaces des parties chaudes de la turbine).

Le dernier sous-système important est le système de limite de pompage du compresseur axial constitué par une vanne qui contourne une partie de l'air extrait du dixième étage. Ceci a lieu surtout pendant le démarrage et l'arrêt de manière à prévenir tout phénomène de pompage du compresseur.

2.8.4 Système de sécurité d'une Turbine à Gaz:

La sécurité (la protection) de la turbine à gaz est assurée par des systèmes de protection primaires et secondaires. Certains de ces systèmes de protection et leur composants fonctionnent par l'intermédiaire du tableau de commande de la turbine.

D'autres systèmes de protection agissent directement sur les composantes de la turbine et par conséquent ils sont indépendants des tableaux de commandes.

Le système de déclenchement hydraulique constitue l'interface de protection principale entre le tableau de commande de la turbine et les composants montés sur la turbine qui admettent à la coupe combustible en agissant sur les vannes de combustible.

Ces dispositifs qui provoquent la mise à l'arrêt de la turbine par l'intermédiaire de système hydraulique de déclenchement en déchargeant l'huile haute pression, ceci est obtenu à la moyenne d'une vanne de décharge électrohydraulique.

2.8.5 Système du gaz combustible:

Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux. Le système d'alimentation et de dosage est assez simple.

Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après un filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt/détente (SRV) et la vanne de contrôle du combustible (GCV) (voir fig. II.18). Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers

un distributeur annulaire. La vanne arrêt / détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine). A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (GCV) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal FSR qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle SPEEDTRONIC.

Le débit de combustible aux brûleurs sera proportionnel à la vitesse de la turbine (SRV). Ce système de régulation permet un dosage rapide et fiable du combustible sous toutes conditions. Un autre avantage non négligeable est qu'avec la régulation programmée des pressions en amont de la vanne GCV en fonction de la vitesse au moyen de la SRV.

de charge plus élevées et par la quantité de combustible nécessaire à la préchauffe est contenue dans des limites très restreintes.[12]



Figure 2.18: Système du gaz combustible.

-SRV (Speed ratio / stop valve) : Elle est disposée en amont de GCV, assure la fermeture rapide de combustible. Elle permet de maintenir une pression constante (P2) en rapport avec la vitesse HP, en amont de la GCV. Elle est commandée par une servo- valve électro-hydraulique.

-GCV : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion. Elle permet de réguler la vitesse BP (c'est à dir de la charge).

2.8.6 Système de protection contre l'incendie:

Le système de protection incendie par injection de dioxyde de carbone (CO2) est conçu pour éteindre les incendies en réduisant rapidement la teneur en oxygène de l'air dans un compartiment à moins de 15 % (en volume) par rapport à une concentration normale dans l'air ambiant située à environ 21% ; cette concentration est insuffisante pour permettre le phénomène de combustion. La conception de ce système est conforme aux exigences contenues dans les recommandations de protection incendie et tient compte du risque d'autoallumage dû à un éventuel contact avec les pièces métalliques portées à haute température. Il maintient la concentration au niveau nécessaire à l'extinction pendant une période prolongée afin de minimiser le risque d'un nouveau feu.

Les principaux composants du système sont les suivants :

- Bouteilles de dioxyde de carbone, tubes et buses de décharge, électrovannes pilotes, détecteurs d'incendie et manostat.
- Le dioxyde de carbone est fourni par une série de bouteilles haute pression à un système de distribution qui l'amène par des conduites vers des buses de décharge disposées dans les différents compartiments de l'installation. On considère deux zones de risques distinctes : la zone 1 comprenant les compartiments des auxiliaires et turbine, la zone 2 comprenant le compartiment de puissance et le tunnel du palier n° 3.
- Les électrovannes pilotes qui ouvrent les bouteilles de CO₂ et commandent la décharge, sont situées sur des têtes de décharge au niveau du groupe des bouteilles. Elles sont automatiquement commandées par un signal électrique fourni par les détecteurs thermiques d'incendie qui sont disposés stratégiquement dans les différents compartiments de l'installation.

Le système peut également être commandé manuellement en cas de panne d'électricité ou lorsque l'on peut constater un début d'incendie, à l'aide d'une manette placée au sommet de chacune des bouteilles pilotes. La commande du système d'extinction, électrique ou manuelle, provoque le déclenchement de la turbine. Il faut s'assurer au préalable qu'il n'y a personne à l'intérieur de la zone.

2.9 Cycle Théorique de l'installation:

Le cycle théorique le plus simple d'une installation de turbine à gaz est celui de Joule Brayton qui est composé de deux transformations isentropiques et deux transformations isobares. Le cycle est représenté dans un plan de coordonnées Ts (voir fig. II. 19).

T: c'est la température du fluide pendant les quatre transformations du cycle. S : c'est la variation de l'entropie du système au cours des quatre transformations du cycle.

($S = Q/T$).

Q : énergie de température dégagée par un système.

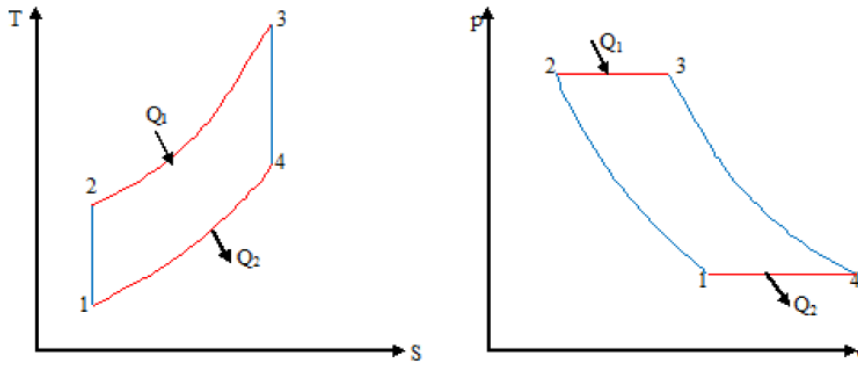


Figure 2.19: Cycle Théorique de l'installation.

- 1-2: Compression isentropique dans le compresseur.
- 2-3: combustion (apport de chaleur) dans la chambre de combustion à pression constante.
- 3-4: détente isentropique dans les roues HP et BP.
- 4-1: échappement.

2.10 Cycle réel de réinstallation:

Dans une installation réel de turbine a gaz le processus thermodynamique et irréversible et s'accompagne avec une perte d'énergie. Considérons un cycle réel d'une installation de turbine à gaz en tenant compte uniquement des pertes thermique dons le compresseur et la turbine (voir fig. II.20). Ces pertes auront une influence directe de charge dons la chambre de combustion est supposée négligeable.

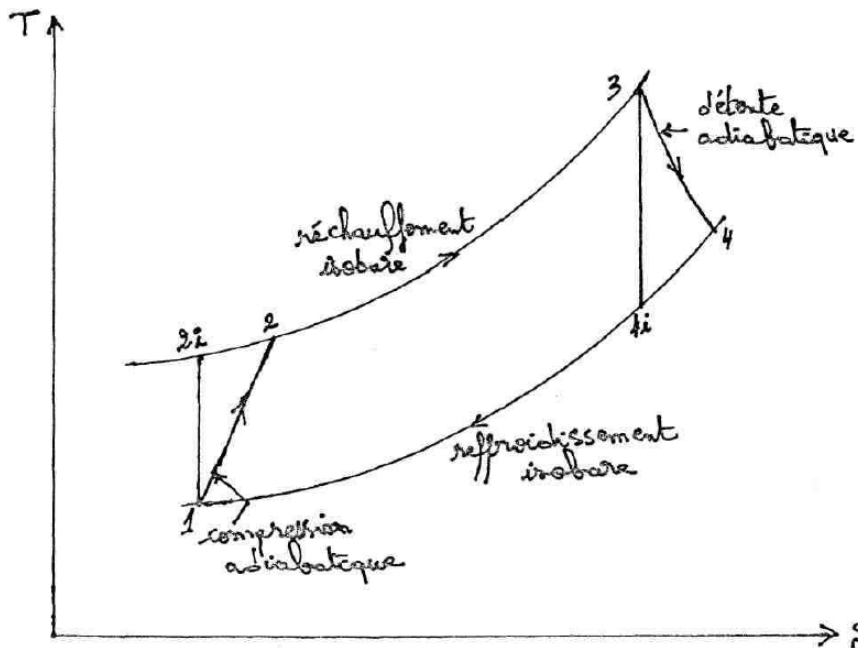


Figure 2.20: Cycle réel de réinstallation.

2.11 Conclusion:

Dans ce chapitre nous avons traités des principaux aspects particuliers des turbines à gaz à deux arbres.

Le but de ce chapitre est de souligner les méthodes employées pour la commande de la directrice du deuxième étage et des autres variables a l'admission comme par exemple les IGV, les vannes SRV et GCV... etc.

3 Généralités sur les compresseurs

3.1 Introduction:

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression.

L'élévation de pression d'un gaz pour un compresseur est utilisée pour atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tels que :

- Les réactions chimiques (pression convenable le catalyseur) .
- Le stockage dans les cavités .
- La liquéfaction ou la séparation.
- Les cycles de réfrigération.
- envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres).
- L'alimentation des réseaux d'air comprimé, ...etc.

3.2 Type des compresseurs et classification:

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques, selon :

- le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique).
- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif).
- les compresseurs d'air.
- les compresseurs des gaz.

En général il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques. Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en comprimant un certain volume de gaz par action mécanique. Dans les seconds, on augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

3.2.1 Les compresseurs volumétriques:

On divise cette famille en deux catégories (voir Fig.3.1) :

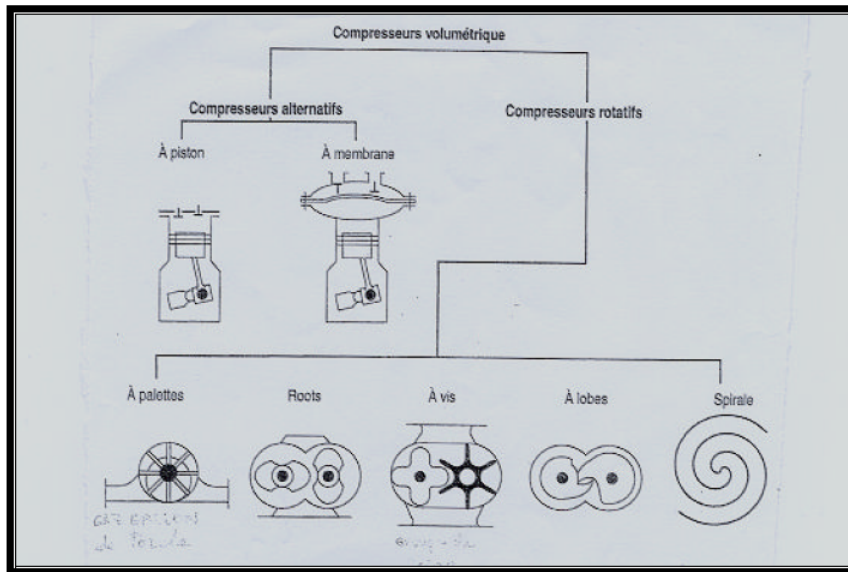


Figure 3.1: Les types de compresseurs volumétriques.

3.2.1.1 Les compresseurs alternatifs:

Le gaz est introduit dans un espace limité par des parois métalliques (cylindre et piston). L'espace à disposition du gaz est réduit (le piston avance) et par conséquent la pression augmente, quand la pression est pareille à celle du circuit de haute pression le gaz est refoulé (voir Fig.3.2). On distingue deux types :

1. Compresseur à piston : système bielle manivelle, système à barillet.
2. Compresseur à membrane.

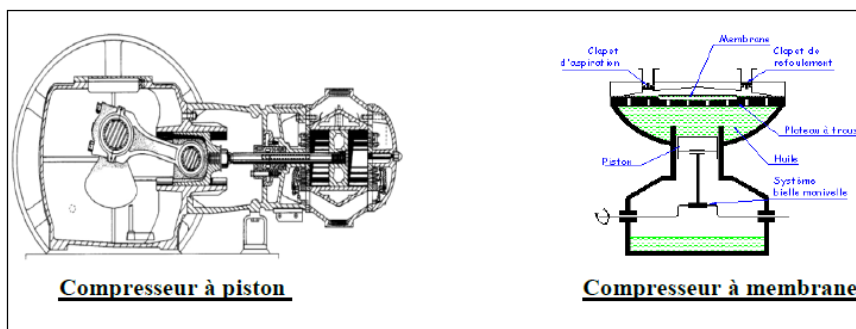


Figure 3.2: Compresseurs alternatifs.

3.2.1.2 Les compresseurs rotatifs:

Ils sont de plusieurs types, dont le principe de fonctionnement fondamental est le suivant :

- Le gaz est introduit dans un espace limité par le corps du compresseur et une partie de l'élément qui tourne (palettes, lobes, vis) (voir Fig.3.3).
- Le gaz est transporté de l'aspiration au refoulement.
- Mise en contact avec le circuit à haute pression.

On distingue les types suivants :

1. Compresseur à lobe ;
2. Compresseur à palettes;
3. Compresseur à vis : compresseur mono vis, compresseur à double vis;
4. Compresseur à anneau liquide.

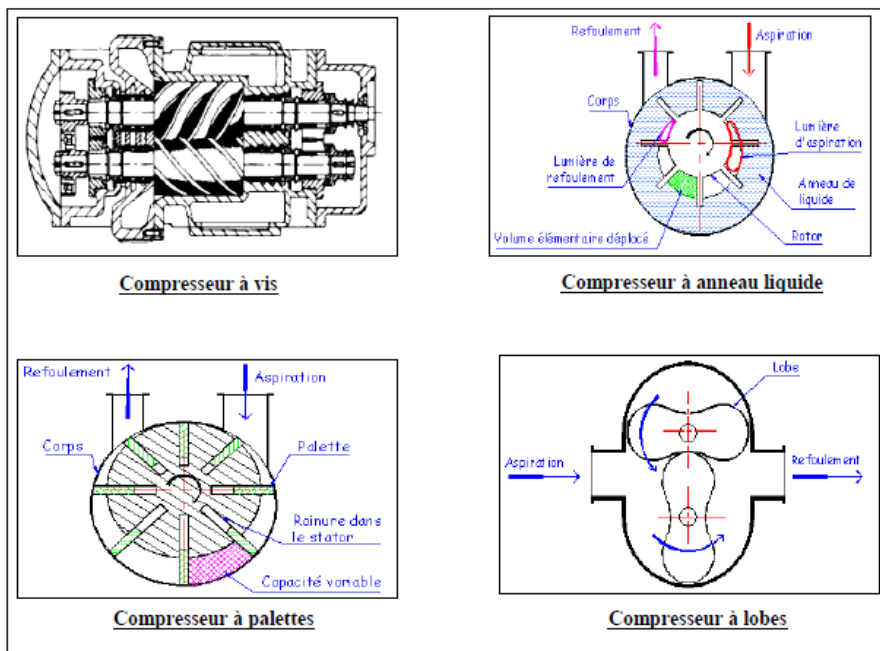


Figure 3.3: Compresseurs rotatifs.

3.2.2 Les compresseurs dynamiques:

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiales et centrifuges (voir Fig.3.4)

Les compresseurs centrifuges augmentent l'énergie du gaz comprimé grâce à la force centrifuge qui est provoquée par le mouvement de rotation des roues à aubes.

L'indice principal de ces compresseurs est la continuité de l'écoulement

de l'entrée à la sortie ; à l'entrée de la roue se passe la compression du gaz et l'augmentation de l'énergie cinétique ;
L'énergie cinétique obtenue par le gaz est transformée en énergie potentielle dans les éléments immobiles.

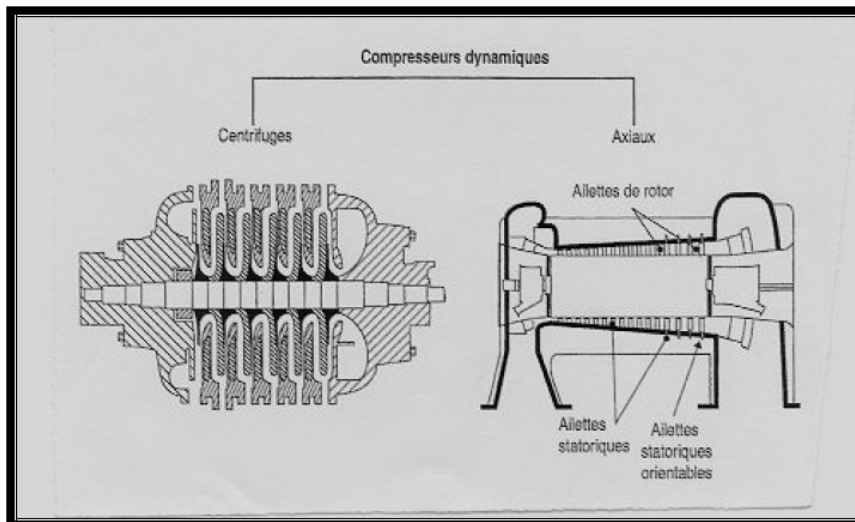


Figure 3.4: Les types de compresseurs dynamiques .

3.2.2.1 Les compresseurs axiaux:

Les compresseurs axiaux ne sont pas refroidis, la compression est faite sans échange de chaleur avec l'extérieur.

Ce sont des machines réceptrices à écoulement axial du fluide compressible, ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation ; ils sont caractérisés par le nombre d'étages important et le taux de compression n'est pas élevé (de l'ordre 1.3).

3.2.2.2 Les compresseurs centrifuges:

Ces compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimique et pétrochimique ; ils sont très compacts et peuvent développer des puissances importantes comparées à leur taille ; dans leur plage de fonctionnement, ils n'engendrent pas de pulsation de pression au niveau des tuyauteries ; ces qualités permettent des installations légères, pour l'environnement de ces compresseurs.

Ils sont particulièrement appréciés pour leurs fiabilités, à cause de leur conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal ; la périodicité des entretiens atteint généralement de trois à cinq ans.

3.3 Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuges:

3.3.1 Description générale:

Le compresseur centrifuge est une machine "dynamique" à écoulement continu de fluide. Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans les roues, le reste dans le stator, c'est-à-dire dans le diffuseur.

Ce type de machine est constitué par un corps extérieur(A) contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé par l'arbre (C), une ou plusieurs roues (D), le piston d'équilibrage (E) et le collet du palier de butée (F).

Le rotor entraîné par la machine motrice moyennant le moyeu, tourne sur les paliers porteurs (H) et est gardé dans sa position axiale par le palier de butée (I). Des dispositifs d'étanchéité à labyrinthe (L), et des étanchéités huile d'extrémité agissent sur le rotor (voir Fig.3.5).

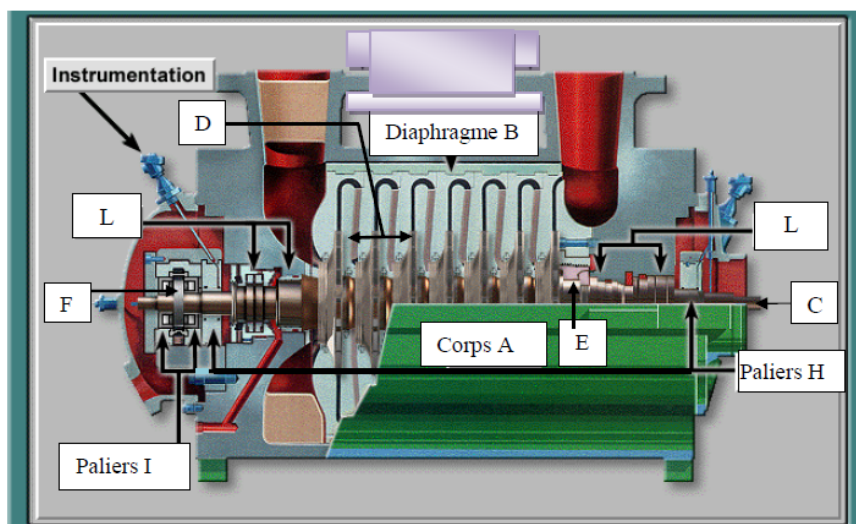


Figure 3.5: Schéma d'un Compresseur centrifuge .

3.3.2 Principe de fonctionnement:

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelée volute d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (voir la Fig.3.6).

Dans la chambre annulaire du côté opposée par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz.

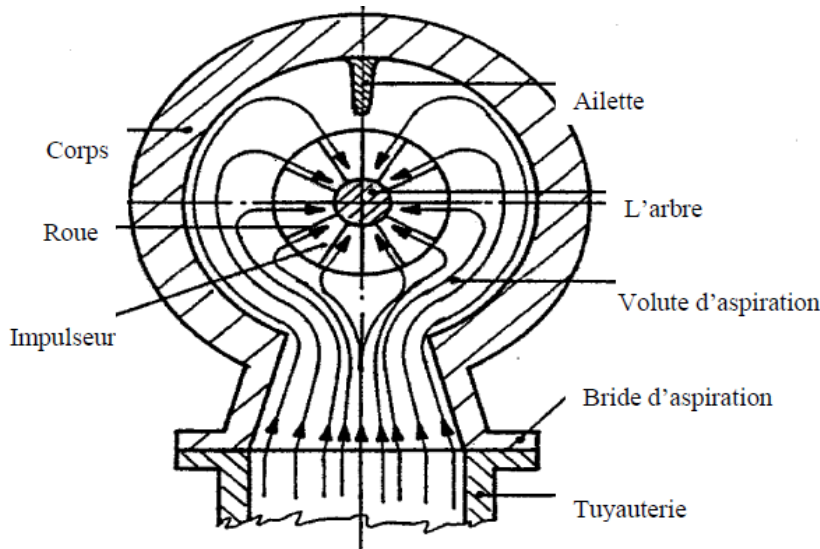


Figure 3.6:

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et donc aspiré par la première roue (voir la Fig.3.7). La roue pousse le gaz vers la périphérie

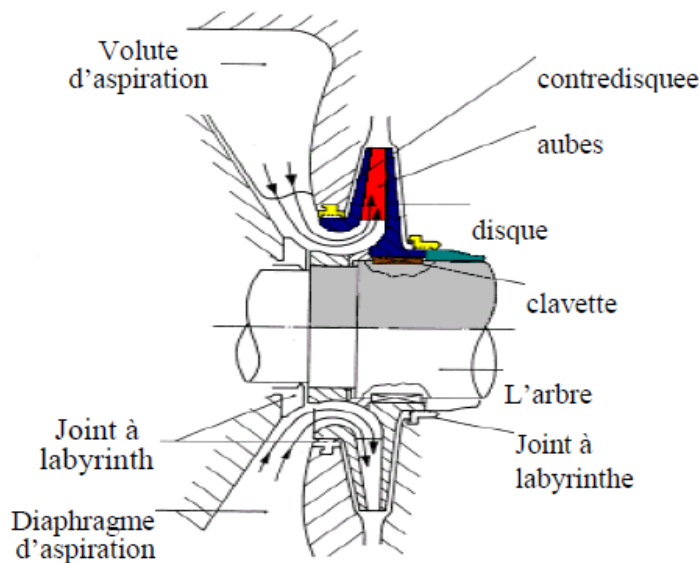


Figure 3.7:

en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle.

Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt dans une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression.

Puis le gaz parcourt le canal de retour ; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes (voir Fig.3.8) qui ont comme tâche de diriger le gaz

vers l'aspiration de la roue suivante.

La disposition des aubes est telle qu'elle permet de redresser le mouvement en spirale du gaz de manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue suivante. Ensuite le gaz est aspiré par la deuxième roue et, pour chaque roue, le même parcours se répète. La dernière

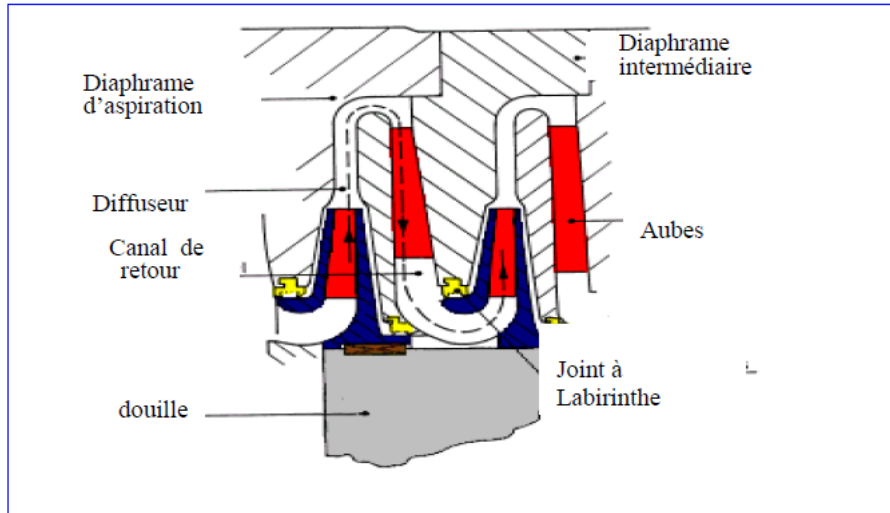


Figure 3.8:

roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement (Voir la Fig.3.9) :

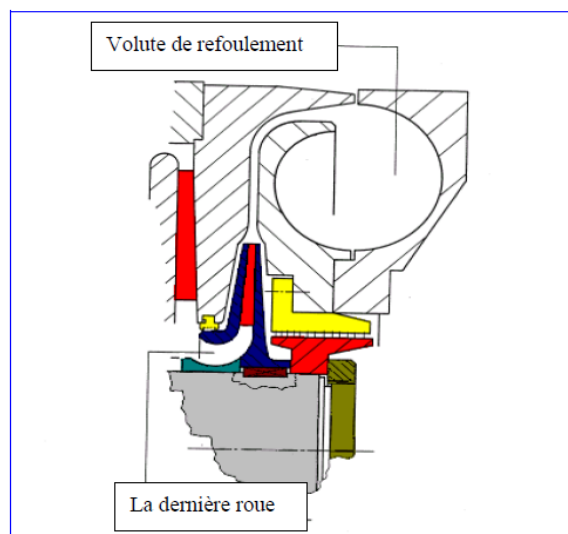


Figure 3.9:

3.4 Type des compresseurs centrifuges:

La construction de ces compresseurs étant adapté au cas particulier de chaque réalisation ; on distingue :

3.4.1 Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal:

Ils sont indiqués par le signe MCL L'enveloppe du compresseur se divise le long du plan horizontal en deux parties, supérieure et inférieure (assemblées par boulonnages au niveau du plan de joint horizontal). L'étanchéité du joint est de type métal ces enveloppes sont souvent moulés.

La construction de la machine est conçue pour permettre un démontage facile. Dans l'ordre général, la limite maximale de pression devait être de 50 à 60 bars pour ce compresseur. Les diaphragmes, la paroi d'aspiration et la volute de refoulement se montent par demi-partie directement dans chaque demi-enveloppe. Ce type d'assemblage permet une maintenance aisée par accès direct aux organes internes du compresseur (fig.3.10).

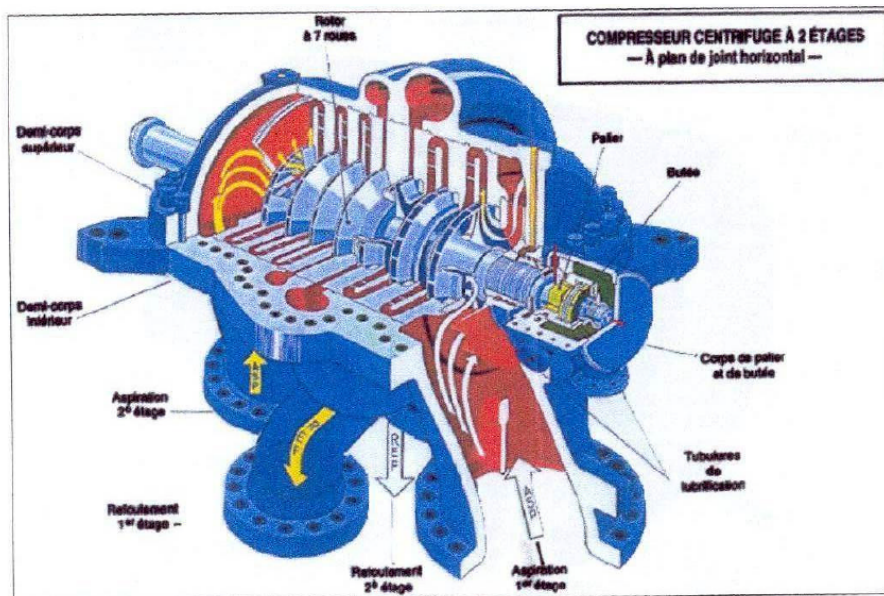


Figure 3.10:

3.4.2 Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical:

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques, et si nécessaire on introduit une enveloppe intérieure qui se divise en deux parties supérieure et inférieure ces parties à leurs tour contient l'ensemble de diaphragme. Ensuite la partie rotorique, C'est pour cette raison que ce type de compresseurs est dénommé "barrel". Ces compresseurs, généralement multi-étagés, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700bars); (fig.3.11).

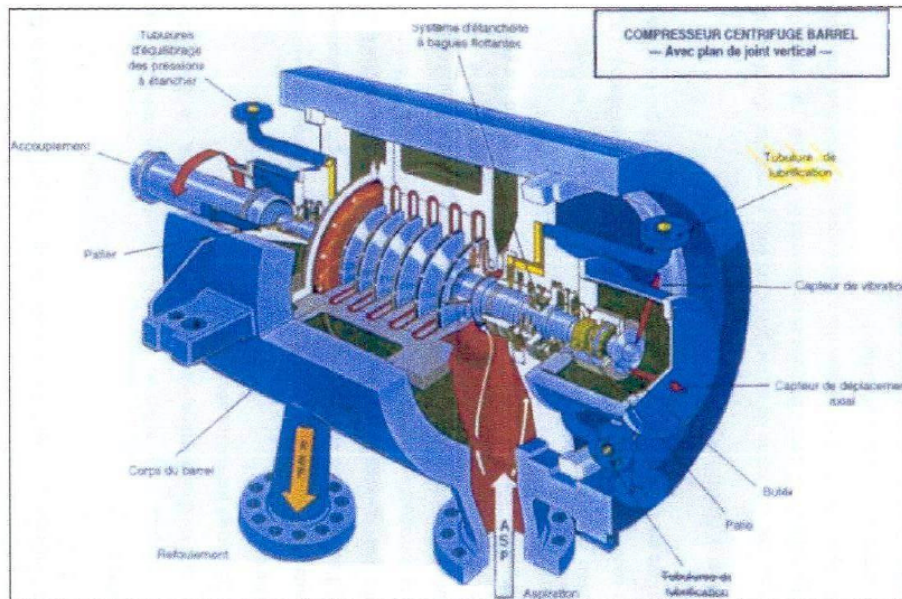


Figure 3.11:

3.5 Circuit de lubrification et d'étanchéité:

Le circuit d'huile de lubrification (voir Fig.II.12) a pour objet de faire circuler l'huile de graissage des paliers, accouplements et entraînements. Livré généralement sur console séparée, il comporte principalement :

- Un réservoir d'huile avec un système de réchauffage de l'huile.
- Une pompe de marche normale et une pompe de secours.
- Un filtre double commutable en marche avec indicateur d'encrassement.
- Un réfrigérant double.
- Un régulateur de pression.

Le circuit d'huile d'étanchéité permet d'alimenter en huile les garnitures : il peut être soit indépendant du circuit de graissage, soit monté en dérivation sur lui.

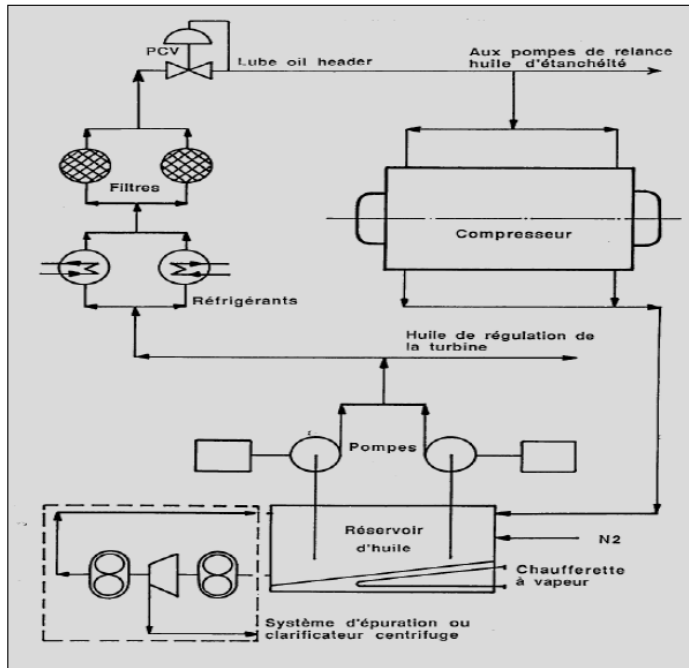


Figure 3.12: Circuit de lubrification et d'étanchéité.

3.6 Evolution des pressions dans un étage de compression:

La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse à la valeur C_2 , et la pression à la valeur P_2 qui est légèrement supérieur à P_1 . La vitesse de la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz passe dans une chambre circulaire appelée diffuseur où la vitesse sera réduite à la valeur C_3 qui est inférieure à C_2 , et cette diminution de vitesse contribue à une élévation de pression à la valeur P_3 qui est supérieure à P_2 (fig.3.14); puis le gaz parcourt le canal de retour; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes (fig.3.8); qui ont pour tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

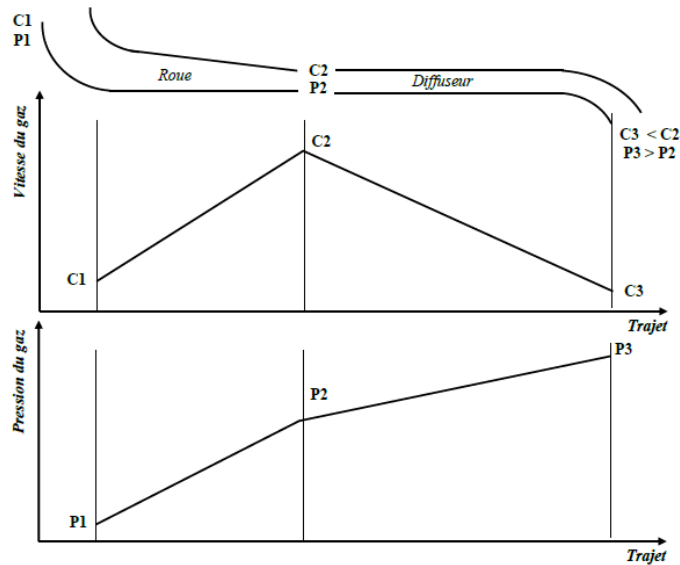


Figure 3.13: schéma de compression dans un étage de compresseur centrifuge.

3.7 L'influence de l'inclinaison des aubages:

3.7.1 Les roues à aubes radiales:

Pour des raisons constructives beaucoup de roues sont à aubes radiales qui sont résistantes et permettent des vitesses périphériques élevées. Permettant une hauteur de refoulement importante, la nécessité d'utiliser des diffuseurs lisses et par conséquent les caractéristiques décroissantes, la zone de stabilité est faible.(Fig.3.15.a)

3.7.2 Les roues à aubes couchées en avant:

Dans la pratique, on ne réalise pas les compresseurs à aubes couchées en avant, car d'une part ils ont un mauvais rendement, d'autre part leur aubages représente moins de résistance aux effets centrifuges. Permettant d'obtenir une hauteur plus grande mais cet accroissement de la hauteur est obtenue sous la forme d'énergie cinétique, il est nécessaire de disposer d'un diffuseur arpenté ce qui augmente les pertes et diminue le rendement, la plage de fonctionnement est réduite. (Fig.3.15.b)

3.8 Les roues à aubes couchées en arrière:

Les aubes inclinées vers l'arrière sont les plus répandues d'une part, et fournissent moins de hauteur mais elles permettent d'utilisation des diffuseurs lisses, la forme de leurs caractéristiques est moins sensible au pompage.(Fig.3.15.c)

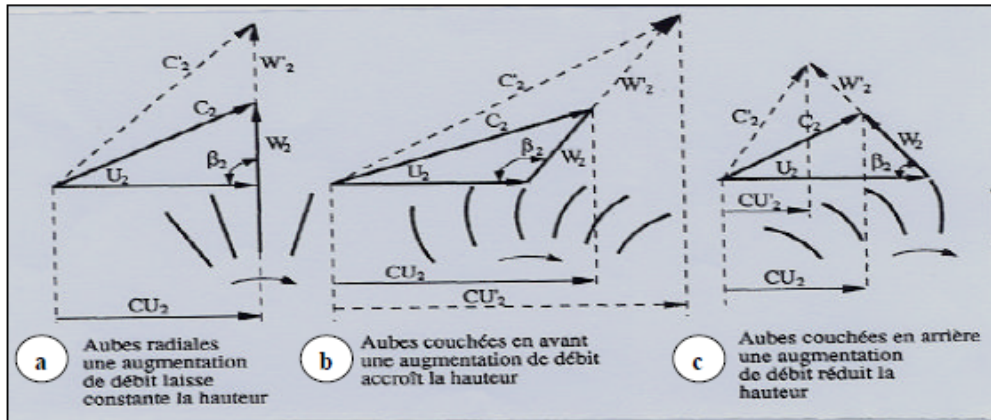


Figure 3.14: Types d'aubes.

3.9 Plages utiles de fonctionnement d'un compresseur centrifuge:

3.9.1 Limitation vers les bas débits - ligne de pompage:

La ligne de pompage délimite la zone de fonctionnement stable du compresseur. Bien entendu, les compresseurs sont équipés des dispositifs de protection contre le pompage : si le point de fonctionnement passe à gauche de la courbe de pompage, un système automatique provoque un recyclage du gaz du refoulement vers l'aspiration, augmentant ainsi artificiellement le débit à l'entrée du compresseur de façon à maintenir le point de fonctionnement à droite de la courbe de pompage.

3.9.2 Limitation vers les hauts débits, gavage:

L'examen d'une courbe caractéristique à vitesse donnée montre qu'au-delà d'un certain débit volumique la hauteur utile diminue de plus en plus vite, vers les hauts débits. Le rendement diminue également très vite. Toute augmentation de puissance ne permet qu'une très faible augmentation de débit ; on dit qu'on est entré dans la zone de gavage du compresseur qui correspond aux débits limites réalisables par les roues du compresseur. Il est pratique de prendre comme limite admissible vers les hauts débits une courbe isorendement, par exemple l'isorendement 0,70 ou 0,65.

3.9.3 Limitation par la vitesse:

Les contraintes engendrées dans le rotor varient comme le carré de la vitesse périphérique. Cette dernière est donc limitée à une certaine valeur, de même que la vitesse. Il existe donc une courbe de vitesse maximum à ne pas dépasser. Vers les faibles vitesses il n'y a généralement aucune limitation, sauf si éventuellement il existait dans cette zone une

fréquence critique dangereuse.

3.10 Courbe de performance d'un compresseur centrifuge:

3.10.1 Introduction:

Les courbes de performances sont fréquemment appelées également courbes pression / volume ou hauteur / débit. Quel que soit leur dénomination, leur but est le même, à savoir représenter graphiquement comment la pression et la puissance varient avec le débit.

3.10.2 Limites d'utilisation importantes:

De plus, les courbes caractéristiques pression/volume représentent également les limites d'utilisation importantes. La plus importante est le point de pompage ou limite de débit minimum au-dessus duquel le compresseur devient instable. Cette instabilité se manifeste par des pulsations dans le débit et la pression qui peuvent créer de graves dégâts au compresseur. C'est pourquoi on utilise un système d'anti-pompage pour maintenir constamment le débit au-dessus de la valeur limite correspondant au pompage. La zone de pompage et sa limite sont clairement indiquées sur les courbes. Si ce n'était pas le cas, il faut savoir que l'extrémité gauche des courbes correspond à la limite de pompage.

Du côté droit, les courbes se terminent normalement avant d'atteindre la condition limite appelée ;stonewall ;ou étranglement. D'habitude, il n'est pas nécessaire d'installer au moyen de contrôle évitant d'opérer près de cette limite car l'étranglement n'engendre aucun dommage à la machine. Cependant, comme chaque règle a ses explications, l'installation éventuelle d'un système de contrôle et protection en cas d'étranglement ne doit jamais être négligée lors de la conception des systèmes de contrôle relatif à la machine.

3.10.3 Utilisation de la courbe:

L'axe vertical situé à gauche représente la hauteur exprimée en pourcentage de la valeur nominale. Un point situé en haut du quadrant correspond à une grande hauteur. L'échelle horizontale représente le débit exprimé aussi en pourcentage du débit nominal ; un point situé à droite correspond à un débit important. La courbe montre que quand la hauteur augmente, le débit diminue.

Supposant que le compresseur refoule dans un système demandant un niveau de pression égale à 100 % de la hauteur nominale et qu'il travaille également à 100 % de débit comme indiqué sur le graphe. Si le système en aval du refoulement utilise moins de gaz que la quantité sortant du compresseur, la pression dans la ligne de refoulement va augmenter. La

courbe montre que lorsque la pression ou la hauteur exprimée en mètre de gaz augmente, le débit à travers le compresseur diminue. Si l'on suppose maintenant que la hauteur au refoulement atteint 102 % de la valeur nominale pour maintenir le débit, la courbe de performance nous montre que pour 102 % de hauteur, le débit n'est plus que 90 % de sa valeur normale. Si la pression dans le système aval atteint 104 % de hauteur, le compresseur pour maintenir le débit réduit le volume à 70 % de la valeur nominale. Nous voyons sur le graphe que le point de fonctionnement correspondant à 104 % de hauteur est plus près de la ligne de ligne de pompage située à l'extrême gauche de la courbe que le point précédant correspondant à 102 % de hauteur. Quand la hauteur nécessaire pour maintenir le débit augmente, le point de fonctionnement du compresseur se rapproche de la limite de pompage. En se référant au graphe, le compresseur considéré commence à pomper pour 105 % de hauteur ; le débit correspondant à ce point de pompage est 50 % du débit nominal. Quand les conditions d'exploitation atteignent ce point, le système automatique contrôle et de protection intervient pour éviter d'entrer dans la zone de pompage. Afin d'éviter tout incident en se rapprochant trop près du point de pompage, le système doit être calibré de façon à entrer en action avant même d'atteindre cette zone de pompage.

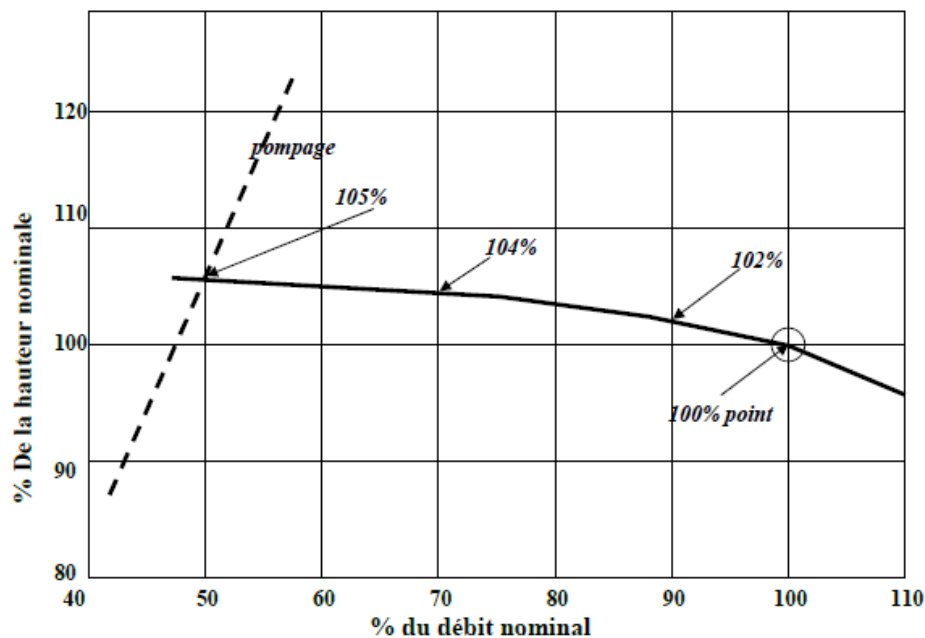


Figure 3.15: Courbe Caractéristique.

3.11 Le phénomène de pompage:

Le pompage est une instabilité mono dimensionnelle axiale qui affecte le système de compression de façon globale. Si le débit diminue, les pertes ont tendance à augmenter dans le compresseur. Quand le point de fonctionnement traverse la ligne de pompage, la machine n'arrive plus à fournir suffisamment d'énergie pour contrer les gradients de pression adverses et l'écoulement est affecté par une onde de pression basse fréquence qui se déplace de l'aval vers l'amont. La fréquence de cette onde de pression varie généralement entre 2Hz et 50Hz pour les compresseurs. Lorsque la machine fonctionne dans un tel régime, de fortes fluctuations du débit moyen peuvent être observées, pouvant même aller jusqu'à une inversion totale du sens de l'écoulement. La fatigue extrême supportée par les aubages rend ce phénomène très dangereux pour le compresseur. Cette instabilité possède également une forte hystérésis. Bien souvent, pour sortir d'un régime de pompage, la seule solution consiste à augmenter très fortement le débit dans la machine (ou à la redémarrer quand c'est possible).

3.12 Régulation anti-pompage:

Lorsqu'on parcourt la caractéristique d'un compresseur en allant vers les faibles débits, on arrive à un point où le fonctionnement devient instable. Pour éviter cette zone, il convient d'accroître artificiellement le débit appelé par le compresseur lorsque ce dernier est utilisé au voisinage de la zone dangereuse. Ce débit supplémentaire, devra être évacué à la sortie de la machine : c'est-à-dire le rôle de la soupape anti-pompage dont le débit est piloté par la mesure du débit du compresseur et s'ouvre progressivement lorsque ce dernier arrive à la valeur de consigne. Le gaz est recyclé en amont de la machine après passage dans un réfrigérant. Et lorsque la nature du fluide le permet, par une mise à l'air libre d'une partie de fluide refoulé.

3.13 Poussé axiale:

Le rotor du compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale, dirigée du côté du refoulement vers l'aspiration, cette poussée est due aux différentes pressions agissant sur les surfaces externes de chaque roue (voir Fig.3.16).

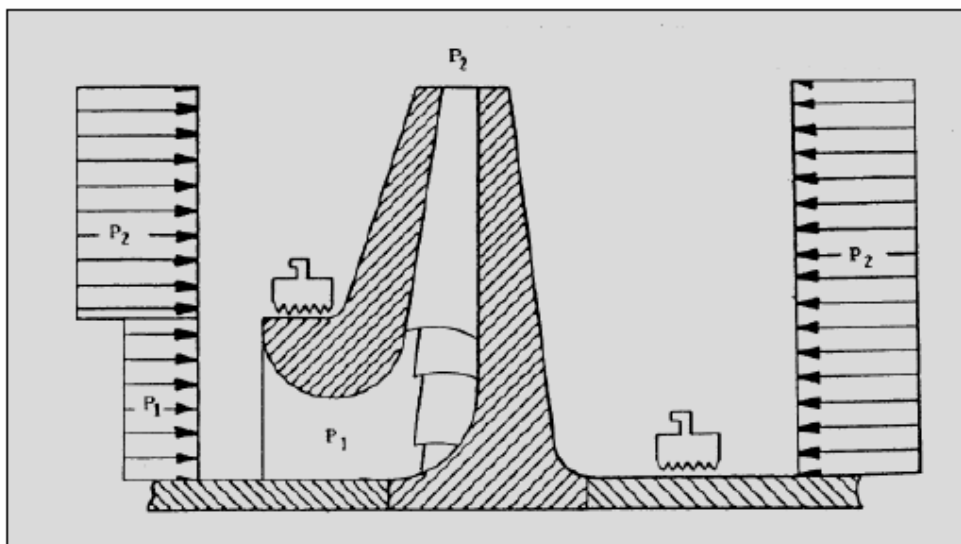


Figure 3.16:

Dans les appareils monocellulaires, il est possible de supporter cette poussée par une butée mécanique. Dans les appareils multicellulaires, cette poussée doit être compensée par celle d'un piston d'équilibrage dont le diamètre est sensiblement égal à celui des garnitures d'ouies des roues.

3.14 Piston d'équilibrage (tambour d'équilibrage) :

Pour compenser les forces axiales des roues, un piston d'équilibrage est ajouté sur l'arbre, le diamètre extérieur de ce piston est calculé pour équilibrer les forces axiales sur le rotor. Ce piston d'équilibrage est généralement soumis d'un côté à la pression de sortie de la dernière roue et de l'autre côté à la pression d'aspiration. Cette pression d'aspiration est ramenée dans la chambre a voisinant le piston par un tuyautage externe au compresseur reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur. Ce dispositif a l'avantage de limiter les poussées axiales des roues, de permettre le fonctionnement des étanchéités de bout d'arbre à la pression d'aspiration, mais génère des recirculations internes diminuant le rendement polytropique du compresseur.

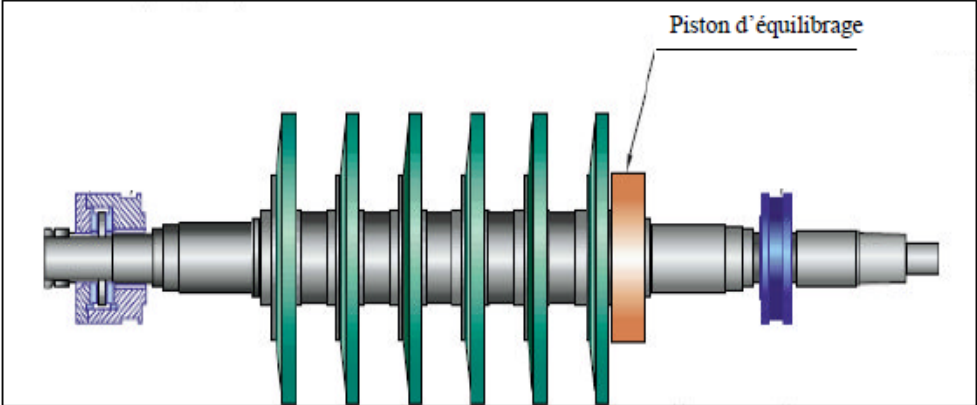


Figure 3.17: Rotor avec un piston d'équilibrage.

4 Description du compresseur K-301

4.1 Description du compresseur K-301:

Le gaz MP entrant dans la bride d'aspiration parvient au 1er impulseur en rotation et acquiert aussi une vitesse élevée soumise à la force centrifuge. Il est alors canalisé par le diffuseur et le canal de retour vers le 2ème étage, ensuite le 3ème, le 4ème et le 5ème étage, après avoir été combiné avec le gaz HP provenant du ballon d'aspiration (V-302) pour entrer en 2ème section par son collecteur d'admission, ou il passe par les quatre étages de cette section pour être comprimé jusqu'à 26,7 bars après lesquelles le gaz quitte le compresseur par la volute d'échappement, et à la sortie du compresseur, le refroidissement de refoulement dans l'aéroréfrigérant (E-301) est prévu pour refroidir le gaz comprimé. Les gaz refroidis provenant de train de compression sont envoyés à UTG à travers la tour de lavage de refoulement (V-303) où l'eau condensée est enlevée.

Dans ce chapitre on va définir les éléments principaux du compresseur K301, ainsi que le système de graissage de ce dernier.

4.2 Définition du compresseur K-301:

Le compresseur K301 est un compresseur centrifuge de type cylindrique modèle DRESSERCLARK 441B 5/4 à joint vertical "barrel". Ce compresseur ayant un rotor avec des roues montées "dos-à-dos", est à deux sections. La première section c'est pour une moyenne pression "MP" ayant 5 étages, et la deuxième section à haute pression "HP" ayant 4 autres étages.

4.2.1 Explication du numéro du modèle:

Les deux premiers chiffres du numéro du modèle se rapportent à la capacité à la pression maximale supportée par le modèle en question. Le troisième chiffre est la taille du bâti déterminée par des critères physiques (ex: diamètre de l'alésage du carter) et la lettre "B" désigne la ligne de produit, 5/4 est le nombre d'étages, de la première section et de la deuxième section successivement.

Pour chaque modèle, deux types de configuration de rotor sont disponibles en fonction des conditions spécifiques de fonctionnement. Une unité avec un rotor "direct" à toutes ces roues face à la même direction est

pourvue d'un tambour d'équilibrage (piston) coté refoulement.

Le piston d'équilibrage est utilisé pour réduire la poussée du rotor à une valeur nominale admise par les semelles des coussinets.

Une unité avec un rotor "dos-à-dos" a ses roues à aubes de la deuxième section face à la direction opposée à celles de la première section.

Cette configuration élimine la nécessité d'un piston d'équilibrage comme l'exemple de K-301.

4.2.2 Principe de l'opération:

La rotation à grande vitesse des impulseurs du rotor communique une énergie à l'air ou au gaz qui circule dans ceux-ci. L'arrivée du gaz s'effectue dans la volute d'entrée (aspiration) du compresseur d'où il s'écoule dans l'aube à ailettes directrice du 1er étage qui le dirige axialement sous un angle convenable dans l'impulseur 1er étage. Du fait de la force centrifuge le gaz est refoulé à grand vitesse à la périphérie de l'impulseur. Le gaz s'écoule ensuite dans l'espace annulaire entre la paroi d'aspiration et le diaphragme 1er étage. Après un nombre d'étages consécutifs, le gaz s'écoule de la volute de refoulement du compresseur jusqu'à la tuyauterie client.

Lorsque le montage du compresseur K-301 est "dos-à-dos", donc les roues de rotor sont appelées de la première ou de deuxième section (1er étage ou 2ème étage de compression), le refoulement 1er dans une canalisation montée sur le carter pour être dirigé vers l'aspiration de la deuxième section où est mélangé avec l'arrivée du gaz HP. Le mélange est comprimé par les roues de la deuxième section, le gaz est ensuite refoulé vers UTG.

4.3 Constitution du compresseur K-301:

Le compresseur K-301 est constitué essentiellement des éléments comme suit:

4.3.1 Ensemble du rotor:

Il est constitué par un arbre sur lequel sont assemblées les roues, les entretoises des roues, les bagues fendues, le disque de butée et les douilles, et le moyeu d'accouplement. Les roues et les entretoises sont emmanchées "modérés" sur l'arbre, voir (fig.4.1) :

Ils sont situés axialement et retenus par des bagues fendues montées dans des gorges annulaires à chaque embout d'arbre. Les bagues fendues sont protégées par des bagues d'emmanchement.

Le moyeu d'emmanchement et le disque de butée sont emmanchés "serré" sur l'arbre et dilatés hydrauliquement lors de l'assemblage et du démontage.

Le rotor peut être piloté par chaque embout par un accouplement de type

flexible. Le moyeu d'accouplement est fixé à l'embout conique de l'arbre par un écrou indesserrable. Dans ce cas les roues montées ; dos-à-dos ;, le piston d'équilibrage est supprimé par ce que la deuxième section étant montée dans la direction opposée à celle de la première section. Cette

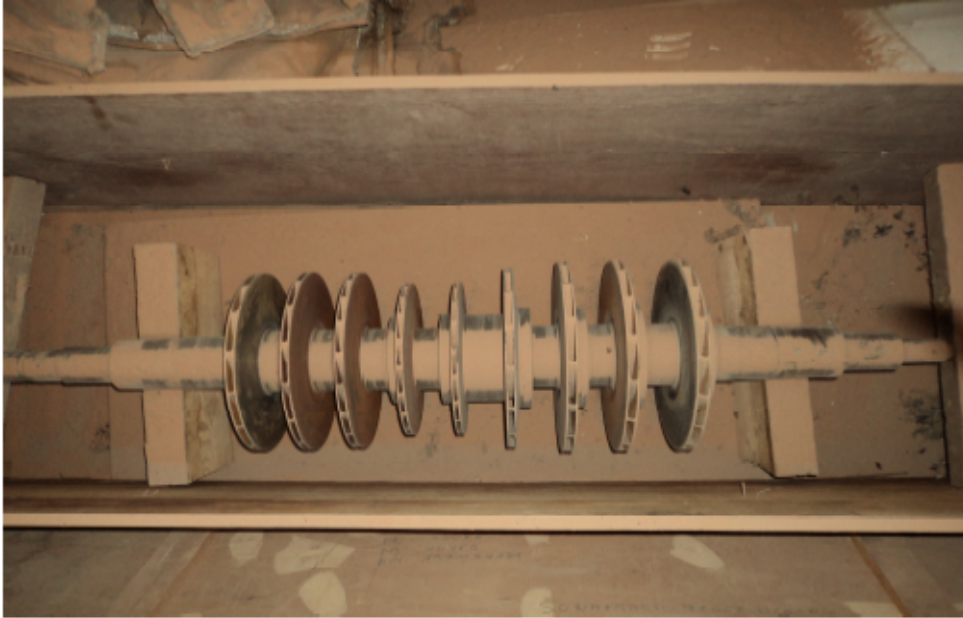


Figure 4.1:

configuration d'aubage supprime quasiment la poussée résiduelle étant facilement absorbée par les semelles des paliers.

4.3.1.1 L'arbre:

Il est constitué d'une partie centrale à diamètre constant où sont montées les roues et les douilles intermédiaires. Il est en acier à des propriétés mécaniques meilleures.

4.3.1.2 Les roues:

Les roues sont frettées sur l'arbre avec un serrage de tolérance négative pour éviter leur desserrage aux hautes vitesses de vibration due aux forces centrifuges. Elles sont constituées d'un disque, les aubes et un contre disque. Leur construction est en acier allié ayant des propriétés mécaniques élevées mais à faible pourcentage de carbone pour obtenir une bonne soudure.

4.3.1.3 Disque de butée:

Le disque de butée est trempé et rectifié sur ces deux faces il est monté sur l'arbre pour maintenir le rotor dans sa position axiale correct, voir (fig.4.2) :

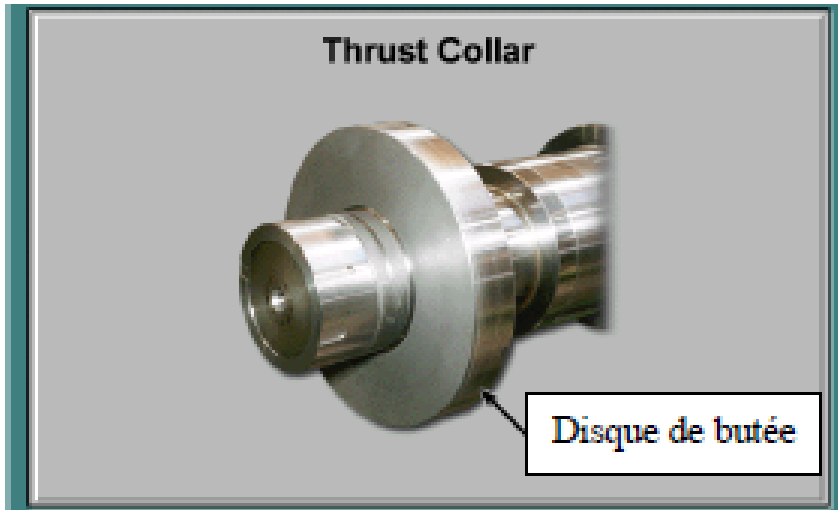


Figure 4.2:

4.3.2 Les paliers de butée:

Ils sont de type "Michell" avec plusieurs semelles ou patins indépendants et pivotants de chaque côté du disque de poussée. La poussée du rotor s'exerce normalement vers la tête d'aspiration mais dans certaines conditions particulières, une poussée inverse peut survenir, rendant nécessaire l'utilisation de coussinets de poussée double-direction. De l'huile de graissage est apportée aux coussinets par un système d'alimentation forcée. Les semelles actives pivotent contre leur anneau de base pour former un coin d'huile protégeant les faces antifriction contre toute charge excessive, voir (fig.4.3) :

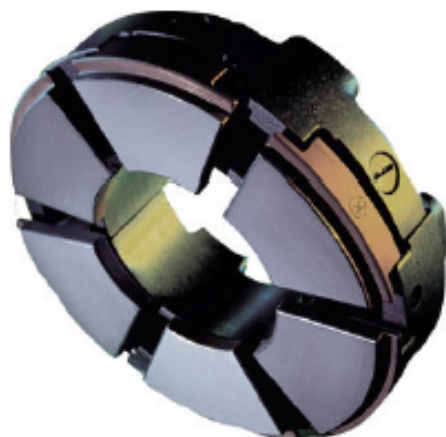


Figure 4.3:

4.3.3 Les paliers lisses:

Le rotor est porté par deux paliers lisses à patins oscillants et à lubrification forcée. Ils sont les patins pivotants comprenant une coquille d'acier (cage du coussinet) et cinq semelles ou patins antifriction, L'huile sous pression arrive aux paliers radialement et passe à travers des orifices pour lubrifier les patins et les taquets. L'huile sort ensuite latéralement Les patins porteurs sont réalisés en acier revêtu de métal blanc. Ils sont solidaires des taquets en acier et sont en place dans leur logement formé par le carter et par deux bagues d'étanchéité d'huile. Chaque palier est bridé au support de palier par un chapeau de palier, voir (fig.4.4) :

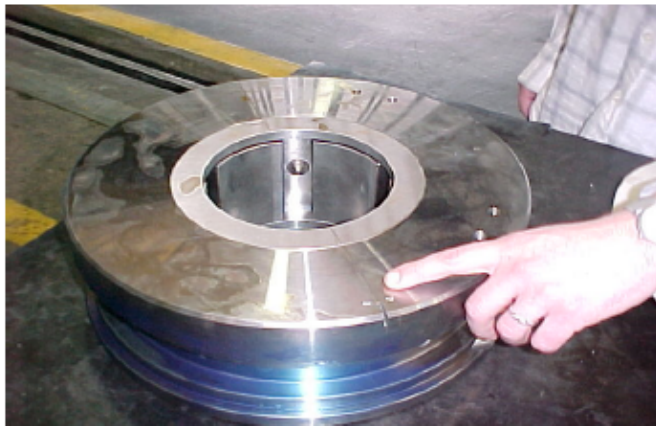


Figure 4.4:

4.3.4 La canalisation interne:

Elle est construite autour du rotor et est constituée des bagues d'entrée, des guides d'entrée, du coude de retour (en cas d'utilisation); des diaphragmes, et des cloisons ou entretoises de diffuseur. Les bagues d'entrée, diffuseur et entretoise de diffuseur constituent une seule pièce et sont démontées/installées axialement. Les coquilles sont boulonnées entre elles au plan de joint avec des vis à tête. La canalisation est démontée/installée au bout du carter, loin de l'entraînement principal et au refoulement.

4.3.4.1 Diaphragme d'aspiration:

Il guide le gaz à l'entrée de la première roue.

4.3.4.2 Diaphragmes intermédiaires:

Ils ont une double tache, former le diffuseur où la transformation de l'énergie cinétique en celle de pression, le canal de retour pour diriger le gaz vers l'entrée de la roue suivante. La pression entre les deux faces

d'un même diaphragme peut être très élevée, aussi certains organes peuvent être particulièrement sollicités, chaque diaphragme est équipé de bagues à labyrinthe qui assurent l'étanchéité sur le contre disque de la roue, et évite les fuites entre les phases, ces bagues d'étanchéité pouvant être facilement déposées et remplacées. Les diaphragmes d'aspiration et intermédiaire sont représentés sur la fig.4.5

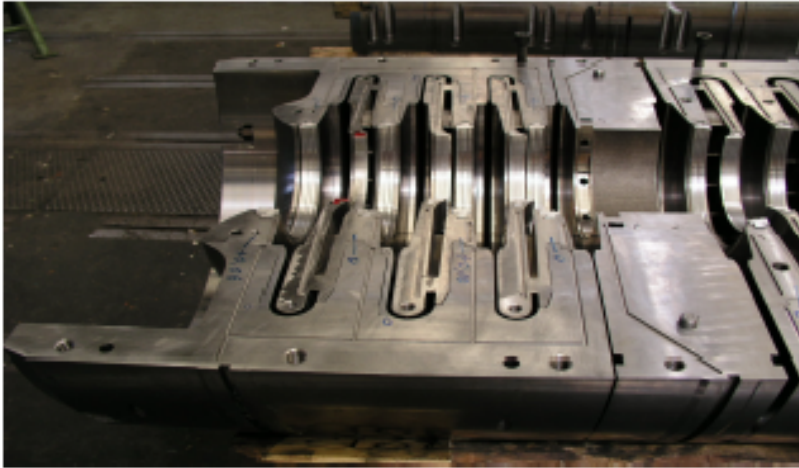


Figure 4.5:

4.3.4.3 Diaphragme de refoulement:

Forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement. Chaque diaphragme contient des anneaux en labyrinthe qui servent d'étanchéité sur le contredisque de la roue.

4.3.5 Ensemble du corps/couvercle:

Le corps du compresseur est exécuté en acier forgé, ainsi que les couvercles, afin de rendre le matériau plus homogène et donc plus résistant, à la considération des pressions élevées auxquelles ces compresseurs travaillent. Le choix du matériau dépend de la pression et de la température de fonctionnement, des dimensions, de la nature du gaz traité. Le joint vertical côté aspiration permet le démontage de l'ensemble aérodynamique pour en assurer l'entretien. Voir (fig.4.6) et (fig.4.7) :



Figure 4.6:

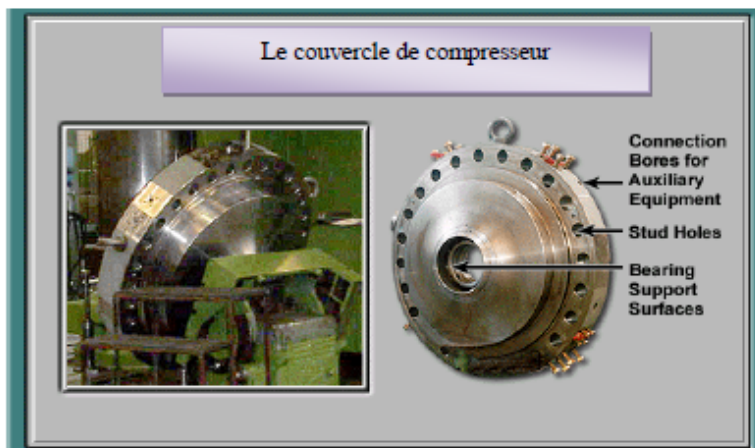


Figure 4.7:

Le couvercle et le diaphragme coté aspiration formant entre eux la volute d'aspiration, ainsi que pour la coté de refoulement, la volute d'aspiration et refoulement intermédiaires sont formées par les diaphragmes intermédiaires.

4.3.6 L'étanchéité:

4.3.6.1 Garnitures à labyrinthe:

La réduction au minimum des fuites vers l'extérieur est obtenue dans les cas où elles sont tolérées, par un jeu de garnitures à labyrinthe, dans ce cas, le gaz qui tend à fuir des extrémités de l'arbre est bloqué par une série de lames appelées labyrinthes.

Les garnitures à labyrinthes sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter des endommagements de ce dernier en cas de contacts accidentels.

Les garnitures peuvent être extraites aisément, le nombre des lames et jeu

dépendent des conditions de fonctionnements, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.

4.3.6.2 Les joints à labyrinthes inter-étages:

Ils sont installés dans les guides d'entrée, diaphragmes et cloison. Les joints sont en deux parties et remplaçables. L'espace entre les joints et chapeaux de roues et entretoises est faible pour limiter les fuites de gaz de la zone de refoulement vers la zone d'aspiration des roues. Une étanchéité à labyrinthes se compose d'une bague dont la périphérie porte une série de lames ayant un jeu réduit avec le rotor. Voir (fig.4.8) :

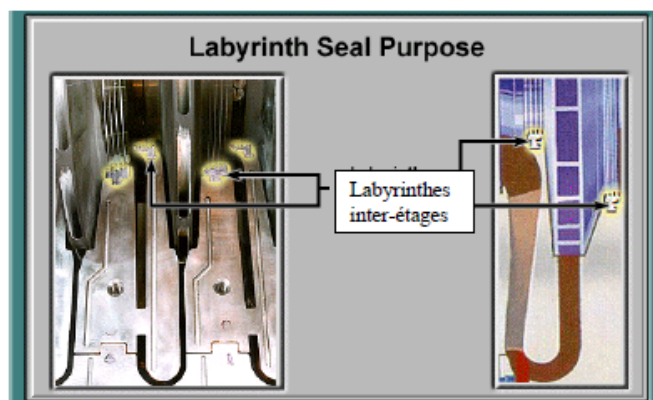


Figure 4.8:

4.3.6.3 Garnitures d'étanchéités à film d'huile:

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées de deux anneaux flottants ; de haute pression du côté HP, et de basse pression du côté BP, revêtus à l'intérieur de métal antifrottement.

L'huile d'étanchéité à une pression légèrement supérieure à celle du gaz arrive dans l'espace annulaire compris entre les deux bagues et passe dans l'espace annulaire laissé par le jeu entre les bagues et l'arbre. (On utilise les bagues pour réglages des débits d'huile). L'huile qui est échappée du côté basse pression revient dans le réservoir et est ensuite réintroduite dans le système, l'huile sortie côté haute pression est purgée par des purgeurs automatiques.

L'entrée d'huile dans le gaz est empêchée par une large garniture à labyrinthes placée entre les garnitures d'étanchéités à huile et l'intérieur du compresseur et pour vue de chambre intermédiaire d'équilibrage de la pression. Voir (fig.4.9) et (fig.4.10) :

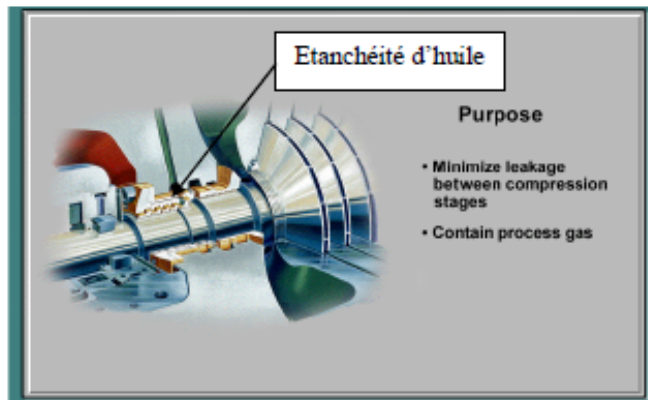


Figure 4.9:

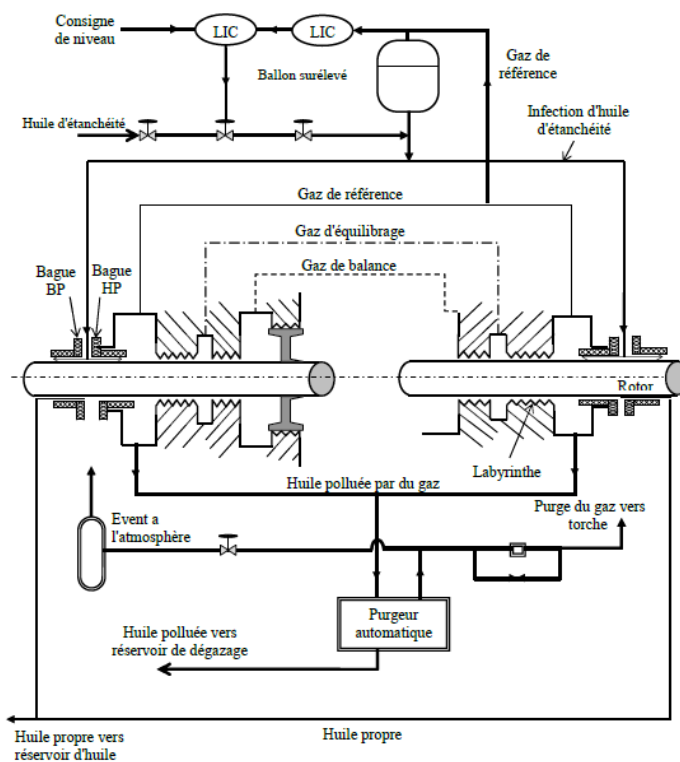


Figure 4.10: circuit d'étanchéité à barrage d'huile.

4.3.6.4 Garnitures mécaniques:

La garniture mécanique est constituée fondamentalement d'une bague de charbon normalement fixe gardée en contact contre un collet d'acier tournant avec l'arbre du compresseur. Le contact est assuré par l'action combinée d'éléments élastiques (ressorts et soufflets) et par la distribution de la pression agissant sur la bague même. Le contact entre le collet et la bague produit de la chaleur qui doit être éliminée en refroidissant la garniture avec l'huile, Pour garantir le graissage de l'interstice contenant le film de lubrifiant entre le collet et la bague il faut une pression

différentielle entre l'huile et le gaz. Pour garder cette différence de pression il est nécessaire de créer une chambre de pression et donc il faut avoir une garniture BP. entre l'huile sous pression et l'atmosphère. Les garnitures mécaniques sont employées surtout où il est important au maximum la quantité d'huile pouvant polluer le gaz ; en effet la perte d'huile de la bague HP est environ 5 à 10 fois plus petite que les pertes des garnitures d'étanchéités à huile ordinaire. Voir (fig.4.11) :



Figure 4.11:

4.3.6.5 Circuit de l'huile de graissage:

Le bon fonctionnement du compresseur nécessite l'apport d'une quantité d'huile suffisante pour évacuer la chaleur dégagée par frottement et pour éviter le contact métal, dont le but d'éviter l'usure des paliers et de la butée. Le système d'huile de lubrification est composé d'un réservoir, d'un filtre, d'un aérorefrigérant, d'une vanne de régulation de pression et d'autres accessoires de sécurité et de régulation. Voir (fig .4.12) :

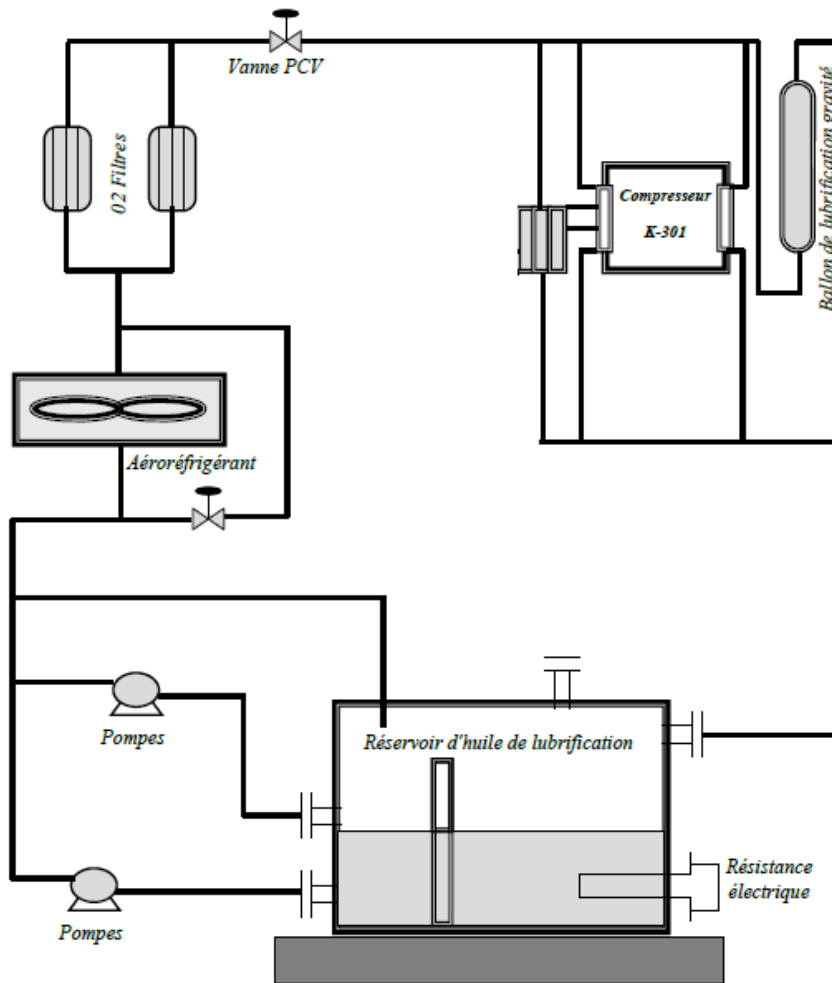


Figure 4.12: Circuit de lubrification.

L'huile est aspirée du réservoir et envoyée dans le circuit de lubrification par deux pompes, une principale et l'autre auxiliaire montées en parallèle, avec une soupape de surpression, et entraînées par des moteurs électriques. L'huile refoulée est refroidie par un aérorefrigérant équipé d'une vanne régulatrice de température qui a pour rôle de maintenir la température d'huile en aval de l'aérorefrigérant à 60°C.

À la sortie de l'aérorefrigérant l'huile passe par un filtre (pour ne maintenir en circulation que l'huile propre) puis par une vanne autorégulatrice de pression qui sert pour contrôle de la pression d'huile de lubrification des paliers de l'ensemble (moteur- compresseur), et de la maintenir à une pression de l'ordre de 2,5 bars.

À la sortie du compresseur, l'huile est évacuée par gravité jusqu'au réservoir d'huile de lubrification dans une position loin de l'aspiration des pompes.

Un réservoir de secours en cas d'urgence est monté à trois (03) mètres au-dessus de l'axe du compresseur, dont sa taille est calculée pour assurer

l'alimentation d'huile suffisante en cas de défaillance dans le système principal d'huile de lubrification ou en cas de coupure de courant électrique.

4.3.7 Autres éléments:

4.3.7.1 Détecteurs de mouvement axial:

Des sondes électroniques de proximité peuvent être utilisées pour détecter et indiquer un mouvement axial de l'arbre. Calibrés correctement, les composants du détecteur et afficheur peuvent indiquer des mouvements axiaux de l'ordre de (0,025mm). La partie affichage peut être connectée à une alarme ou à un système d'arrêt d'urgence (ou aux deux) pour prévenir un possible affaiblissement des coussinets. L'alarme doit être réglée à partir de sa position en poussée à un mouvement de rotor de (0,127mm) vers le détecteur. La coupure d'urgence doit être réglée pour un mouvement de (0,254mm).

Voir (fig .4.13) :

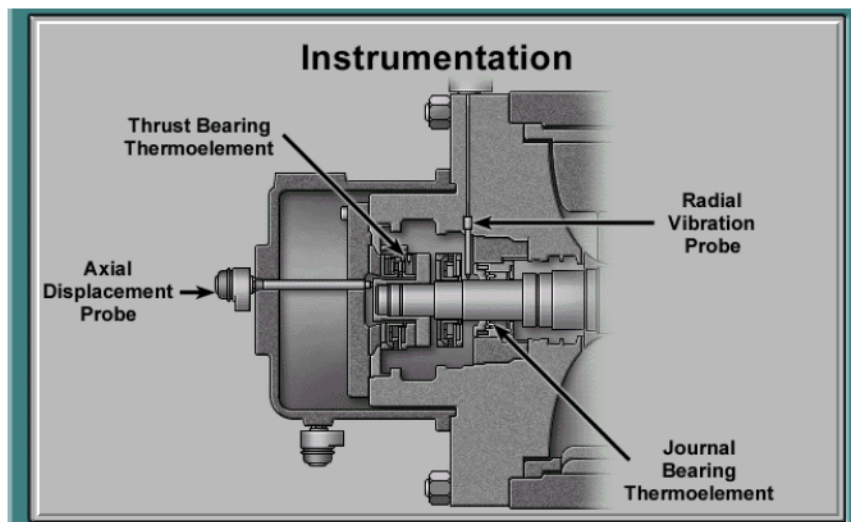


Figure 4.13:

4.3.7.2 Détecteurs de vibrations:

Des sondes électroniques de proximité peuvent être aussi utilisées pour détecter les vibrations radiales de l'arbre. Le point de déclenchement de la coupure est fixé à une valeur donnant une grande marge de sécurité contre un possible endommagement. Un système retardateur de déclenchement est généralement incorporé afin d'éviter des coupures intempestives lors du démarrage, lorsque le rotor accélère, en passant par des vitesses critiques, pour atteindre sa vitesse nominale. Voir (fig.4.14) :

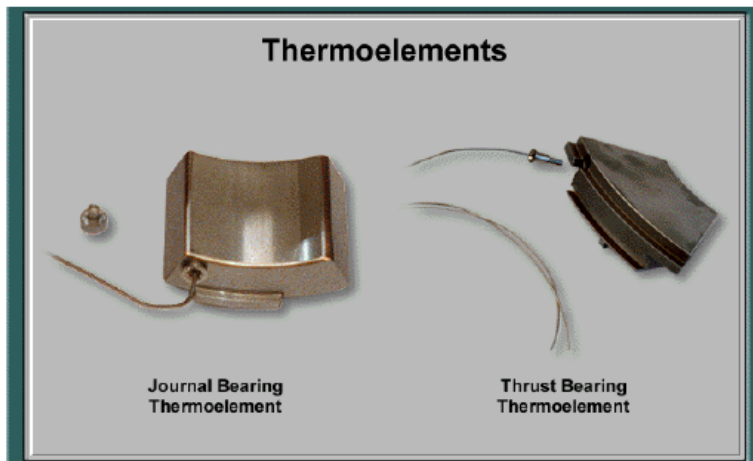


Figure 4.14:

4.4 Machine d'entraînement (moteur électrique):

Les moteurs électriques (asynchrones triphasés) sont très souvent utilisés industriellement pour l'entraînement des machines tournantes à cause de leur simplicités, de leur robustesses et de leur fiabilités.

Ils sont utilisés dans le cas au on a des compresseur à moyenne pression, comme notre cas où la pression de refoulement égal à 26 bars, par contre lorsque on a besoin de hautes pressions on utilise les turbines à gaz.

4.4.1 Caractéristiques du moteur électrique:

Type	Asynchrone
Puissance	2060 Kw
Voltage	5500 V
Fréquence	50 Hz
Ampérage	242,7 A
COS φ	0,93
N	2986 tr/min

Figure 4.15:

4.5 Multiplicateur:

Le multiplicateur est à deux arbres avec deux roues dentées, le rapport du multiplicateur est de l'ordre de 4.5.

5 Partie calcul:

5.1 Calcul thermodynamique du compresseur K-301

5.1.1 Travail de compression des gaz:

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la compression adiabatique sans refroidissement du corps de la machine, le travail adiabatique peut être calculé à partir de l'expression (5.1) pour les gaz parfaits.

$$W = \Delta h = C_p * (t_2 - t_1) \quad (5.1)$$

Mais il est plus commande parfois d'exprimer la valeur de W en fonction de taux de compression qui est habituellement connu.

$$\varepsilon = p_2/p_1 \quad (5.2)$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on à:

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1/k)} \quad (5.3)$$

En remplaçant l'équation (5.3) dans l'équation (5.1) on trouve :

$$W_{ab} = Z * C_p * T * (\varepsilon^{(k-1/k)} - 1) \quad (5.4)$$

$$C_p = (k/k - 1) * R \quad (5.5)$$

En remplaçant l'équation (5.5) dans (5.4) on trouve :

$$W_{ab} = (k/k - 1) * Z * T_1 * R * (\varepsilon^{(k-1/k)} - 1) \quad (5.6)$$

Cette équation permet de calculer le travail adiabatique de la transformation réversible et sans pertes internes dit: " Travail isentropique ". En remplaçant l'exposant adiabatique k par l'exposant polytropique "n" on peut utiliser toutes les équations adiabatiques pour calculer les transformations polytropiques. Il en ressort que le travail polytropique d'une transformation réversible sans pertes d'énergie avec (n = var) se calcule à partir de l'équation:

$$W_p = (n/n - 1) * Z * T_1 * R * (\varepsilon^{n - 1/n} - 1) \quad (5.7)$$

Le travail adiabatique réel W_r d'une transformation irréversible avec (n = var) suivant l'expression (5.1) est égal à:

$$W = C_p(T_{2r} - T_1) \quad (5.8)$$

Où: T_{2r} : Température réelle de gaz au refoulement.

$$T_{2r} = T_1 * (\varepsilon^{k - 1/k}) \quad (5.9)$$

Rapportant les équation (5.5) et (5.9) à l'équation (16) on obtient:

$$W_r = (k/k - 1) * Z * R * T - 1 * (\varepsilon^{k - 1/k} - 1) \quad (5.10)$$

5.1.1.1 Les données de départ 1ere section:

5.1.1.2 Caractéristique du gaz :

Coefficient de compressibilité : $X_1 = 0,779$ (m S²/ Kg).

Poids moléculaire : $M_1 = 37,39$ kg/kmol.

La chaleur spécifique : $C_p = 0,4416$ Kcal/Kg K.

Pression d'aspiration :	$P_1 = 2,3$ bars.
Pression de refoulement :	$P_2 = 9,82$ bars.
Vitesse de rotation :	$n = 12868$ tr/min.
Température d'aspiration :	$T_1 = 314,3$ K
Température de refoulement :	$T_2 = 397,5$ K.
Débit volumique :	$Q_1 = 1987$ m ³ /h.
Nombre de roue :	$Z = 5$ roues.

Figure 5.1:

constituants	GAZ MP	GAZ HP	Mélange MP, HP
	% molaire	% molaire	% molaire
N ₂	0,31	3,00	2,644
CO ₂	0,28	0,44	0,4162
C ₁	22,69	64,99	59,379
C ₂	27,55	17,69	19,00
C ₃	26,87	8,76	11,16
iC ₄	3,18	0,82	1,129
nC ₄	9,90	2,32	3,32
iC ₅	1,65	0,38	0,547
nC ₅	2,63	0,57	0,8407
nC ₆	1,69	0,31	0,4924
nC ₇	0,63	0,13	0,1957
nC ₈	0,16	–	0,0214
H ₂ O	2,46	0,59	0,8412

Figure 5.2: caractéristique du gaz .

5.1.1.3 Resultat obtenu par simulation matlab:

P1	Wr	W	T2r	Wp	Wab
2.3	$7.79 \cdot 10^4$	$1.55 \cdot 10^4$	850.36	$2.42 \cdot 10^4$	$7.79 \cdot 10^4$
2.5	$7.112 \cdot 10^4$	$1.422 \cdot 10^4$	803.11	$2.259 \cdot 10^4$	$7.112 \cdot 10^4$
3.0	$5.738 \cdot 10^4$	$1.147 \cdot 10^4$	708.72	$2.020 \cdot 10^4$	$5.738 \cdot 10^4$
3.5	$4.704 \cdot 10^4$	$9.408 \cdot 10^3$	637.63	$1.817 \cdot 10^4$	$4.704 \cdot 10^4$
4	$3.892 \cdot 10^4$	$7.785 \cdot 10^3$	581.84	$1.658 \cdot 10^4$	$3.892 \cdot 10^4$

Figure 5.3: Resultatpar matlab.

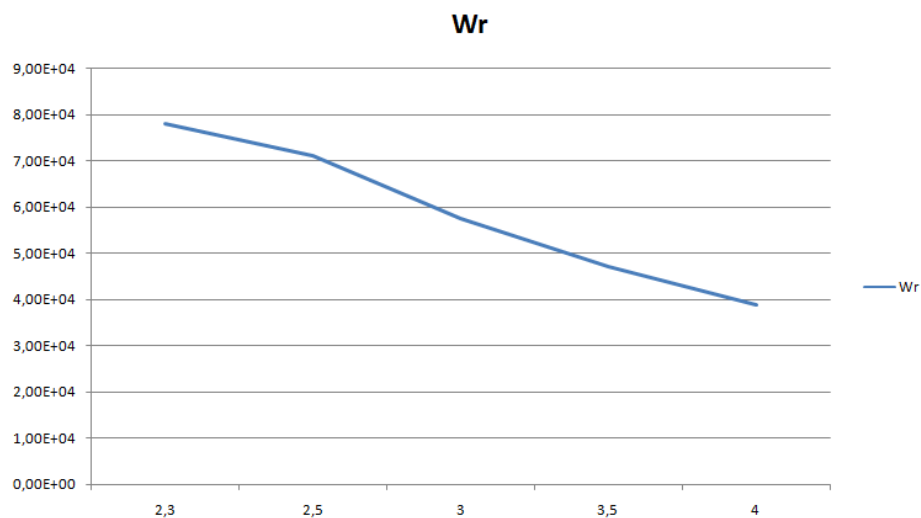


Figure 5.4: La variation du travail réel en fonction de la pression.

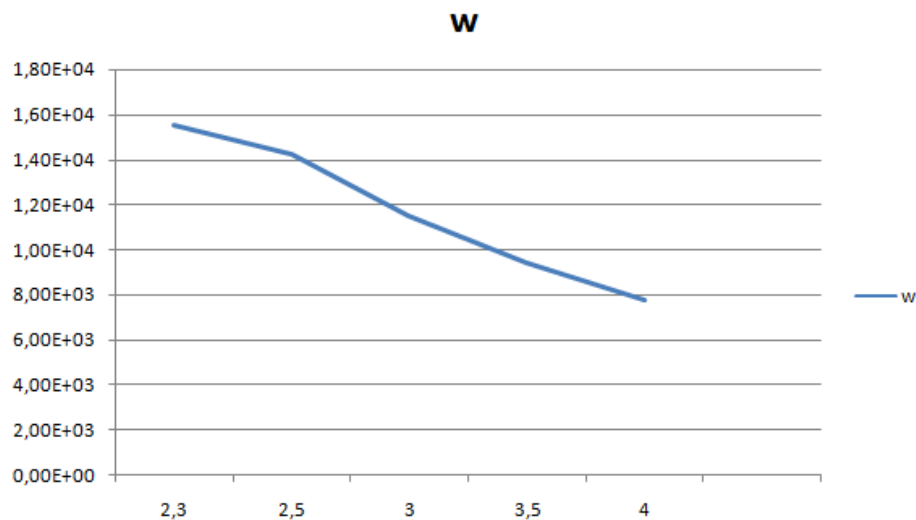


Figure 5.5: La variation du travail en fonction de la pression.

5.1.1.4 Interprétation des résultats :

Le calcul thermodynamique qui a été effectué, nous a permis de voir clairement l'influence de variation de la pression P1 sur les paramètres

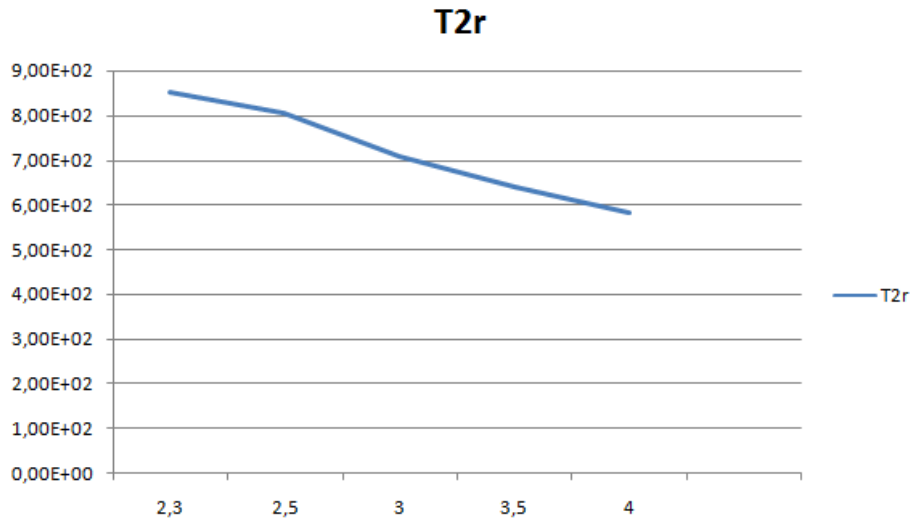


Figure 5.6: La variation de la température en fonction de la pression.

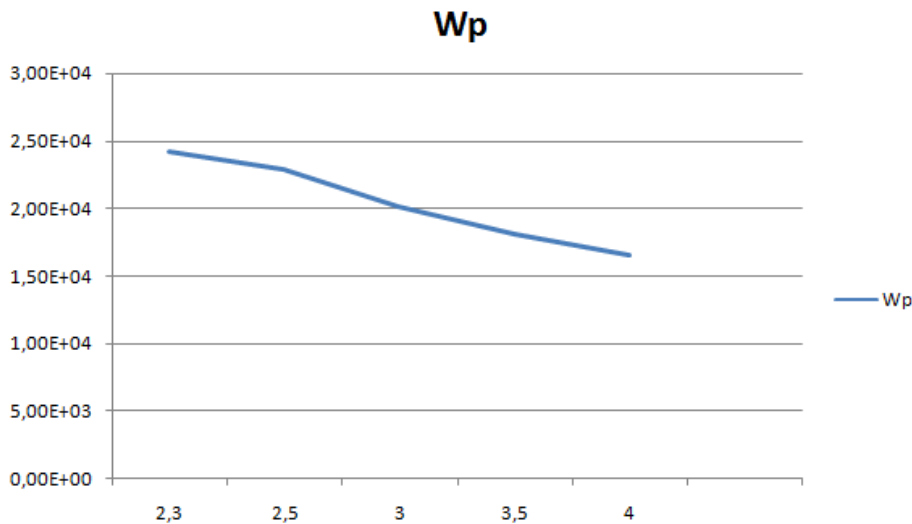


Figure 5.7: La variation du travail polytropique en fonction de la pression.

de compresseur. Nous avons constaté que l'augmentation de pression générée une diminution de travail et température.

5.1.2 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul:

5.1.2.1 Détermination de constante spécifique du gaz (r):

$$r = R/M$$

Ou:

R : constante des gaz parfaits $R = 8,314 \text{ KJ /Kmol.K}$

M : la masse moléculaire du gaz. $r = 8,314 / 37,39 ; r = 0,22 \text{ KJ /Kg.K}$

b) Calcul de coefficients adiabatique :

$$\gamma = C_p / C_v \tag{5.11}$$

$$C_p - C_v = A r$$

A : equivalent thermique $A = 1/4,18 \text{ k cal/KJ}$

OU:

$$C_p = 0,4416 \text{ kcal/kg K}$$

$$C_p - C_v = 0,22/4,18$$

$$C_v = 0,4416 - (0,22/4,18)$$

$$C_v = 0,3884 \text{ kcal/Kg K}$$

$$\gamma = C_p / C_v = 0,4416 / 0,3884 = 1,136 \tag{5.12}$$

c) Le taux de compression:

$$\tau = P_r / P_a = 4,26 \tag{5.13}$$

Ou: P_r : la pression de refoulement.

P_a : la pression d'aspiration.

d) Le coefficient polytropique :

On a :

$$n = \log \tau_{tot} / [\log \tau_{tot} - \log [(t_2/t_1)]] = \log 4.268 / [\log 4.268 - \log (397.5/314.3)] \tag{5.14}$$

$$n = 1,18$$

5.1.2.2 Calcul des différents travaux de compresseur:

a) Travail adiabatique :

$$W_{ad} = (\gamma/\gamma - 1) * X_1 * r * T_1 * (\tau^{\gamma - 1/\gamma} - 1) = 86,15 \text{Kj/Kg} \quad (5.15)$$

b) Travail polytropique :

$$W_{po} = (n/n - 1) * X_1 * r * T_1 * (\epsilon^{n - 1/n} - 1) = (1.18/(1.18 - 1)) * 0.779 * 0.222 * 314.3 * (4.269^{1.18} - 1) = 88,30 \text{Kj/Kg} \quad (5.16)$$

$$W_{po} = 88,30 \text{Kj /Kg}$$

c) Travail réel :

$$W_r = (\gamma/\gamma - 1) * X_1 * r * T_1 * (\varepsilon^{(n - 1/n)} - 1) \quad (5.17)$$

$$W_{réel} = 112,51 \text{ Kj / Kg}$$

5.1.2.3 Calcul des rendements:

a) Rendement adiabatique :

$$\eta_{ad} = W_{ad}/W_r = 86,15/112,51 = 0,765 \text{ ou } 76.5\% \quad (5.18)$$

b) Rendement polytropique/

$$\eta_{po} = W_{po}/W_r = 88,30/112,51 = 0,785 \quad (5.19)$$

5.1.2.4 Calcul des puissances:

a) La puissance transmise au gaz :

$$PT = Q_m \cdot W_{réel}$$

Q_m: débit massique (kg /s)

$$PT = 1,83 \cdot 112,51 = 205,89 \text{ k w}$$

$$PT = 205,89 \text{ KW.}$$

b) La puissance absorbée sur l'arbre du compresseur :

Pour calcul la puissance absorbée on doit prendre en considération les pertes : -Pertes par fuite au garniture : $i_g = 2\%$ -Pertes par frottement sur palier $f_d = 2\%$

$$i_g = f_d = 2\%$$

$$\text{Les pertes} = 2+2= 4\%$$

$$P_{ab} = 205,89 \cdot 1,04 = 214,12 \text{ kw}$$

$$P_{ab} = 214,12 \text{ KW}$$

LES Résultats sont notes dans le tableau suivant:

Les cas	Cas process	Cas avant révision
Taux de compression	4.26	2.71
Coefficient polytropique	1.18	1.26
Travail adiabatique	86.15	110.89
Travail polytropique	88.3	114.94
Travail réel	112.51	173.83
Rendement adiabatique	76.5%	63.79
Rendement polytropique	78.5%	66.12

Figure 5.8:

On Remarque que le taux de compression a diminuer considerablement entre le cas design et celui avant revisiona cause de la chute de la pression au refoulement L'augmentation du coefficient polytropique dans le cas actuel prouve que les valeurs prises avant la revision s'éloignent de celles du constructeur, ainsi les valeurs process sont plus proche du cas ideal qui est entre autre la transformation isentropique.

5.2 conclusion Générale:

Dans notre mémoire de fin d'étude qui intitulé; Etude parametrique de turbine a gaz avec simulation MATLAB;, nous avons faire des calculs thermodynamique pour l'évolution de leurs performances avec différentes conditions de travail. À cet égard, un modèle mathématique a été développé sous Matlab, et validé avec les données réelles d'une turbine à gaz existante MS 5002C. Ensuite, le modèle a été étendu pour étudier ces performances. Basé sur la revue de littérature, nous avons constaté que toutes les turbines à gaz sont affectées par le changement de trois paramètres de base :

La température de l'air ambiant .

Le taux de compression.

La température des gaz à la chambre de combustion.

L'augmentation de la température de l'air à l'entrée du compresseur (température ambiante) provoque des diminutions dans les performances énergétiques, et de la puissance nette, où nous avons enregistré les rendements énergétique et les plus élevés.

D'après les résultats, nous avons trouvé qu'il existe une valeur de taux de compression optimal qui varie d'une configuration à l'autre, et donne les meilleurs rendements énergétiques , et la plus haute puissance nette. Nous concluons que l'augmentation de la température de combustion influence positivement sur le rendement énergétique et la puissance nette, mais elle se provoque une augmentation de la quantité de carburant consommée, donc, une augmentation d'émission de dioxyde de carbone.

Bibliographie:

- [1] HERZALLAH, A. , "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur , Université de Boumerdes , 2006.
- [2] Turbines à gaz aéronautiques et terrestres (par Max GIRAUD et Joël SILET)
- [3] Cours de Formation -Centrale de Récupération de la Chaleur Résiduelle skikda .ppsx)
- [4] André LALLEMAND, 1195, "Production d'énergie électrique par centrales thermiques", Techniques de l'Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.)
- [5] David J. Taylor Olivier Crabos,2003, "GE Power Systems Gas Turbine)
- [6] BEN AMOR, Y. REZIG, T., "Calcul énergétique d'une turbine à gaz, mémoire d'ingénieur (Université Mohamed Khider – Biskra, 2010.)
- [7] Etude thermodynamique et amélioration des performances de la turbine à gaz MS7001(TOUATI Messaoud , SID Amor) , Université de OUARGLA 2014.)
- [8] Nuovo pignone ; Manuel d'instruction de fonctionnement et d'entretien MS5002C ; Volume 1 Florence Italie 1999)
- [9] A. Cheikhrouhou ; Informatique industriel et automatique; STEG 2005)
- [10] Nuovo pignone ; Guide pratique des Turbine à gaz ; 1999)
- [11] SONATRACH SRGA2 ; Manuel de formation pour la conduit et l'entretien;)
- [12] Gas turbine service manual N1189 ; Gas turbine tag N C2T-4001-A volume1 1998)