

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université de KHEMIS MILIANA



Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de la Technologie

Mémoire du Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention de diplôme

Master

En

« Energétique et Thermique »

Option :

« Fluides, Énergétique et Applications »

Titre :

**EVALUATION DES PERFORMANCES DU TURBOCOMPRESSEUR
K-901 - CHAMP DE HASSI R'MEL**

Réalisé par :

Bouchakour rahmani tayyib

Encadré par :

Prf_B. LARIBI

Année Universitaire 2013/2014



Remerciements

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

Nous adressons nos vifs remerciements à notre promoteur consultant Prf [ARIBI.B pour nous avoir diligenté tout au long de ce travail, pour sa Compréhension, sa patience, sa compétence, et ces remarques qui nous ont été précieuses.

Nous tenons à remercier également, le président de jury et les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant de juger et d'évaluer notre travail.

Nous présentons nos chaleureux remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.

tayyib.



Introduction

Vue l'importance économique et stratégique que joue la production gazière dans notre pays, et suite à notre visite sur le site de Hassi R'mel, on a constaté les faits suivants :

L'exploitation du gisement de gaz de Hassi R'mel s'accompagne d'une baisse continue de la pression fournie par les puits.

Pour pallier à cet inconvénient, des stations boosting sont implantées entre les puits producteurs de gaz et les modules de traitement de gaz.

Les stations boosting sont conçues pour amplifier la pression fournie par les puits, en vue d'assurer une pression de design estimée à 120 bars pour le fonctionnement correcte des modules de traitement de gaz.

Ces stations boosting jouent un rôle de première importance dans la supervision et le contrôle de tous les puits producteurs d'une part, et l'alimentation de tous les modules en gaz brut d'autre part.

La station boosting comprend trois turbocompresseurs k-901, dont deux sont en marche continu et une réserve en cas de secours.

Le turbocompresseur k-901 est composé essentiellement d'une turbine à gaz MS 5002C, et d'un compresseur centrifuge BCL 606-3/a.

Notre travail fera l'objet de

Évaluation des performances de turbocompresseur k-901 citant ses deux principales parties

- Partie Turbine à gaz MS 5002C

Calcul de combustible.

Évaluation des performances.

- Partie Compresseur BCL 606-3/A

Calcul des caractéristiques du gaz brut.

Détermination des paramètres du compresseur.

Évaluation des performances par le calcul de similitude.

Il comprend six chapitres

- Chapitre I : Présentation du champ de Hassi R'mel
- Chapitre II : Généralités sur les turbines à gaz
- Chapitre III : Généralités sur les compresseurs centrifuges
- Chapitre IV : Description de la turbine à gaz MS 5002C
- Chapitre V : Description du compresseur centrifuge BCL 606-3/a
- Chapitre VI : Évaluation des performances du turbocompresseur k-901

CHAPITRE I :
PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL

PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL

L'Algérie possède environ 10 % de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international.

Plus de 50 % de ces réserves connues sont concentrées dans le gisement de Hassi R'mel.

- ✓ Gaz sec ou gaz de vente (C₁, C₂).
- ✓ Gaz propane liquéfié "GPL" (C₃, C₄).
- ✓ Condensât (C₅ et plus).

I.1 HISTORIQUE DU CHAMP DE HASSI R'MEL

I.1.1 Position géographique

Le gisement de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 550 Km au sud d'Alger et, à une altitude de 760 m.

Ce gisement s'étend sur une superficie de 3500 Km², soit 70 Km environ dans la direction Nord-sud et 50 Km dans la direction Est-Ouest.

Le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux, le climat est caractérisé par une humidité moyenne de 19 % en été et de 34 % en hiver.

Les amplitudes sont importantes variants de – 5 °C en hiver à 45 °C en été.

I.1.2 Historique du champ

Le champ de Hassi R'mel est une vaste étendue, où sont réparties d'importantes installations, alimentées à partir des puits forés aux différents points du champ.

Le premier puits HR1 a été foré en 1956, ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât.

Le développement de Hassi R'mel, s'est trouvé étroitement lié à la croissance de l'industrie du gaz dans le monde, et les importantes réserves sont estimées à 2000 milliards de mètre cube.

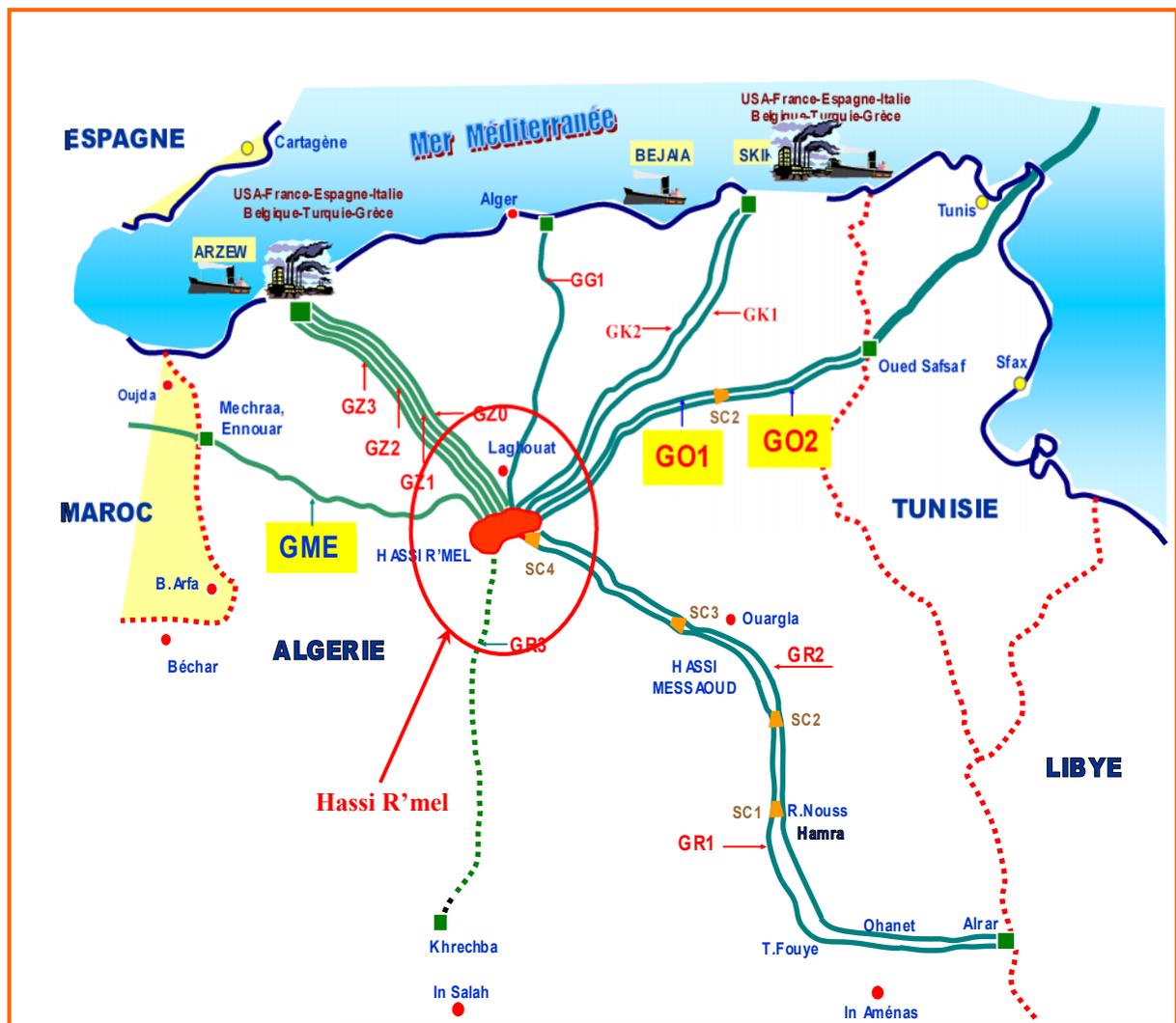


Fig.1 Position géographique du champ de Hassi R'mel.

I.1.3 Production du champ

La production du champ de Hassi R'mel peut atteindre les capacités suivantes :

- 100 milliards de m³ en gaz sec.
- 12 millions de tonnes de condensât.
- 3,5 millions de tonnes de GPL.

I.2 ACTIVITES DU CHAMP DE HASSI R'MEL

I.2.1 Zones d'activités

Le champ de Hassi R'mel se compose de trois zones principales d'exploitation :

- ✓ **Zone Nord** : Constituée de :
 - Usine de traitement de gaz (Module 03).
 - Station de compression Nord.

- ✓ **Zone Centrale** : Constituée de :
 - Trois usines de traitement de gaz, (Module 0, 1 et 4).
 - Centrale de stockage, de traitement GPL et de Condensât (CSTF).
 - Station de récupération des gaz associés (SRGA).
 - Centres de traitement d'huile et expédition comme gaz brut (CNDG).

- ✓ **Zone Sud** : Constituée de :
 - Usine de traitement de gaz (Module 02).
 - Usine de traitement de gaz (Djebel Baissa).
 - Station de compression (Hassi R'mel Sud).

I. 2.2 Composition du parc exploitation

✓ Modules

Le module est le diminutif de "Module Processing Plant", il désigne une usine de traitement de gaz naturel à l'échelle industrielle.

Cinq (5) modules sont implantés sur le champ de Hassi R'mel, quatre (4) ont une capacité unitaire de 60 millions m³ / jour.

Le cinquième module, le plus ancien (module 0), a une capacité de 30 millions m³ / jour.

Les modules 1 et 0 disposent d'une unité complémentaire commune, désignée d'ailleurs «communs» ou «phase B».

Les modules de traitement de gaz sont reliés pour le stockage des hydrocarbures liquides (GPL, condensât) à la station CSTF.

Pour la réinjection de gaz, il y a deux stations de réinjection de 90 millions de m³ / jour chacune.

Le parc compte 5500 machines tournantes, 2000 équipements statiques et 16000 appareils d'instrumentations.

✓ Stations de compression

Le rôle de ces stations c'est de réinjecter le gaz sec au niveau du gisement, pour le maintien de la pression, afin de récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât).

Les stations de compression nord et sud ont pour objet de réguler la pression de gaz au niveau national et pour le marché international.

Chaque station contient 18 turbocompresseurs, chaque paire de turbocompresseurs forme une ligne de compression.

La compression s'effectue en deux étages BP et HP avec un refroidissement intermédiaire assuré par des aéroréfrigérants.

✓ Salles de contrôle

C'est à partir de la salle de contrôle que sont données toutes les instructions aux opérateurs sur site, en se basant sur les indications des instruments et des diagrammes d'enregistrement.

Les salles de contrôles, auparavant gérées par un système conventionnel (analogique) fonctionnent actuellement en système numérique (DCS).

✓ Centre de Stockage et Transfert (CSTF)

Le condensât et le GPL produits par tous les modules de traitement de gaz sont acheminés vers le CSTF, qui se trouve dans la zone centrale de Hassi R'mel.

Là, ils sont débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelles et comptabilisés avant d'être expédiés vers ARZEW.

Le CSTF comprend :

- Trois (3) bacs de 35000 m³ et quatre (4) de 45000 m³, pour le stockage du condensât.
- Douze (12) sphères de 7000 m³ chacune, pour le stockage du GPL.

Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante, sont comprimées par les turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage pour éviter le torchage du GPL.

✓ Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)

C'est une unité qui a démarré le 18 avril 1999, avec une capacité de 4000 m³/jour. Cette station comporte quatre turbocompresseurs avec une capacité de 1 millions de m³/jour.

✓ **Centre National de Dispatching Gaz (CNDG)**

Son rôle est la collecte de toutes les quantités de gaz produites au niveau de Hassi R'mel et d'autres régions du sud.

Ces quantités sont distribuées vers les centres de consommation GNL, sonelgaz, et à l'étranger.

✓ **Anneau d'huile**

L'anneau d'huile a été mis en évidence sur le flanc Est du champ en mars 1979 et son développement final a été concrétisé par :

- Forage de 60 puits pour la production d'Huile.
- Construction de 5 centres de traitement d'Huile (CTH1, CTH2, CTH3, CTH4 et CTHSUD).

✓ **Centre de formation**

La formation à Hassi R'mel a commencé en 1976, suite au développement du pôle de Hassi R'mel. A l'origine, c'était un petit centre de formation de 250 places.

Le développement du champ de gaz de Hassi R'mel, les demandes croissantes en formation de la part des structures et le souci permanent de s'adapter aux technologies nouvelles ont favorisé la décision de construction d'un nouveau centre de formation, qui a ouvert ses portes en 1998.



Fig.2 Composition du parc exploitation.

I.3 DIRECTION REGIONALE DE HASSI R'MEL

Elle a pour mission essentielle le développement et l'exploitation des hydrocarbures. Pour ce faire et afin de répondre à son plan de charge convenablement, elle s'est dotée des sous directions et divisions présentées dans l'organigramme ci-dessous :

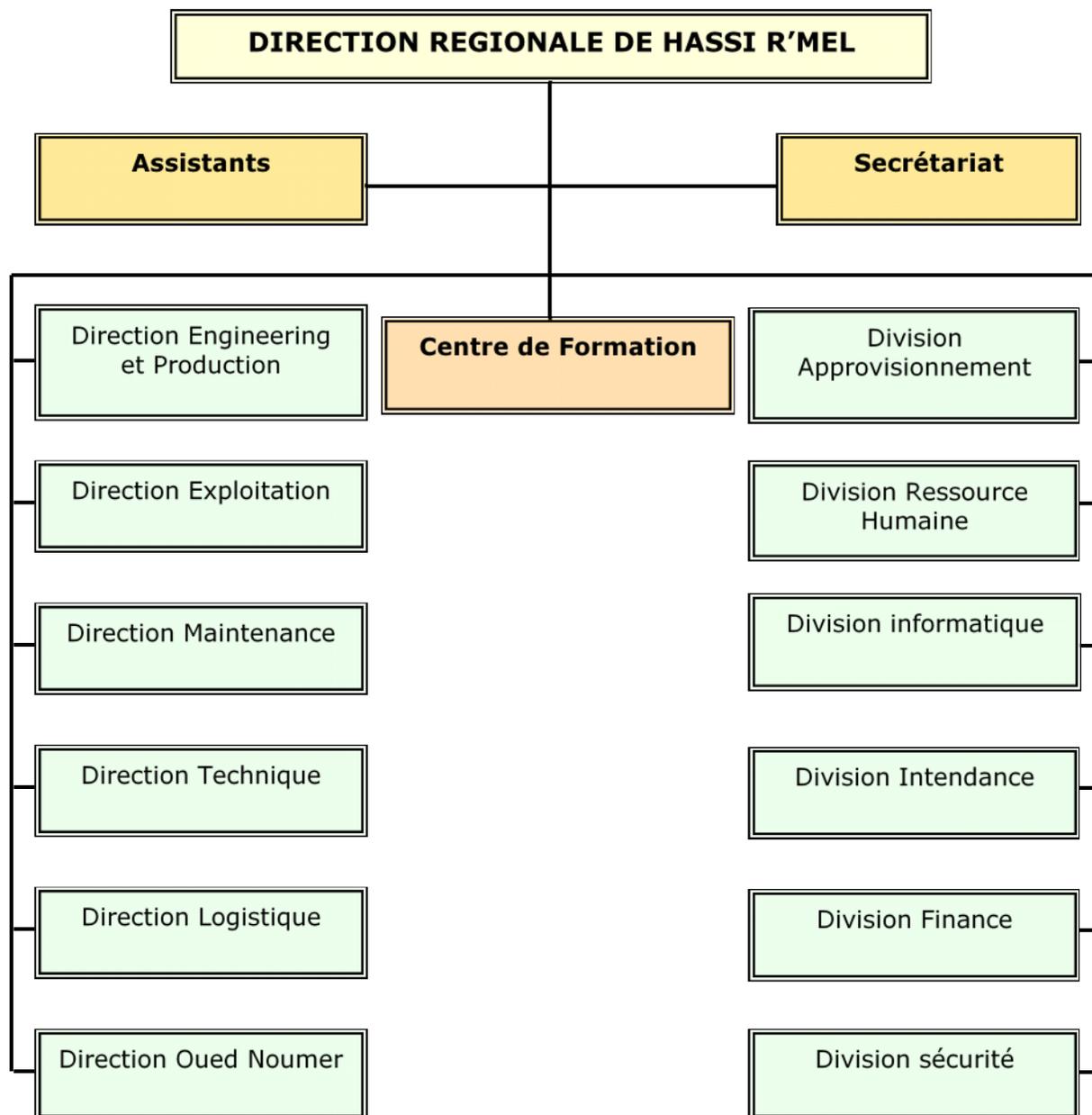


Fig.3 Organigramme de la direction régionale de Hassi R'mel.

I.3.1 Rôle des directions

✓ Direction Engineering et Production

Elle a pour objectif, la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services techniques opérationnels et l'intervention sur toutes les installations des puits et le centre de traitement d'huile.

✓ Direction Exploitation

Sa tâche principale est la réalisation des programmes de production, de traitement et d'injection des hydrocarbures établis par la région.

✓ Direction Maintenance

Son rôle est la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des réserves de maintenance liées aux besoins actuels et futures de la région dans différentes activités : mécanique, électricité et instrumentation.

✓ Direction Technique

Elle a comme mission la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre d'une capacité de construction pétrolière répondant aux besoins de développement du champ de Hassi R'mel.

✓ Direction Logistique

Elle a pour objectif, la réalisation des travaux de génie civil, l'entretien de tous les locaux et logements, électricité bâtiment, plomberie et menuiserie.

I.3.2 Rôle des Divisions**✓ Division Approvisionnement**

Elle a pour but l'approvisionnement, le développement, l'organisation et la mise en disposition des matériels des équipements, outillage de construction et de gros engins.

✓ Division Ressources Humaines

Son rôle est l'organisation et le contrôle des activités de la région du côté recrutement, formation, gestion du personnel, prestations sociales, activités culturelles et administration générale.

✓ Division Informatique

Elle a pour objectif la gestion, le développement et la maintenance de l'outil informatique dans toute la région.

✓ Division Intendance

Sa tâche principale est la prestation de service de restauration, l'hébergement et la gestion des patrimoines.

✓ **Division Finance**

Son rôle est la prestation des services de trésorerie, de comptabilité générale et de gestion.

✓ **Division Sécurité**

Elle a pour but le contrôle, l'organisation et le maintien d'un haut niveau de sécurité du personnel et des biens, le développement de la sécurité, sont les principales tâches de la division sécurité.

I.4 STATIONS BOOSTING

I.4.1 But de réalisation

Ces stations sont réalisées pour comprimer le gaz brut provenant des puits producteurs, en vue de maintenir une pression d'entrée de 120 bars pour le fonctionnement des modules de traitement de gaz.

Une station boosting, comporte trois turbocompresseurs K-901, deux on marche est un réservé on cas de secours.

I.4.2 Turbocompresseur K-901

Construit par la société italienne NUOVO PINILOGNE, leur but de travail est de comprimé le gaz brut de 75 bars jusqu'à une pression d'environ 120 bars.

Il comporte deux principales machines industrielles, une turbine à gaz MS5002 C et un compresseur centrifuge BCL 606-3/A.

CHAPITRE II :

GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ

GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ

II.1 GENERALITES [1]

II.1.1 Définition

La turbine à gaz aussi appelée turbine à combustion, est une machine thermique qui connaît actuellement une grande vogue, compte tenu de ses excellentes performances. Le rendement de la turbine est supérieur à 35 % utilisée seule et à 55 % en cycle combiné.

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue (fig.5), cette machine est composée de trois éléments principaux :

- Compresseur axial.
- Chambre de combustion.
- Turbine de puissance.

Une turbine à gaz se définit généralement par :

- Type, à un arbre ou à deux arbres.
- Machine à entraîner fixe ou mobile.
- Nature de son cycle thermodynamique, simple ou avec récupération.

II.1.2 Principe de fonctionnement [6]

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Extrait de l'air du milieu environnement.
- Comprime à une pression plus élevée.
- Augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé, en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre.

Ceci, sert d'un côté à fournir l'énergie utile au compresseur centrifuge couplé au moyen d'un accouplement et de l'autre côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, au compresseur axial relié directement à la section turbine.

- Décharge à l'atmosphère les gaz à pression et température basses, résultants de cette transformation.

La (fig.5), montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

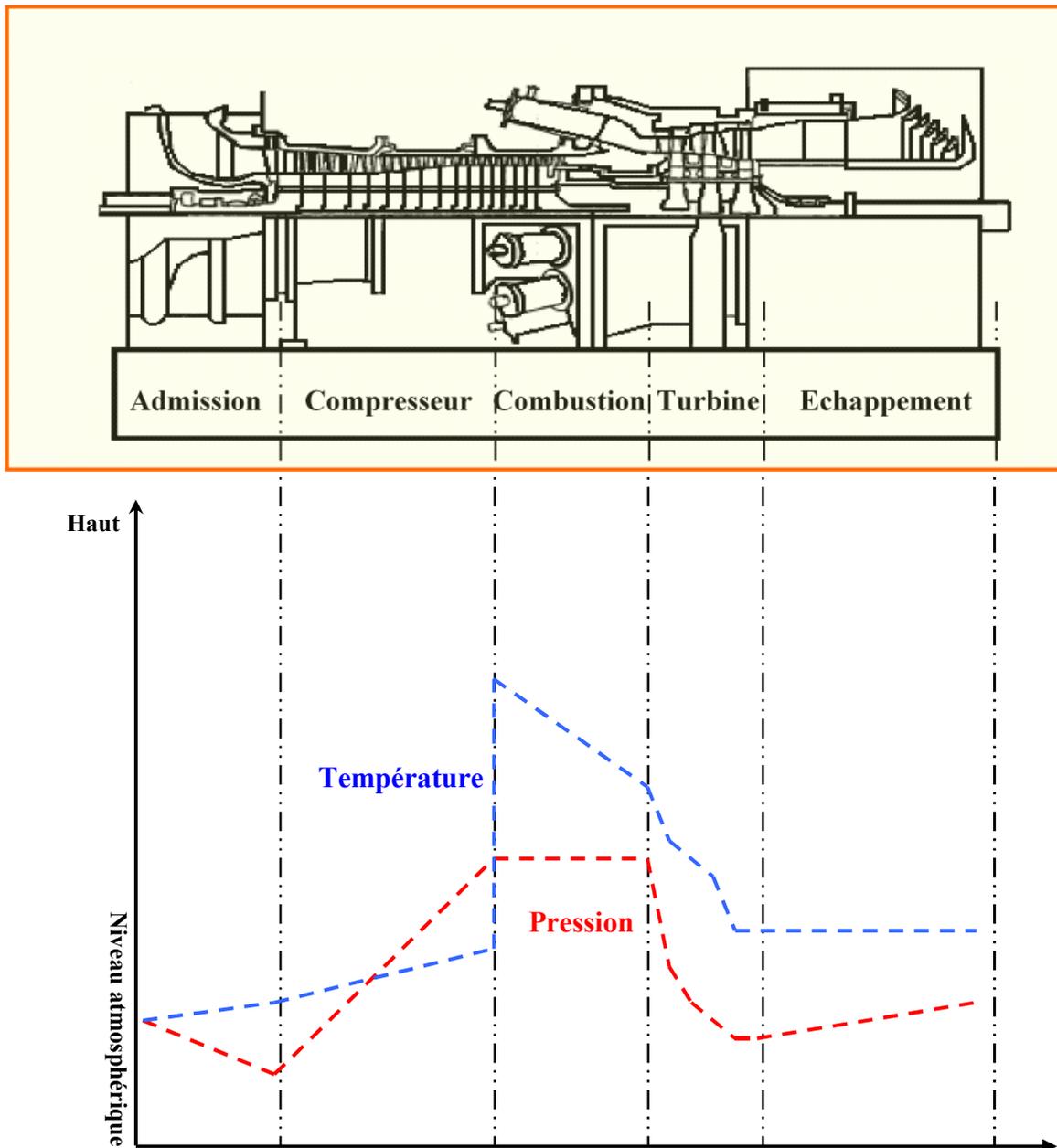


Fig.5 Variations de Pression et de Température dans les différentes sections de la turbine.

II.1.3 Différents types de turbine à gaz [3]

Une turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants :

- **Une ligne d'arbre** (Fig. 6)

Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une certaine vitesse, ensuite c'est la turbine HP qui continue l'entraînement de l'ensemble des éléments.

- **Deux lignes d'arbre** (Fig. 7)

Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine BP en bout d'arbre séparé mécaniquement.

La conception à deux lignes d'arbres représente le maximum de souplesse et, est retenue pour les applications de grandes puissances.

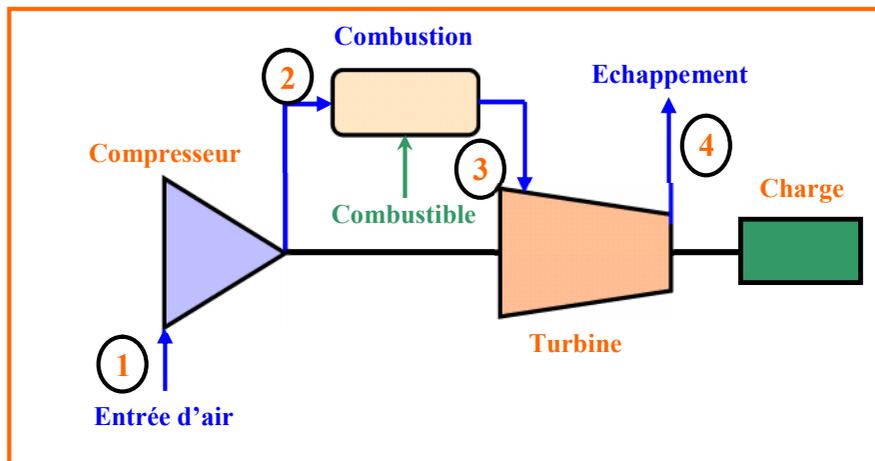


Fig.6 Schéma d'une turbine à gaz à une ligne d'arbre.

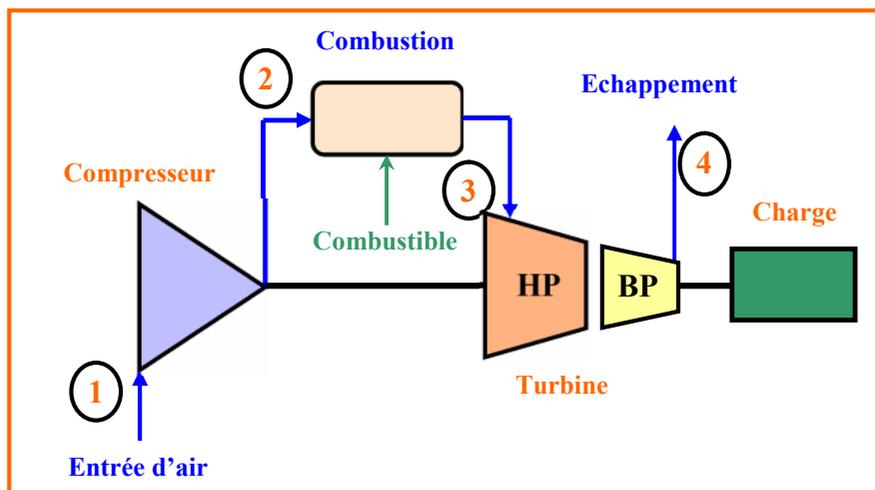


Fig.7 Schéma d'une turbine à gaz à deux lignes d'arbres.

II.2 ELEMENTS PRINCIPAUX D'UNE TURBINE A GAZ

Une turbine à gaz se compose de trois sections principales.

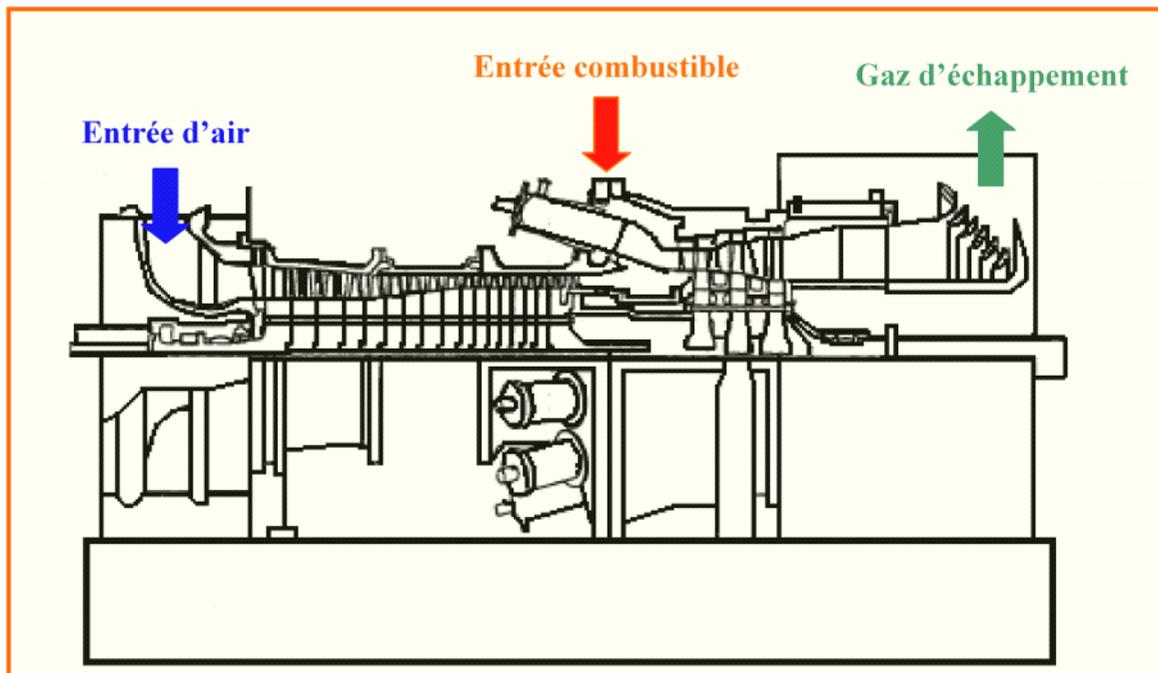


Fig.8 Différentes sections d'une turbine à gaz.

II.2.1 Section compresseur

Le compresseur est du type à flux axial, il produit des débits d'air importants, nécessaires pour obtenir des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Un compresseur se compose d'une série d'étages d'aubes orientables, qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des étages d'aubes fixes, qui convertissent cette énergie en une pression plus élevée.

Le nombre d'étages de compression, est lié à la structure de la turbine à gaz et au taux de compression à obtenir.

Sur le côté aspiration du compresseur, il y a des aubes variables à l'admission (IGV), dont le but est de diriger l'air, vers le premier étage des aubes du rotor.

Ces aubes variables permettent aussi d'assurer le comportement fluïdo-dynamique correct sous différents régimes de fonctionnement, pendant le démarrage et l'arrêt du compresseur.

Sur le côté refoulement du compresseur, il y a quelques étages d'aubes variables à la sortie (EGV), pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air n'entre dans la chambre de combustion.

Le compresseur sert à fournir une source d'air pour refroidir les parois des directrices, les aubes, les disques de la turbine et l'huile d'étanchéité des joints à labyrinthe du palier.

II.2.2 Section combustion

Se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires, disposées symétriquement le long d'une circonférence.

Ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible, au moyen d'un nombre égal des brûleurs.

L'air entre dans chaque chambre dans une direction opposée à la veine des gaz chauds, pour cette raison, cette méthode de distribution de l'air s'appelle à débit inverse.

Au début de fonctionnement, le processus de combustion est déclenché par une ou plusieurs bougies d'allumage.

Une fois déclenchée, la combustion continue sans interventions, aussi longtemps que les conditions d'alimentation du combustible et d'air de combustion sont maintenues.

Dans le cas des turbines à gaz construites pour l'industrie aéronautique, la section de combustion se compose d'une chambre annulaire simple, à refroidissement direct et non pas à refroidissement à débit inverse.

En effet, cela aide à réduire les dimensions diamétrales extérieures, puisqu'une plus petite section frontale était nécessaire afin d'offrir une résistance aussi réduite que possible au mouvement de l'avion.

II.2.3 Section turbine

Comprend un certain nombre d'étages, chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor.

Dans l'étage stator, les gaz à température et pression élevées, fournis par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

La conversion de température et de pression, en énergie cinétique a lieu dans l'étage du stator.

L'étage du rotor complète cette conversion, étant donné qu'ici l'énergie cinétique est transformée en énergie d'entraînement de l'arbre.

Remarque : Les détails de conception et de construction, sont traités dans le chapitre IV.

II.3 CYCLE DE BRAYTON

II.3.1 Cycle thermodynamique

Le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz est connu tant que cycle de Brayton. Ce diagramme est utile pour comprendre plus facilement la signification du cycle thermodynamique.

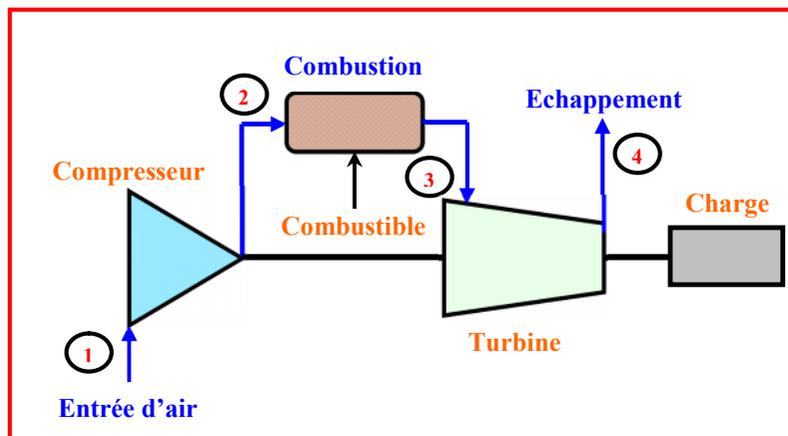


Fig.9 Diagramme de fonctionnement de la turbine à gaz.

L'air entre dans le compresseur au point (1), qui représente les conditions atmosphériques de l'air selon des valeurs de pression, température et humidité relative.

Les conditions de conception standard sont par convention classées comme des conditions ISO, avec les valeurs de référence suivantes :

Conditions ISO

Température ambiante	15 (°C)
Pression ambiante	1,013 (Bar)
Humidité relative	60 (%)

Pendant la transformation de (1) à (2), l'air est comprimé à l'intérieur du compresseur. Sans aucune intervention d'une chaleur en remarque que la température de l'air augmente, en raison de la compression polytropique.

Après avoir traversé le compresseur, l'air et le combustible entrent dans la section de combustion, pratiquement dans les mêmes conditions de pression et de température qu'au point (2).

La transformation entre les points (2) et (3) représente la combustion.

La température réel de combustion, atteint, dans la zone de combustion à côté du brûleur une valeur d'environ 2000 °C, qui est trop haute pour la résistance des matériaux en aval.

La température finale au point (3), est le résultat du mélange des gaz de combustion primaire avec l'air de compression et refroidissement.

La transformation suivante, entre les points (3) et (4), représente la détente des gaz à travers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique et la pression, en énergie cinétique.

En aval du point (4), les gaz sont évacués dans l'atmosphère.

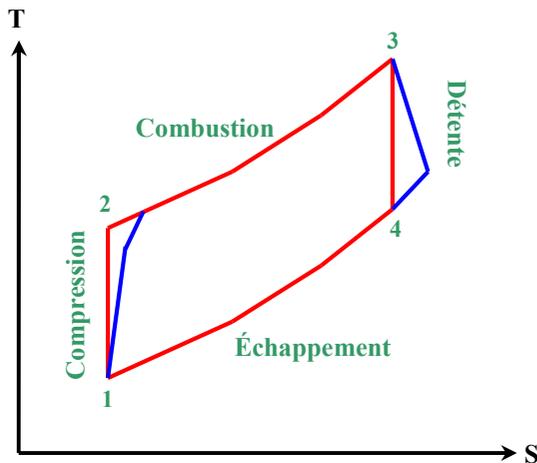


Fig.10 Diagramme TS, d'une turbine.

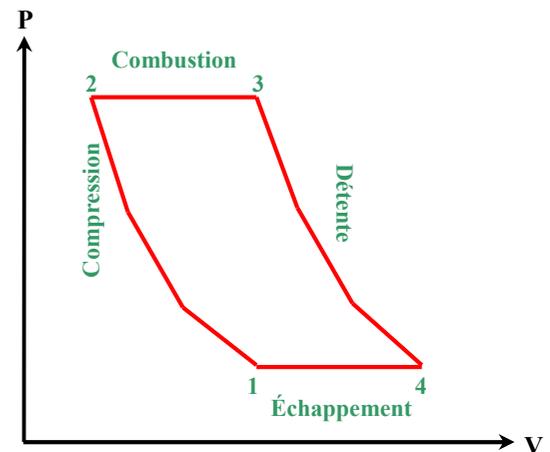


Fig.11 Diagramme PV d'une turbine.

II.3.2 Bilan énergétique

- ✓ **Travail de compression Spécifique W_c**

$$W_c = C_{p_m}(T_2, T_1)(T_2 - T_1) \text{ (KJ/Kg air).}$$

- ✓ **Travail de détente spécifique W_t**

$$W_t = C_{p_m}(T_3, T_4)(T_3 - T_4) \text{ (KJ/Kg gaz).}$$

- ✓ **Quantité de chaleur fournie à la chambre de combustion Q_1**

$$Q_1 = C_{p_m}(T_3, T_2)(T_3 - T_2) \text{ (KJ/Kg gaz).}$$

- ✓ **Quantité de chaleur échappée Q_2**

$$Q_2 = C_{p_m}(T_4, T_1)(T_4 - T_1) \text{ (KJ/Kg gaz.).}$$

- ✓ **Rendement thermodynamique**

$$\eta_{Th} = (Q_1 - Q_2) / Q_1.$$

✓ **Travail Utile W_u fourni à la machine conduite**

$$W_u = W_t - W_c.$$

II.4 FACTEURS INFLUENANT SUR LES PERFORMANCES

II.4.1 Facteurs extérieurs

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

Ces facteurs sont :

✓ **Température à l'admission du compresseur**

L'augmentation de la température d'admission du compresseur augmente le travail spécifique de compression, tandis que le débit des gaz d'échappement diminue.

En conséquence, le rendement de la turbine et la puissance diminuent.

Si la température diminue, le phénomène inverse se produit.

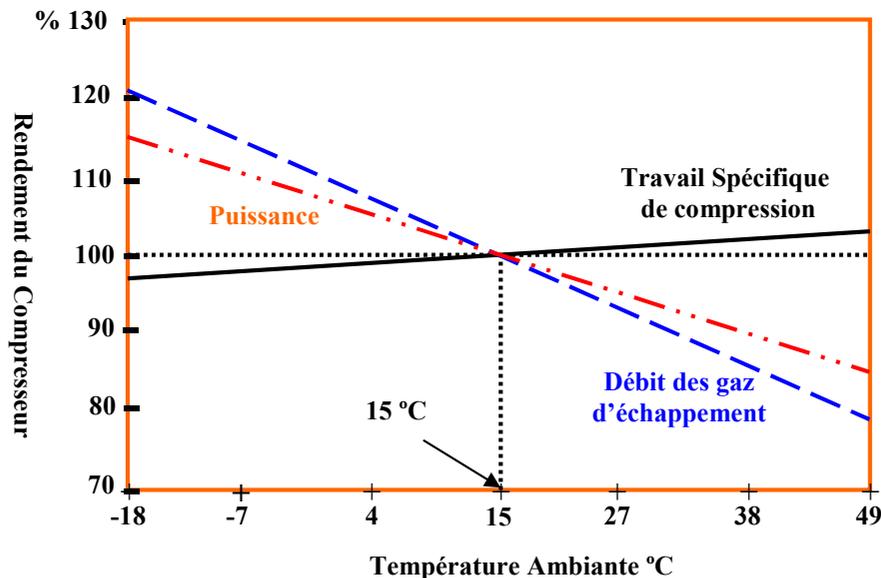


Fig.12 Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine.

✓ Pression atmosphérique

La chute de pression atmosphérique diminue le débit massique de l'air en raison d'une réduction de sa masse spécifique, donc la puissance à la sortie d'arbre est réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz.

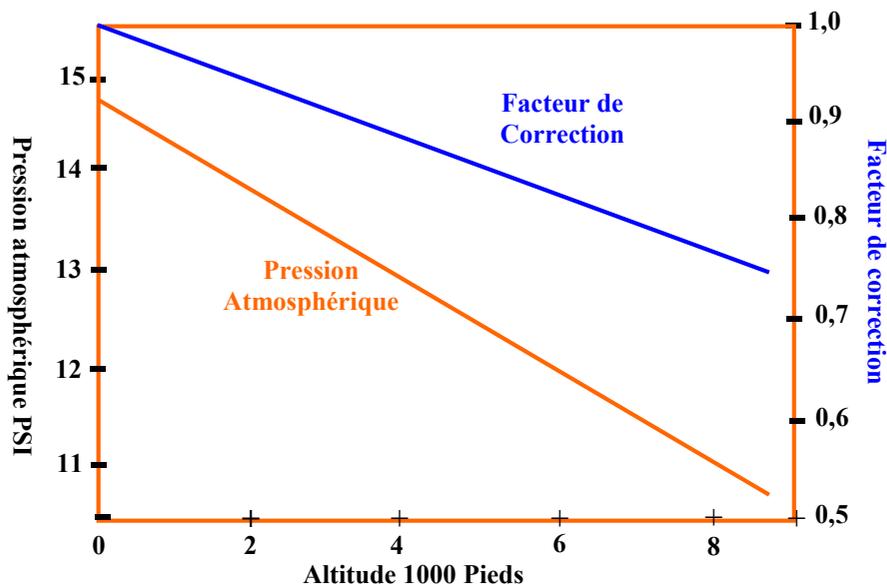


Fig.13 Influence de la pression atmosphérique sur les performances de la turbine.

✓ Humidité relative

En effet, l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique du gaz augmente.

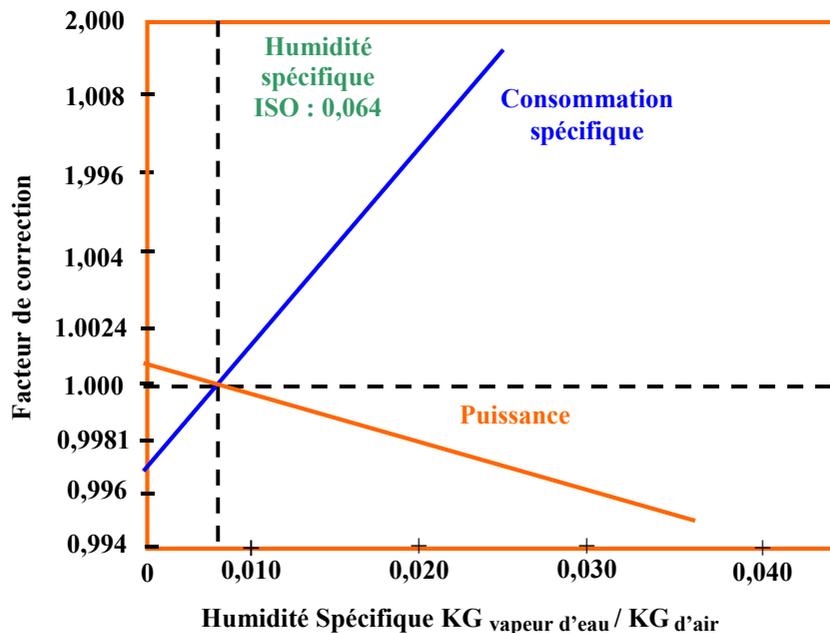


Fig.14 Influence de l'humidité relative sur les performances de la turbine.

II.4.2 Facteurs intérieurs

En plus des trois facteurs extérieurs précédents, il y a d'autres facteurs qui influencent sur les performances d'une turbine à gaz.

Ceux-ci peuvent être définis comme des facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz.

✓ Chutes de pression dans la section d'admission du compresseur

Elles sont provoquées par le système d'admission de la turbine à gaz.

Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement, qui réduit sa pression et le poids spécifique.

Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique du gaz.

✓ Chutes de pression dans le système d'échappement de la turbine

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine à gaz, par lesquels les gaz d'échappement sont expulsés à l'atmosphère.

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues au frottement, qui augmentent la valeur de la contre-pression, par rapport à la valeur de la pression atmosphérique.

Le tableau suivant donne des valeurs typiques montrant comment les performances sont influencées par les chutes de pression de l'admission et de l'échappement.

Tous les 4'' H ₂ O à l'aspiration	Tous les 4'' H ₂ O à l'échappement
1,42 % pertes de puissance.	0,42 % pertes de puissance.
0,45 % augmentation de la consommation spécifique.	0,42 % augmentation de la consommation spécifique.
1°C augmentation de la température d'échappement.	1°C augmentation de la température d'échappement.

✓ Influence du type de combustible

On obtient par exemple de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil.

Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel au lieu du gasoil.

II.5 ALLIAGES UTILISES

Les alliages utilisés dits "matériaux réfractaires" sont essentiellement à base de nickel ou de cobalt renforcés par du titane, de l'aluminium, du chrome et du molybdène.

Leur qualité est en fonction de leur résistance aux différentes actions aux quelles ils sont soumis dans les parties chaudes de la turbine à gaz « fluage, corrosion à chaud, oxydation, vibration et fatigue mécanique ».

Toutes les pièces passe par des essais non destructifs (rayons X, ultra son) et des essais destructifs sont systématiquement effectués sur quelques éléments pendant la production (essais mécaniques, examens micrographiques).

Pour traduire les relations entre ces différents paramètres, on utilise souvent le paramètre de **LARSON MILLER**, défini par :

$$M = T(C + \text{Log } t) 10^{-3}$$

Où

T : température en degré Rankine.

t : temps en heure.

C : constante propre à chaque alliage (généralement comprise entre 20 et 25).

La fig.15 représente les courbes de quelques alliages.

Les courbes en bleue, situées à droite, correspondent aux alliages plus récents tels que l'inconel 738 et l'inconel 739.

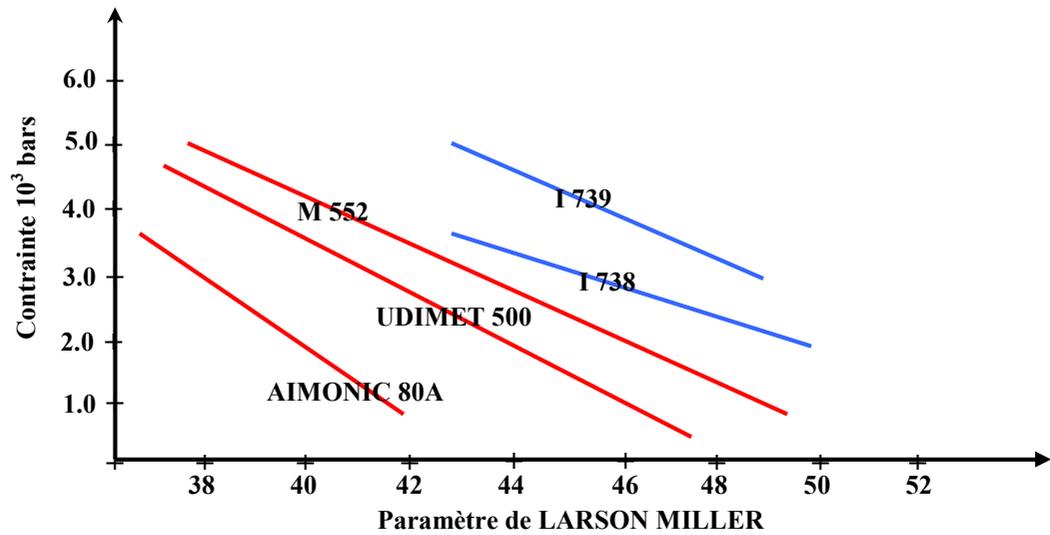


Fig.15 Relation entre la résistance à la rupture d'un alliage et le paramètre de LARSON MILLER.

CHAPITRE III :
GENERALITES SUR LES COMPRESSEURS
CENTRIFUGES

GENERALITES SUR LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES [6]

II.1 GENERALITES

III.1.1 Définition

Le compresseur est une machine qui a pour fonction, d'élever la pression d'un 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.

Les gaz étant des fluides compressibles nécessitent des compresseurs, alors que les liquides pratiquement incompressibles, nécessitent des pompes.

Pour des taux de compression très faibles, les gaz peuvent être considérés comme incompressibles. On utilise alors ce qu'on appelle des soufflantes ou des ventilateurs.

L'augmentation de pression d'un gaz par un compresseur est utilisée pour :

- Atteindre un niveau de pression et pour réaliser des processus bien déterminés.
- Compenser les pertes de charge, liées à la circulation d'un débit gazeux dans un réseau.

III.1.2 Différents types de compresseur

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques :

✓ **Selon le principe de fonctionnement**

- Compresseurs volumétriques

Le transfert mécanique d'énergie permet la réduction physique d'un volume contenant le gaz tel le compresseur alternatif.

- Compresseurs dynamiques

Les forces aérodynamiques permettent d'apporter au gaz de l'énergie qui sera transformé en pression tel le compresseur centrifuge ou axial.

- ✓ Selon le mouvement des pièces mobiles
 - Mouvement linéaire ou compresseur alternatif.
 - Mouvement rotatif ou compresseur centrifuge.

- ✓ Selon le type de gaz à comprimer
 - Compresseurs d'air.
 - Compresseurs de gaz.

Les divers types de compresseurs avec leurs caractéristiques sont cités dans le tableau suivant :

	Mouvement linéaire	Mouvement rotatif	Débit	Pression	Rendement
Compresseurs volumétriques					
Compresseurs à piston	*		faible à moyen	basse à très élevée	très bon
Compresseurs à membrane	*		faible à très faible	basse à très élevée	très bon
Compresseurs à vis		*	faible à moyen	basse à moyenne	faible
Compresseurs type ROTS		*	faible	basse	faible
Compresseurs à palette		*	faible	basse	faible
Compresseurs dynamiques					
Compresseurs centrifuges		*	moyen à important	basse à élevée	bon à très bon
Compresseurs axiaux		*	Très important	basse	bon à très bon
Compresseurs périphériques		*	faible	basse	médiocre

III.2 COMPRESSEURS CENTRIFUGES

Les compresseurs centrifuges sont généralement des machines de fortes puissances allant de 1 à 20 MW. Leurs fonctionnements sont essentiels pour l'unité dans laquelle ils sont installés.

Sur le site, un compresseur centrifuge forme avec ses annexes, un ensemble qui comprend

- Compresseur lui-même.
- Dispositif d'entraînement.
- Ensemble d'équipements auxiliaires.

III.2.1 Présentation d'un compresseur centrifuge

✓ Vue externe

Extérieurement un compresseur centrifuge se présente généralement sous la forme d'une machine à un ou plusieurs corps.

Le nombre de corps mis en œuvre dépend du taux de compression.

Le corps est à plan de joint horizontal quand la pression est inférieure à 35 ou 40 bars, il est à plan de joint vertical pour les pressions plus élevées (type barrel).

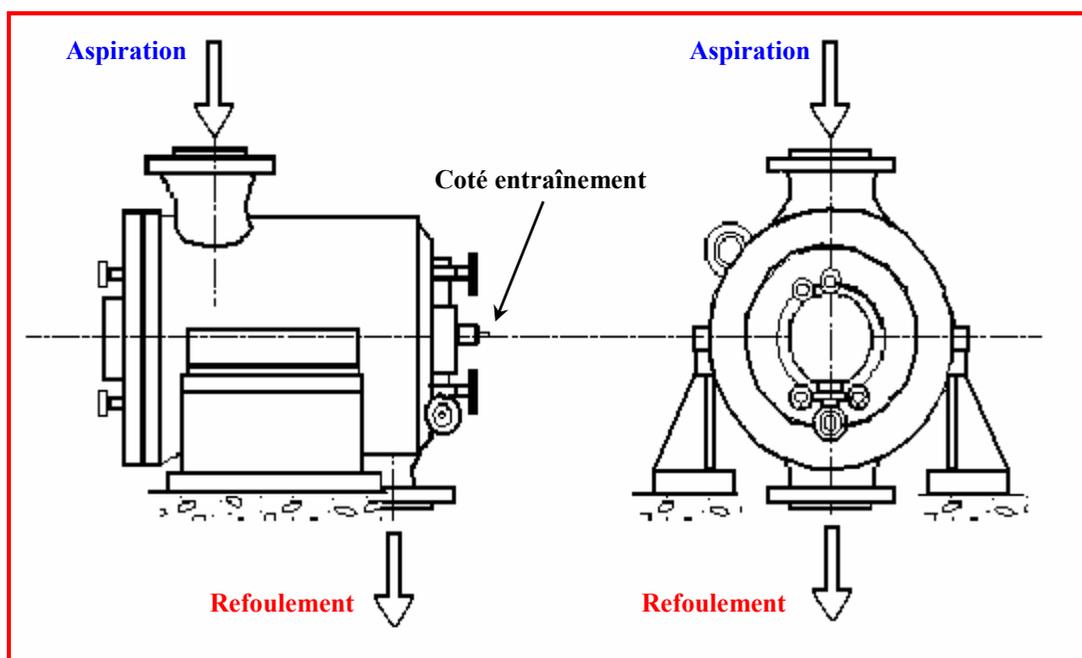


Fig.16 Compresseur à plan de joint vertical (Type Barrel).

✓ Vue interne

Un compresseur centrifuge est composé d'une ou plusieurs roues dans lesquelles le gaz reçoit de l'énergie.

Les diffuseurs récupèrent le gaz de sortie de roue et, le ramène vers la roue suivante.

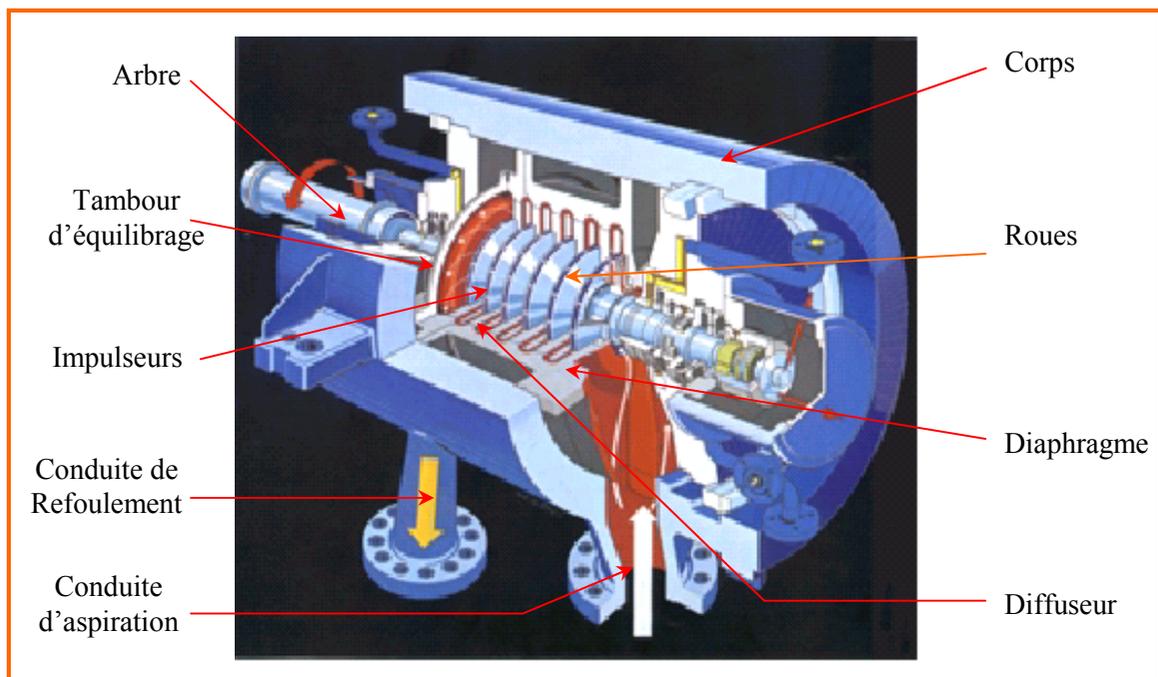


Fig.17 Compresseur multicellulaire.

✓ Dispositif d'entraînement

Les compresseurs centrifuges peuvent être entraînés par une turbine à vapeur ou à gaz (Groupe turbocompresseur), ou bien par un moteur électrique (groupe motocompresseur).

● Entraînement par une turbine à gaz ou à vapeur

La turbine à gaz est sauf exception est associée directement au compresseur à l'aide d'un accouplement, et tourne donc à la même vitesse que lui ou par l'intermédiaire d'un multiplicateur.

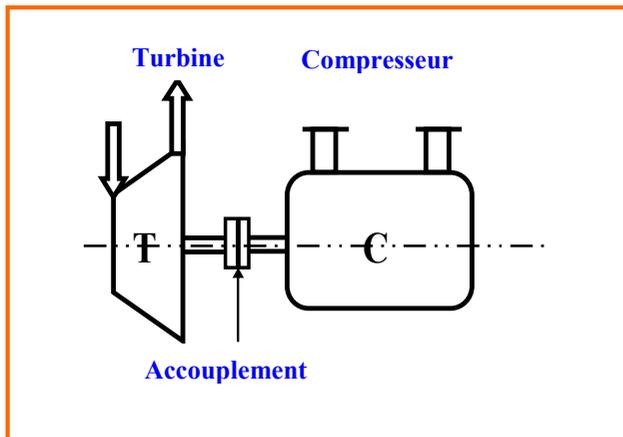


Fig.18 Entraînement par turbine.

L'ordre de vitesse des compresseurs BCL est de 5000 tr/min à 12 000 tr/min.

Cette disposition permet de réguler le débit du compresseur de manière économique par simple variation de la vitesse de rotation de la turbine.

- **Entraînement par un moteur électrique**

Le moteur électrique entraîne dans ce cas le compresseur à haute vitesse, par l'intermédiaire d'un multiplicateur. Dans certaines applications, le multiplicateur est intégré au compresseur tels les compresseurs d'air, les compresseurs de vapeur d'eau.

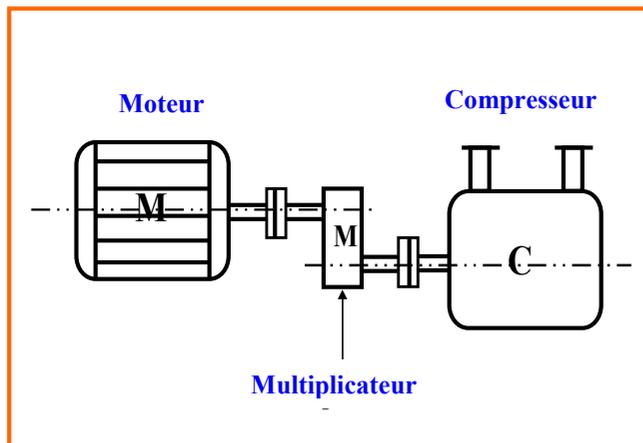


Fig.19 Entraînement par Moteur.

Dans le cas d'un moteur à vitesse fixe, il est nécessaire de prévoir un système supplémentaire de réglage du débit.

Fréquemment les compresseurs centrifuges sont entraînés par des moteurs électriques à vitesse variable permettant ainsi de réguler le débit économiquement.

III.2.2 Principe de fonctionnement [8]

✓ Évaluation de la pression dans une cellule de compression

Dans un compresseur centrifuge, l'apport d'énergie fournie au gaz sous forme de vitesse et de pression s'effectue dans les roues.

Sous l'effet de la force centrifuge, le gaz est mis en vitesse et en pression dans les canaux de la roue.

La vitesse élevée atteinte par le gaz à la sortie de la roue est transformée en pression par un ralentissement dans le diffuseur.

Cette transformation représente 20 à 25 % de l'augmentation totale de pression dans la cellule.

Les canaux de retour ramènent le gaz à l'entrée de la roue suivante, de telle façon qu'il y pénètre avec le minimum de chocs et de turbulences et sans changement brusque de direction.

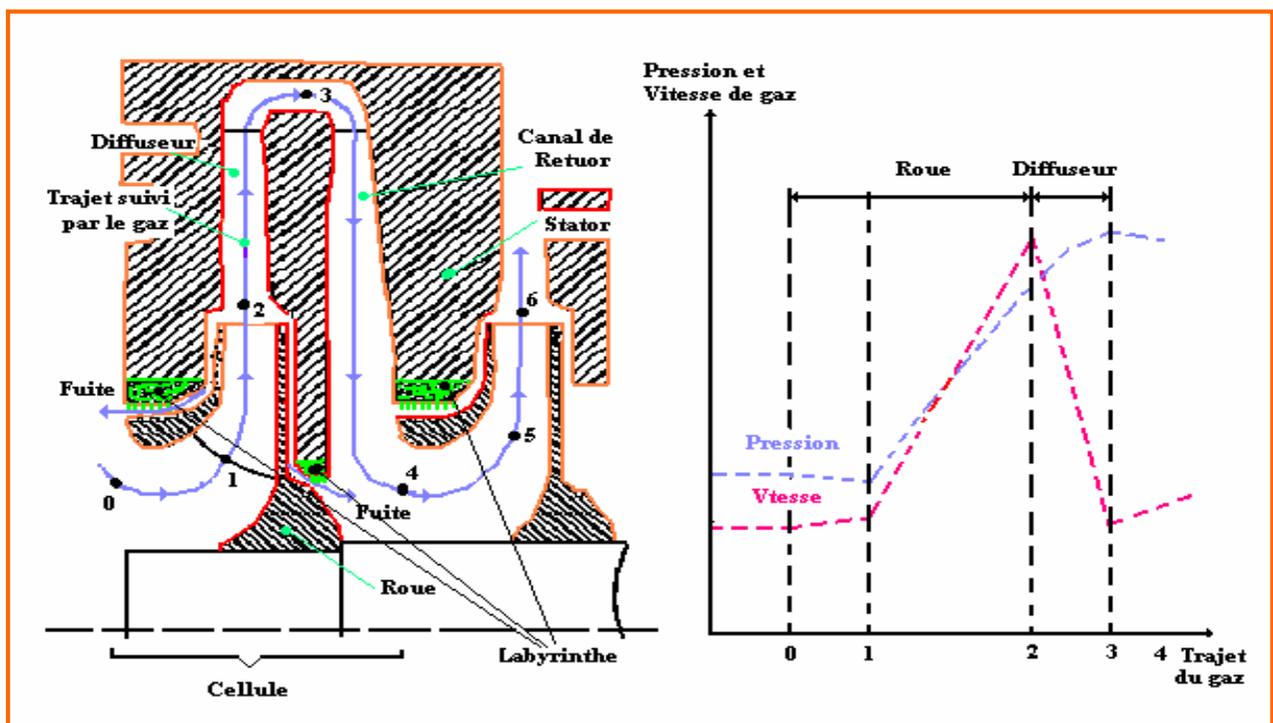


Fig.20 Variation de vitesse et de pression au passage d'une cellule.

✓ Énergie fournie par la roue

L'énergie fournie par la roue n'est fonction que de la forme de la roue, c'est à dire de sa vitesse périphérique et le débit.

Cette énergie fournie est indépendante des conditions d'aspiration ou de la nature du gaz.

Dans une roue centrifuge parfaite on démontre que la relation entre énergie et débit aspiré se représente par une droite appelée droite d'Euler.

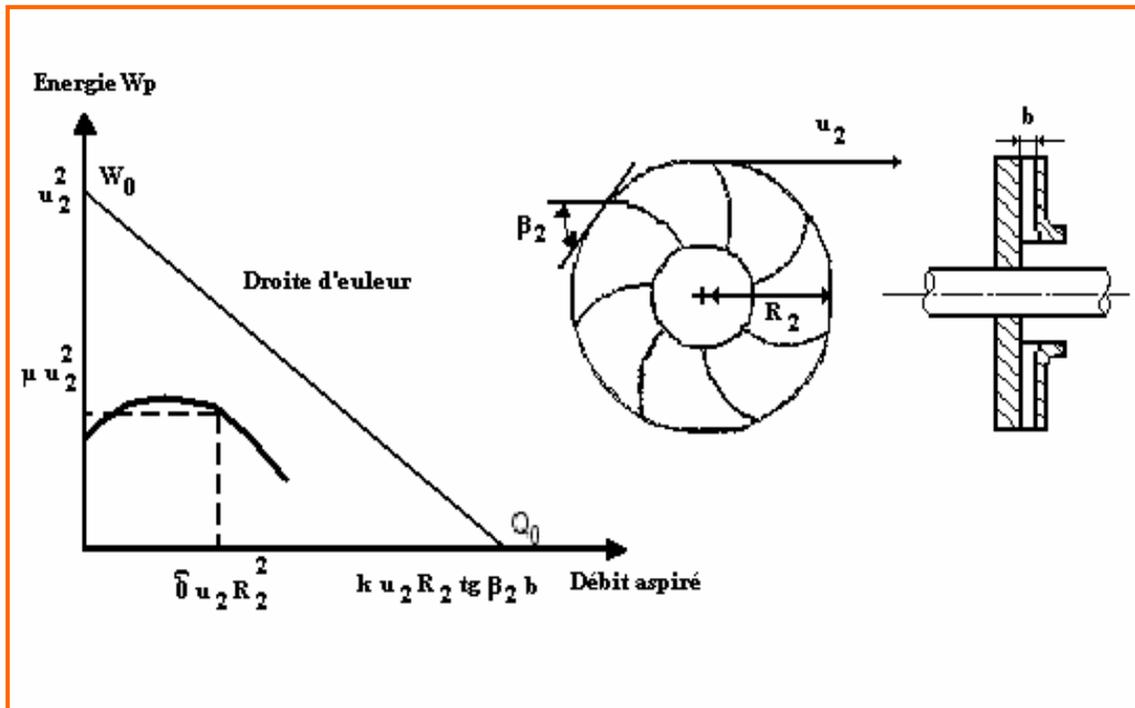


Fig.21 Energie fournie par la roue et la cellule.

Dans une roue réelle et dans toute la cellule, compte tenu des pertes par frottement, des fuites internes, des chocs du gaz sur les aubages et les ailettes des canaux de retour ; l'énergie réelle produite par la roue est inférieure à celle d'une cellule parfaite.

Elle peut être représentée par une courbe dite "caractéristique de la roue" (fig. 21) ou de la cellule.

On peut toujours considérer que l'énergie et le débit aspiré sont une partie de la valeur des coordonnées à l'origine (W_0 et Q_0).

On caractérise souvent les conditions réelles par rapport aux conditions théoriques par divers coefficients.

• Coefficient de travail

$$\mu_p = \frac{W_p}{u_2^2}$$

Avec :

W_p : Travail polytropique en J/kg.

μ_p : Coefficient de travail polytropique.

u_2 : Vitesse périphérique en m/s.

• Coefficient de débit

$$\delta = \frac{Q_{V_{asp}}}{u_2 R_2^2}$$

Avec :

$Q_{V_{asp}}$: Débit aspiré en m^3 / s .

δ : Coefficient de travail polytropique.

R_2 : Rayon de la roue en m.

Pour un meilleur rendement des compresseurs, l'ordre de grandeur des valeurs « μ et δ » de chaque roue, est donné dans le tableau suivant :

δ	0.02	0.04	0.2	0.6	0.8	1	1.2
μ	1.8	0.6	0.5	0.35	0.25	0.10	0.05

La figure suivante représente les différentes roues utilisées dans les compresseurs.

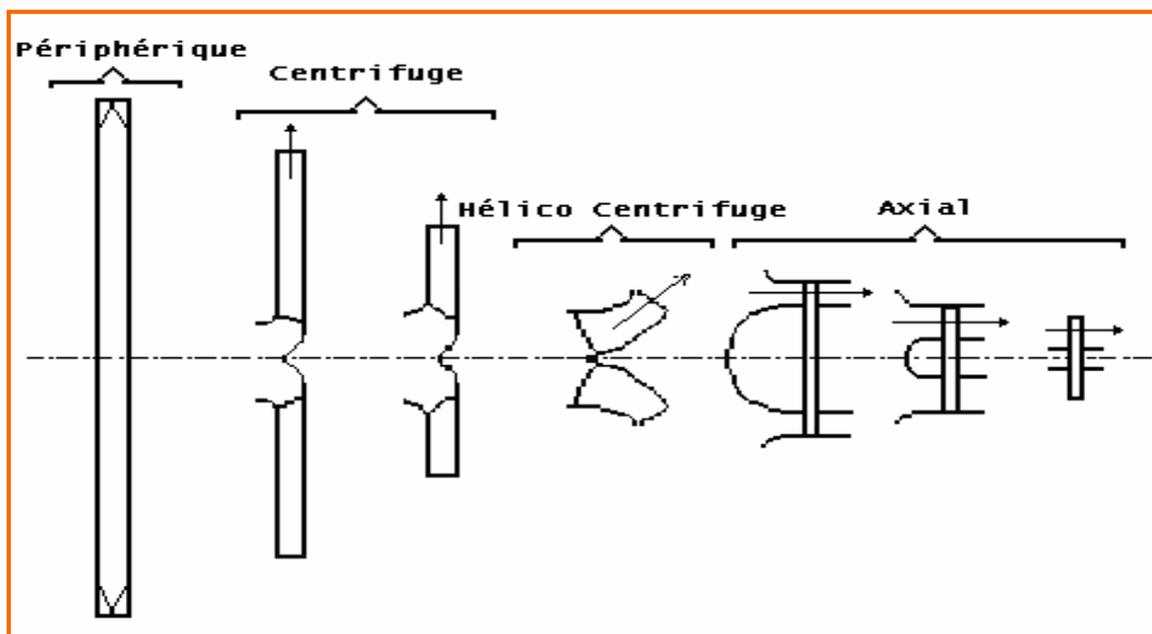


Fig.22 Déférentes roues des compresseurs.

III.2.3 Limites d'utilisation

Dans tous les cas, les constructeurs ont intérêt à minimiser le nombre de cellules de compression, pour cela ils font fonctionner leurs machines aux limites des possibilités offertes.

✓ Température de refoulement

Elle est généralement imposée par le comportement du gaz, et par le taux de compression.

✓ Vitesse de rotation

La vitesse périphérique maximale (u_p max) est limitée par la forme et la nature des matériaux constituant les roues, et par l'action de la force centrifuge résultante.

Roues moulées :	u_p max	250 m/s
Roues rivetées:	u_p max	280 m/s
Roues soudées :	u_p max	350 m/s
Roues usinées ouvertes :	u_p max	400 m/s

La vitesse périphérique conditionne la vitesse de rotation en fonction du diamètre des roues.

La vitesse d'écoulement du gaz dans la roue, doit rester inférieure à la vitesse sonique.

Plus la vitesse du gaz est proche de celle du son, plus le rendement baisse limitant ainsi le débit.

Le débit est alors indépendant des conditions de sortie, c'est le blocage sonique.

Dans certaines applications où il faut générer une forte énergie, les constructeurs conçoivent des machines avec des formes de roue et d'aubages appropriées dont la vitesse de la roue peut être supersonique bien que le gaz soit toujours en vitesse subsonique.

Cette conception limite cependant la souplesse d'utilisation de la machine notamment avec une vitesse constante et une plage de débit relativement réduite.

La vitesse du son « a » dans un gaz est donnée par la formule :

$$a = \sqrt{K \frac{R T}{M_{Mol}}}$$

Avec :

a : Vitesse du son en m/s.

K : Coefficient de compression isentropique.

R : Constante relative du gaz parfait en kJ / kg °K.

T : Température en °K.

M_{Mol} : Masse molaire apparente en kg / kmole.

III.2.4 Courbes du compresseur [10]

✓ Représentation des courbes

A partir des coefficients « μ », et « δ » et du rendement polytropique « η_p » du compresseur, et pour des conditions données de la nature du gaz et de la température d'aspiration, il est possible de tracer la courbe caractéristique pour une vitesse donnée. Les constructeurs expriment la caractéristique d'énergie en fonction du débit de leurs machines de différentes manières.

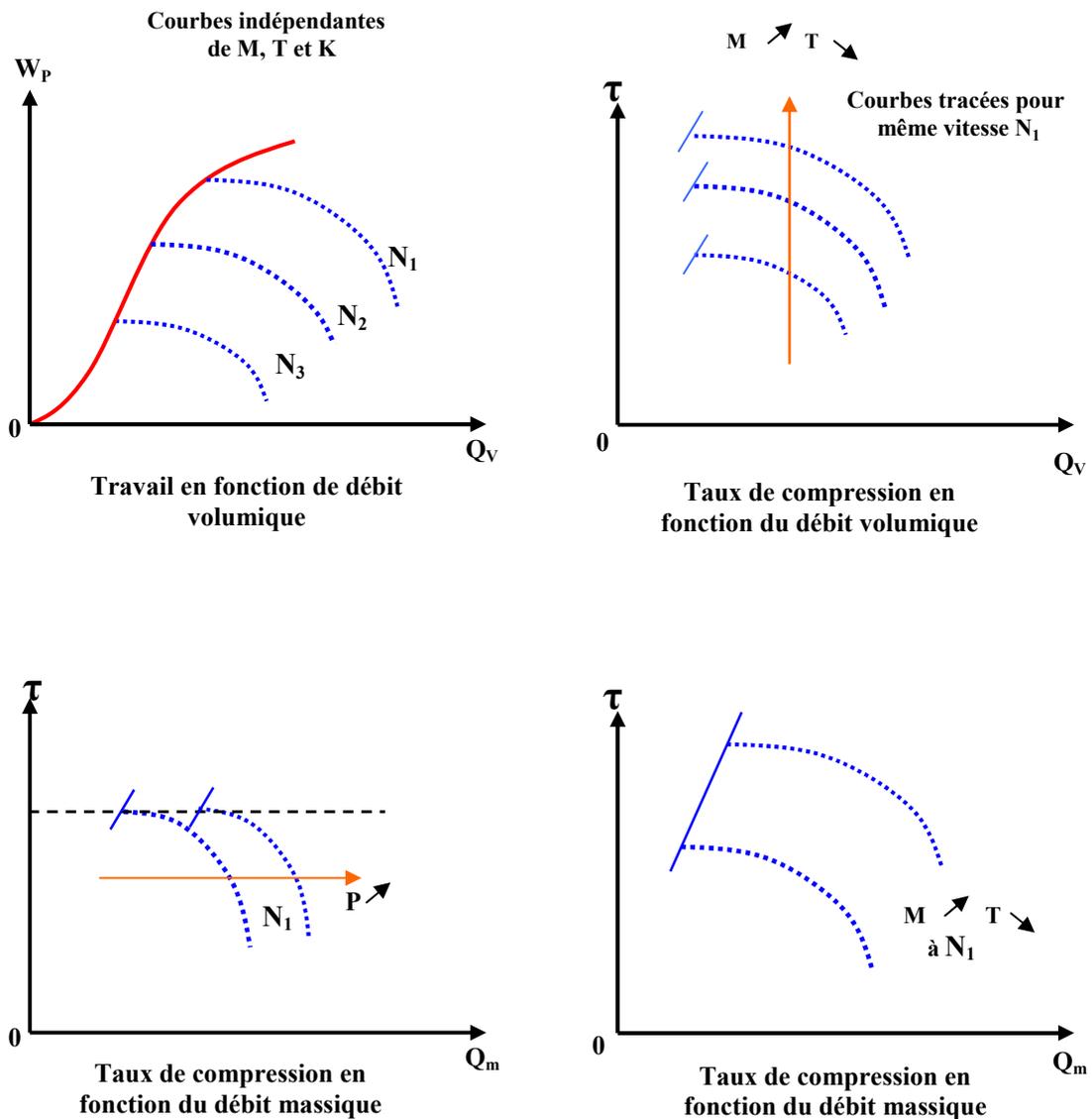


Fig.23 Différentes courbes caractéristiques.

✓ Limitations des courbes

La courbe caractéristique «Energie en fonction du Débit» a une forme en cloche dont seule la partie à droite du sommet est en pratique exploitable.

A gauche de la courbe, des phénomènes vibratoires très dangereux limitent l'exploitation de la machine, c'est la zone de pompage.

La machine est conçue avec une résistance mécanique telle que la vitesse ne peut dépasser une vitesse limite.

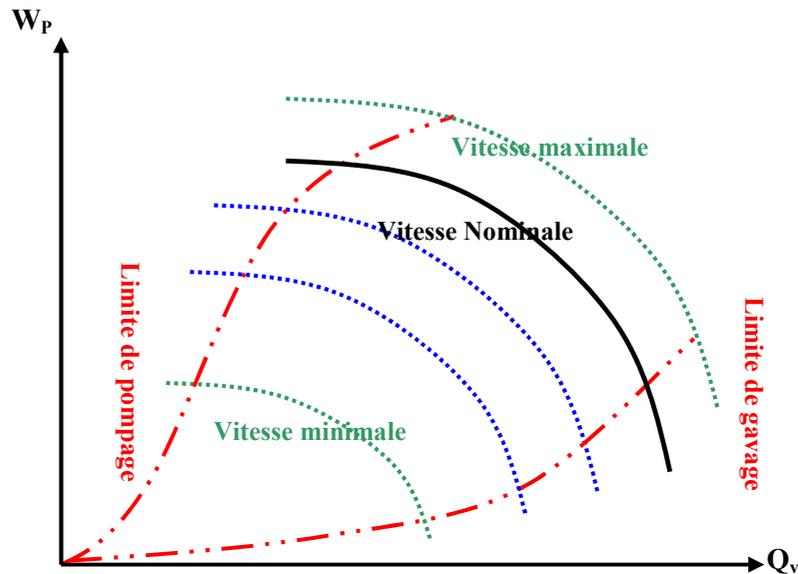


Fig.24 Limitation des courbes caractéristiques.

Lorsque le débit devient trop important par rapport au débit nominal, l'écoulement devient très turbulent avec des blocages soniques.

Dans certaines applications, la courbe caractéristique est limitée par la puissance de la machine d'entraînement.

III.3 POMPAGE ET ANTI-POMPAGE

III.3.1 Phénomène du pompage

Lorsque le débit qui passe dans le compresseur est trop faible, le point de fonctionnement ne peut pas se stabiliser à la valeur du débit imposé par le procédé.

Il se produit alors une fluctuation de pression et de débit plus importante, qui peuvent même conduire à une inversion de l'écoulement dans la machine ou une partie de la machine.

Ces fluctuations qui se produisent à une fréquence de l'ordre du Hertz génèrent des efforts internes considérables qui sont difficilement encaissés par la butée ou les paliers.

La répétition de cette fluctuation forme ce qu'on appelle le pompage, qui est souvent fatale pour les paliers et la butée.

Des fluctuations de débit et de pression s'établissent entre les points extrêmes C et D pour le débit, B et M pour la pression, suite à la consigne fixée.

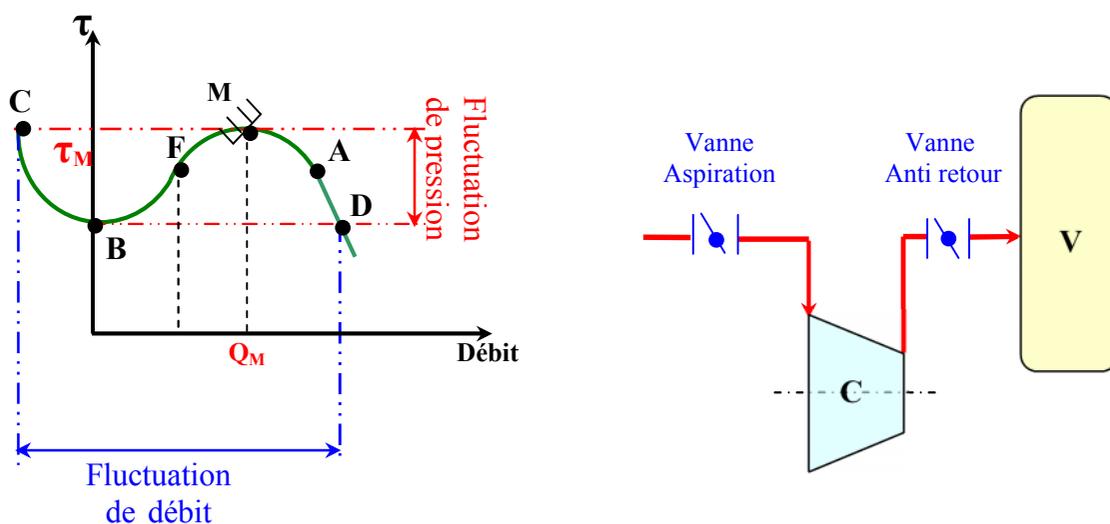


Fig.25 Fluctuation de pression et de débit.

III.3.1 Anti-Pompage

Il consiste à faire passer un débit minimum dans le compresseur en recyclant vers l'amont le surplus de gaz par rapport au débit du procédé (Fig. 26).

La régulation anti-pompage permet de réguler le débit de recyclage au moyen d'une vanne (VAP) qui doit s'ouvrir ni trop tard (pompage), ni trop tôt (pertes énergétiques).

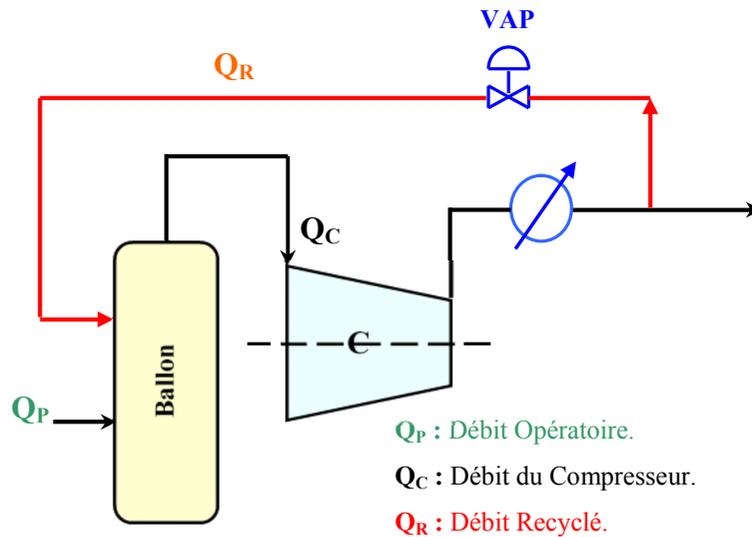


Fig.26 Circuit d’anti-pompage d’un compresseur centrifuge.

Dans la plupart des applications, les protections anti-pompage utilisées se traduisent dans un graphe en taux débit volumique (Fig. 27).

Cette courbe parabolique dont l’origine est 0, partage le graphe en deux parties.

La partie à gauche représente la zone de pompage, et la partie à droite représente la plage de fonctionnement à ne pas dépasser.

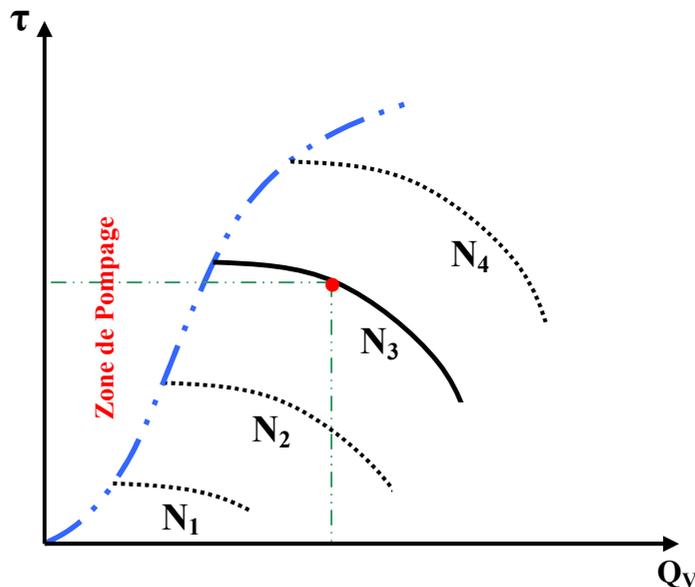


Fig.27 Courbe caractéristique d’anti-pompage.

CHAPITRE IV :
DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

CHAPITRE IV

DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

IV.1 PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C [2]

IV.1.1 Introduction

Les turbines à gaz au niveau du champ de Hassi R'mel sont de modèle MS 5002, elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges multi étages.

La turbine à gaz MS 5002C est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion.

Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.

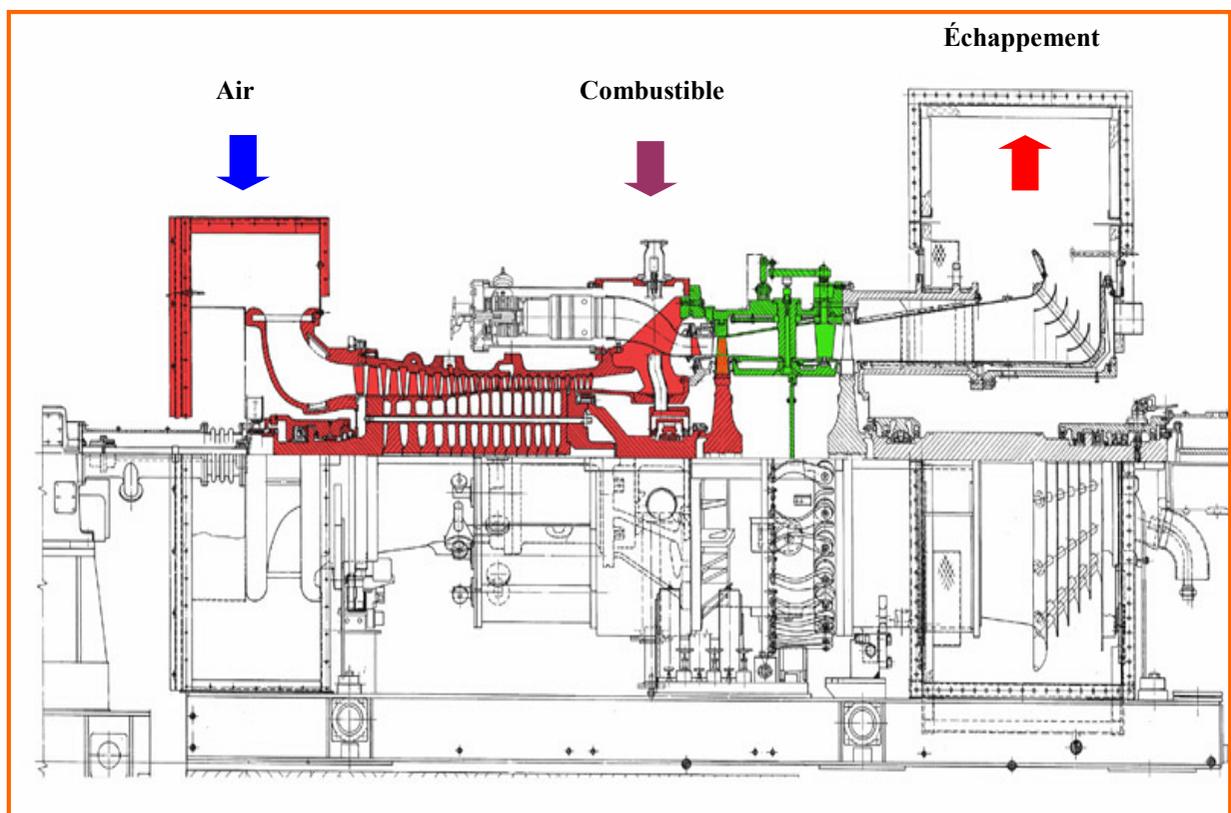


Fig.28 Présentation de la turbine MS 5002C.

IV.1.2 Caractéristiques de la turbine MS 5002C

✓ Données générales de conception

Série du modèle de turbine à gaz.....	MS5002C.
Emploi de la turbine à gaz.....	Entraînement mécanique.
Cycle.....	Simple.
Rotation de l'arbre.....	Sens antihoraire.
Type de fonctionnement.....	Continu.
Vitesse d'arbre :	
V _{HP}	5100 tr/min.
V _{BP}	4903 tr/min.
Commande électronique.....	Mark VI, SPEEDTRONIC.
Protections.....	Survitesse, Température excessive, Détection de vibration et Flamme.
Données nominales de la plaque	
Puissance de base.....	38000 HP ou 28337 KW.
Température d'admission.....	59 °F ou 15 °C.
Pression d'échappement.....	14,7 PSI ou 1,013 Bars.
▪ Section Compresseur	
Nombre d'étages.....	16.
Type de compresseur.....	Flux axial, grande capacité.
Type des aubes directrices.....	Variable.
▪ Section Turbine	
Nombre d'étage.....	2 « Deux arbres ».
Injecteurs premier étage.....	Zone fixe.
Injecteurs deuxième étage.....	Variables.
▪ Section Combustion	
Type.....	12 brûleurs multiples.
Disposition des chambres...Positionnées concentriquement autour du compresseur.	
Injecteur combustible.....	Type combustible gazeux, un par chambre.
Bougies.....	2, type électrode.
Détecteur de flamme.....	4, type ultraviolet.

▪ Ensemble palier	
Nombre de palier.....	4
▪ Système de démarrage	
Dispositif de démarrage.....	Moteur électrique.
▪ Système de combustible	
Type	Gaz naturel.
Signal contrôle combustible.....	Panneau de commande turbine.
Vanne arrêt gaz, rapport et commande.....	Servocommande électro-hydraulique.
▪ Système de lubrification	
Lubrifiant.....	A base de pétrole.
Capacité totale.....	23530 litres.
Pression sur les appuis.....	25 PSI ou 1,72 Bars.
Pompes de graissage (Principale, Auxiliaire, Urgence).....	3
▪ Système d'alimentation hydraulique	
Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire).....	2
Filtre hydraulique d'alimentation.....	Double avec vanne de transfert.

IV.1.3 Principe de fonctionnement

Grâce à un système de lancement par moteur électrique, le rotor de la turbine HP est lancé à 20 % de sa vitesse nominale.

Le compresseur axial aspire l'air de l'atmosphère et le refoule dans les chambres de combustion, où un apport de combustible permettra de produire un fluide moteur ou gaz chaud à pression constante.

Les gaz chauds ainsi produits viennent se détendre sur la roue haute pression, puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite dans l'atmosphère.

Donc, on produit un travail utile pour entraîner le compresseur centrifuge BCL 606-3/A, à partir du rotor de la roue BP.

IV.2 SECTIONS PRINCIPALES DE LA TURBINE

IV.2.1 Section compresseur

La section du compresseur axial comprend le corps (stator) et le rotor.

Le rotor comporte 16 étages de compression, les aubes de la directrice et 2 déflecteurs de sortie.

Les aubes du rotor acheminent l'air en lui donnant la force nécessaire à la compression.

Ils sont insérées dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures.

Les aubes du stator guident cet air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor.

Les disques et le demi arbre sont assemblés pour assurer la conicité, et maintenus par des tirants.

La partie stator est composée de quatre éléments principaux suivants :

✓ Corps coté aspiration

Se trouve à la partie avant, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier du stator.

✓ Corps partie avant

Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.

✓ Corps partie arrière

Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur.

Cet air est employé pour refroidir, assurer les fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

✓ Corps coté refoulement

C'est l'élément final et la pièce coulée la plus longue, situé à mi-chemin entre les supports avant et arrière. Ce corps porte le deuxième palier de la turbine.

Sa fonction est de contenir les sept derniers étages de compression et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur.

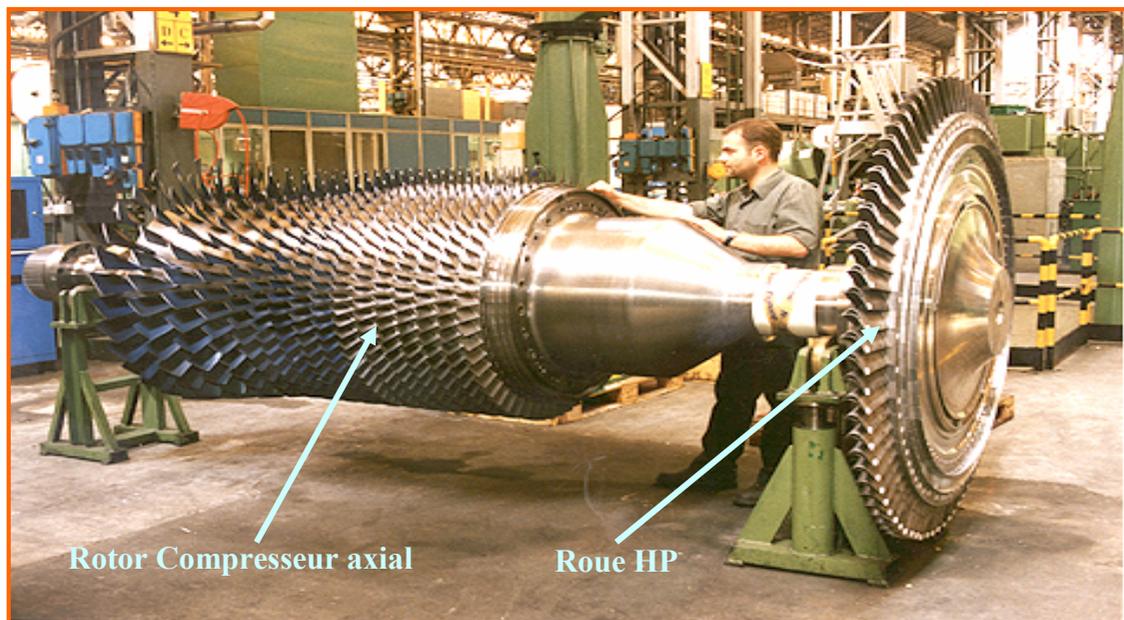


Fig.29 Rotor du Compresseur de la turbine à gaz MS 5002C.

IV.2.2 Section combustion

La section combustion de la turbine à gaz MS5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de 12 corps de combustion extérieure, de 12 ensemble chapeau-chemise, de 12 pièces de transition, de 12 injecteurs de combustible, de 2 bougies d'allumage, de 4 détecteurs de flamme et de 12 tubes à foyer et, divers garnitures.

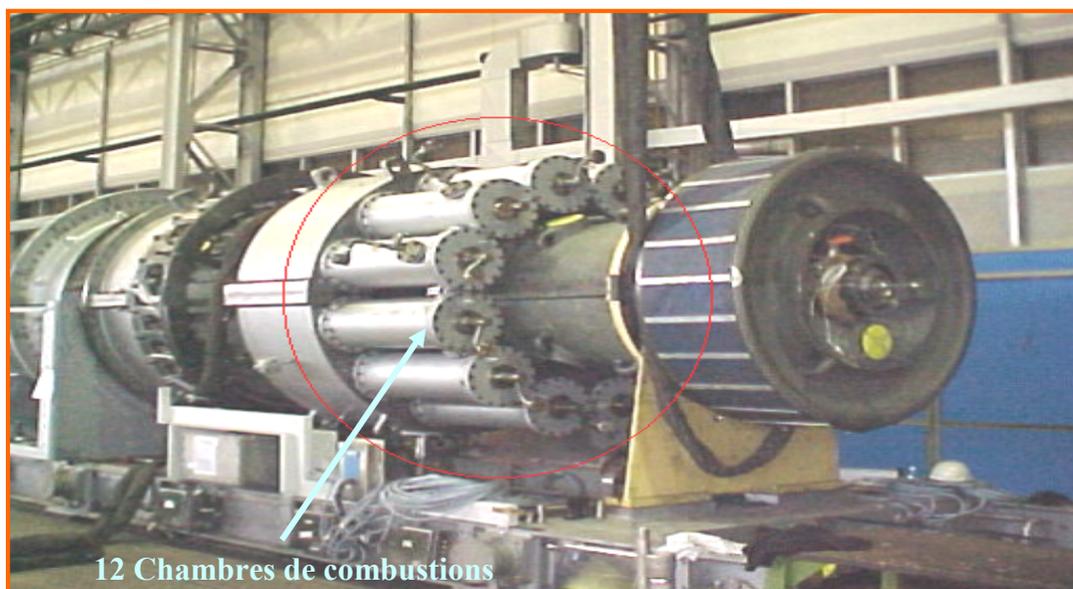


Fig.30 Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.

✓ Enveloppe de combustion

Soutient les 12 corps de combustion qui renferment les 12 pièces de transition. C'est une enceinte soudée, montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur, elle reçoit l'air de refoulement à flux axial.

✓ Corps de combustion

Les brides arrière des 12 corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes de foyer.

Les ensembles chapeaux et chemises se trouvent à l'extérieur de chaque corps.

Les injecteurs de combustible sont montés dans les couvercles du corps de combustion, ils pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

Le rôle de la chambre de combustion c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz.

La forme de la chambre de combustion est étudiée pour remplir les conditions suivantes :

- Durée de vie la plus longue possible.
- Encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer une combustion plus complète que possible.
- Réduire les pertes de charges.

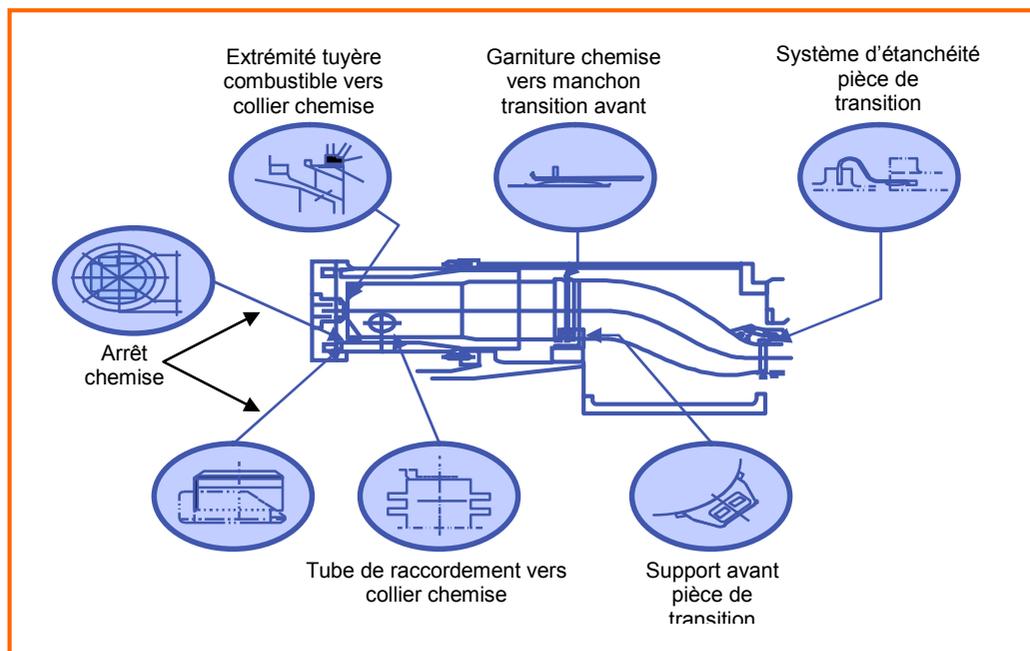


Fig.31 Schéma d'une chambre de combustion.

✓ Bougie d'allumage

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par des bougies d'allumage avec électrode.

Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion 9 et 10, et reçoivent l'énergie du transformateur d'allumage.

Les autres chambres sont allumées à travers les tubes d'interconnexions.

✓ Détecteur de flamme ultraviolet

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

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

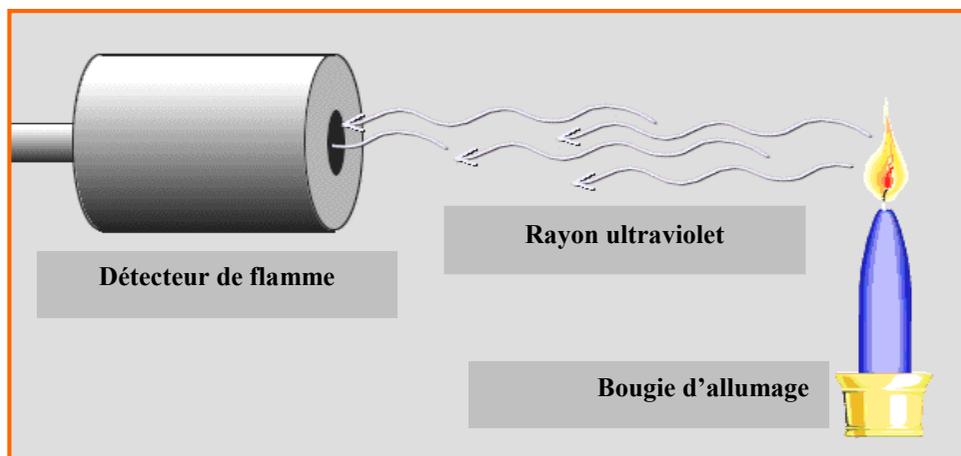


Fig.32 Détecteur de flamme ultraviolette.

IV.2.3 Section turbine [3]

Elle comprend le corps rotor de la turbine, l'aubage directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage HP, la roue de la turbine du second étage BP, l'ensemble diaphragme, l'ensemble d'étanchéité et la conduite de gaz inter-étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparé par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien.

✓ Directrices premier étage

Elles sont fixées à proximité de la veine de gaz prévu dans le corps de la turbine.

L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenue des aubes perforées pour s'échapper dans la veine de gaz vers l'échappement.

Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

✓ Directrices deuxième étage

Composées d'aubes orientables, qui forment un angle variable avec la directrice d'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine BP.

Une rotation est donnée grâce à des axes prévus dans le corps de la turbine.

Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes, sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.

✓ Roues de turbine

Il existe deux roues séparées dans cette turbine, la première HP commande le compresseur axial, et la seconde BP entraîne le compresseur centrifuge BCL 606-3/A.

Les roues sont indépendantes mécaniquement ce qui leur permet de tourner différemment.

IV.3 SYSTEMES AUXILIAIRES DE LA TURBINE [9]

IV.3.1 Système d'admission

Dirige l'air de combustion dans la section d'admission afin de garantir :

- Degré de filtration pour le fonctionnement correcte du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.

- Débit d'air régulier vers la section d'admission, et un fonctionnement fluïdodynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend le filtre d'admission, la conduite, le silencieux, le coude, le caisson d'admission et les autres accessoires.

L'air pénètre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenu dans le silencieux et la géométrie du coude, sont les facteurs qui influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui les traverse.

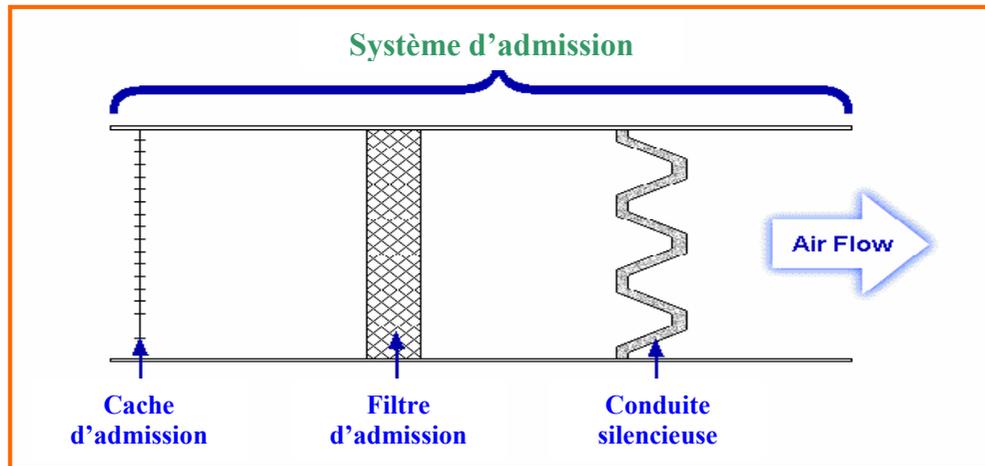


Fig.33 Système d'admission, filtre à air.

IV.3.2 Système de lancement

Le moteur électrique de démarrage fait lancer la machine jusqu'à 22 % de la vitesse nominale pendant une minute, elle se stabilise à 20 % pendant deux minutes.

Le balayage et l'alimentation du circuit de gaz dure 6 minutes, l'arbre BP étant à l'arrêt.

La température T_{\max} à l'échappement est légèrement augmentée, pendant que les aubes de la directrice présente une ouverture de 15° .

Après que les conditions précédentes soient vérifiées, les bougies d'allumage produisent des étincelles et le signal de démarrage de la turbine est annoncé.

A ce moment là, l'arbre BP se met en mouvement, les aubes de la directrice se mettent en position d'ouverture maximale, dans l'intervalle de 50 à 60 % de la vitesse nominale.

L'arbre HP se désaccouple du moteur de lancement, donc la turbine à gaz est auto maintenue.

IV.3.3 Système d'échappement

Il comporte l'ensemble du cadre et la chambre d'échappement.

Le cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz

Il sert de support aux paliers 3 et 4, à l'ensemble des tuyauteries, des labyrinthes de paliers et des segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. Elle est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine.

A partir de cette chambre, les gaz sont conduits vers l'atmosphère.

✓ Socle support et paliers de la turbine

Le socle supporte la turbine et sert de surface de montage pour l'accès et comme réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine soutenue sur le socle par deux plaques de supports souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse d'échappement.

La turbine à gaz comporte quatre paliers principaux, qui supportent le compresseur et les rotors des deux turbines.

✓ Système d'embrayage de lancement

Il comprend l'embrayage à mâchoires, fin de course et deux cylindres.

Les cylindres hydrauliques enclenchent l'embrayage par la vanne d'auto commande séquentielle, et les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine.

✓ Système de combustible gazeux

Destiné à envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustion à pression et débit adéquats pour satisfaire toutes les exigences de lancement de la turbine.

L'ensemble vanne de commande est l'élément principal du système combustible gazeux.

Il y a aussi les servovannes, manomètres, la tuyauterie de distribution aux injecteurs de combustible.

✓ Système d'huile de graissage

Il comprend un bac d'huile, des pompes, des filtres, des vannes et des dispositifs de contrôle et de protection du système d'huile de graissage.

La turbine à gaz est graissée par un système sous pression en boucle fermée.

L'huile de graissage venant du système, circule jusqu'à atteindre les paliers principaux de la turbine, les accessoires et les équipements entraînés.

Une pompe principale de graissage est montée et entraînée par un réducteur auxiliaire.

Deux autres pompes entraînées par un moteur à courant alternatif, sont utilisées en cas de secours.

✓ Système d'alimentation hydraulique

Il comporte deux pompes d'alimentation, une principale et l'autre auxiliaire.

Le fluide nécessaire pour le fonctionnement des composants de commande du système de combustible de la turbine à gaz, est fourni par le système d'alimentation hydraulique.

Ce fluide fournit les moyens d'ouverture et de fermeture de la soupape d'arrêt du combustible. Il gère aussi les aubes directrices variables, les dispositifs de déclenchement hydraulique et de protection de la turbine.

✓ Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, et pour pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz.

Les parties principales de la section de la turbine refroidies par l'air sont :

- Roue de la turbine du premier et du deuxième étage.
- Directrice du premier étage.
- Carter du rotor de la turbine.
- Tubes à flamme, les pièces de transition et les paliers.

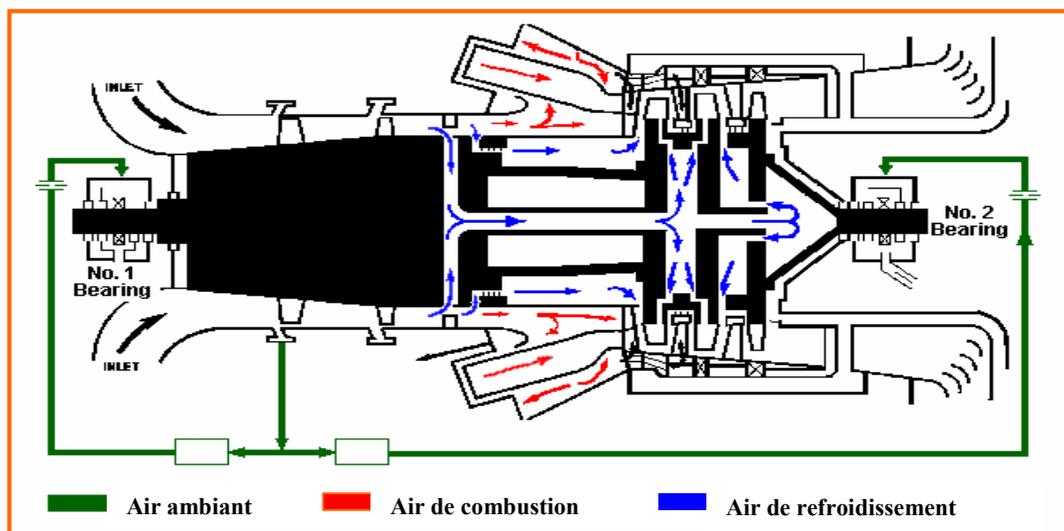


Fig.34 Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.

✓ Système de contrôle, de régulation et de protection

Il exécute des tâches pour assurer le meilleur fonctionnement de la turbine.

Pour exécuter ces fonctions, le système gère une série de paramètres sous forme de signaux reçus de la turbine, et envoyés par des éléments d'interface, tels le transducteur de pression, le transmetteur de position de la vanne de combustible, les thermocouples, les détecteurs de flamme, ...etc.

Le tableau de commande est divisé en deux parties :

- Système de mise en séquence et de contrôle.
- Système de protection.

CHAPITRE V :
DESCRIPTION DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE
BCL 606-3/A

CHAPITRE V

DESCRIPTION DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE BCL 606-3/A [16]

V.1 PRESENTATION DU COMPRESSEUR BCL 606-3/A

Le compresseur sis à Hassi R'mel, du constructeur NUOVO PIGNONE, de type BCL 606-3/A est à trois roues.

Son rôle, c'est de comprimer le gaz brut de 75 à 120 bars, par une étage de compression.

Le terme 606-3 signifie que le compresseur est conçu pour fonctionner en :

- Rotor à trois roues, actuellement.
- Rotor à six roues, ultérieurement.

L'utilisation du compresseur à trois ou si roues, dépend de la pression des puits.

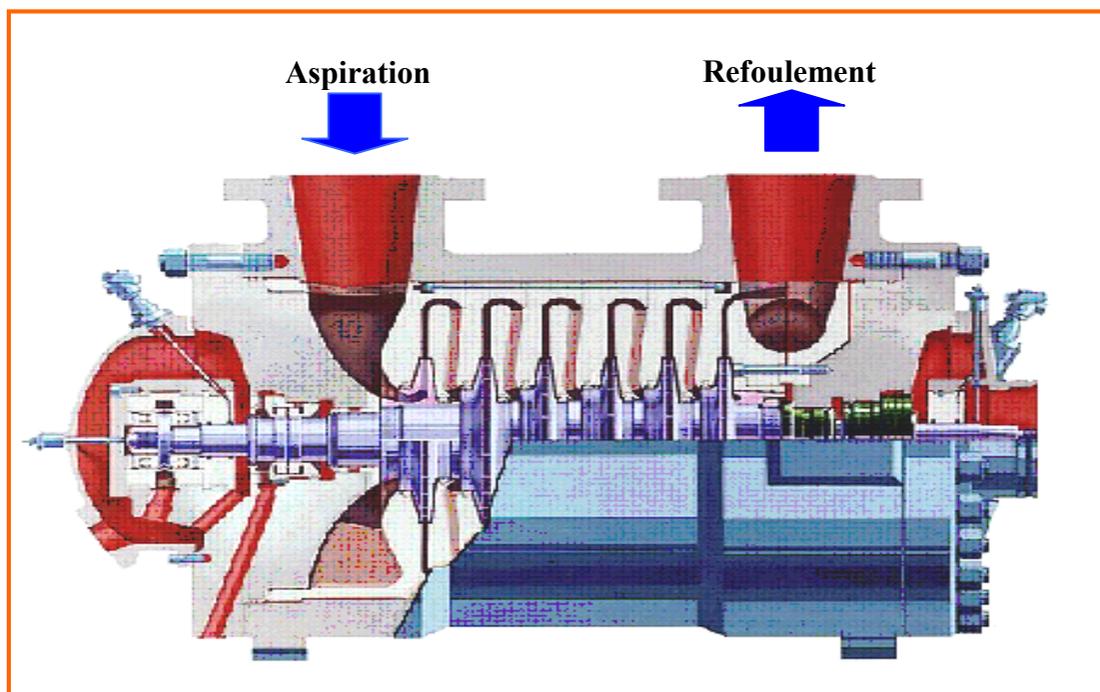


Fig.35 Présentation du compresseur BCL 606-3/A, à six roues.

Les compresseurs centrifuges, sont codifiés par des lettres majuscules et des numéros.

Les lettres BCL, caractérisent un compresseur, à corps ouvert verticalement :

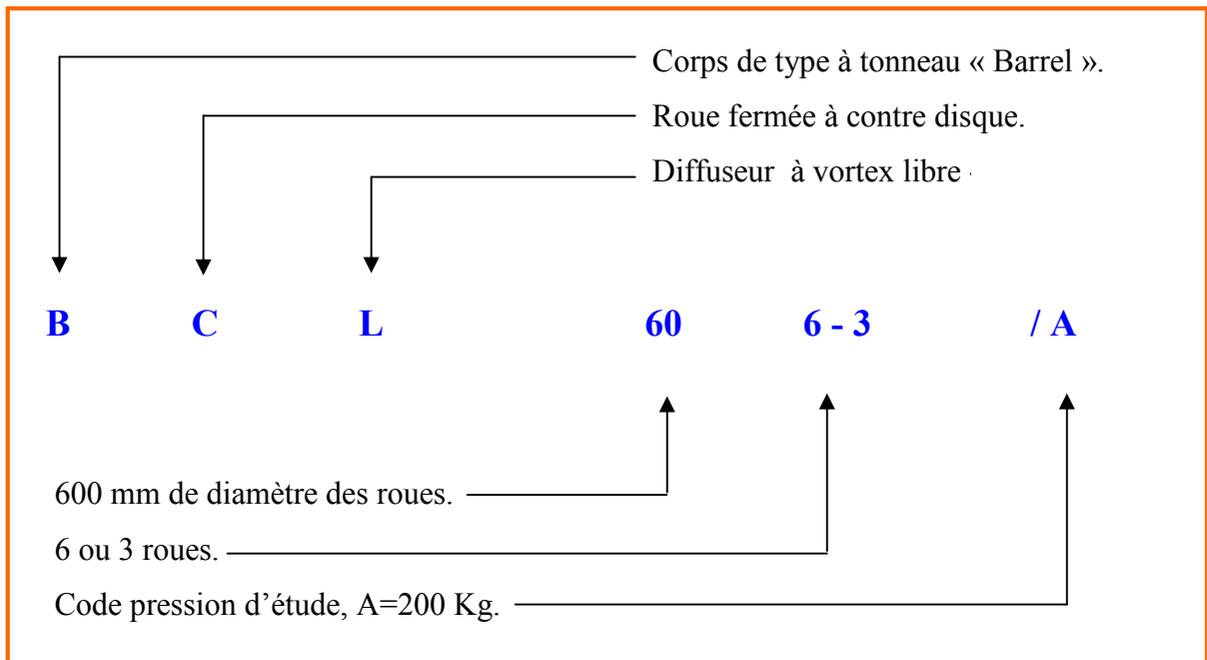


Fig.36 Codification du compresseur BCL 606-3/A.

V.1.1 Types de compresseurs utilisés à Hassi R'mel

✓ Corps à plan de joint horizontal MCL

Utilisés pour des gaz à hautes pressions, leurs démontages pour les opérations d'entretien se font horizontalement.

✓ Corps à plan de joint vertical BCL

Utilisés pour des pressions de gaz élevées, leurs démontages pour les opérations d'entretien se font verticalement.

V.1.2 Caractéristiques du compresseur BCL 606-3/A

Poids du rotor.....	1760 Kg.
Poids du rotor + diaphragme.....	16500 Kg.
Poids Total.....	66000 Kg.
Gaz comprimé.....	En grande quantité C ₁ , C ₂ et C ₃ .
Ecoulement Massique.....	1063169 Kg / h.
Poids moléculaire.....	19,83 Kg / Kmole.
Facteur de compressibilité.....	0,895.
Pression d'aspiration.....	76,33 Kg / Cm ² .
Température d'aspiration.....	65°C.
Pression de refoulement.....	105,5 Kg / Cm ² .
Température de refoulement.....	93 °C.
Puissance de l'arbre.....	15306 KW.
Vitesse de rotation.....	4553 tr / min.
Sens de rotation.....	Anti horaire.

V.2 ELEMENTS CONSTITUTIFS DU COMPRESSEUR BCL 606-3/A

V.2.1 Corps

En forme de tonneau, il est fermé par deux brides verticales ou têtes du corps. Les surfaces de contact entre les brides et le corps sont usinés et assemblées avec précision. Les supports de paliers et les étanchéités en bout d'arbre sont fixés sur les têtes de corps. Les têtes de corps sont en forme d'entonnoir afin de vaincre la pression maximale et réduire l'intervalle entre paliers porteurs et paliers butées.

V.2.2 Diaphragme

L'ensemble des diaphragmes qui constitue le composant statorique des étages du compresseur, est monté autour de l'ensemble du rotor. Les enceintes de diffusion sont constituées par des passages annulaires à travers les diaphragmes du compresseur. C'est là, que l'énergie cinétique à la sortie des impulseurs est convertie en pression. Les passages annulaires forment les canaux de retour qui acheminent le gaz dans les impulseurs. Les diaphragmes sont divisés selon un plan médian horizontal et montés à l'intérieur d'un contre corps, lui-même divisé selon un plan médian horizontal formant ainsi deux paquets séparés. La position des demi diaphragmes supérieurs dans la moitié supérieure du contre corps est effectuée au moyen de vis de blocage, ce qui permet de soulever le contre corps sans faire tomber les diaphragmes. Les étanchéités à labyrinthe sont installées dans les diaphragmes, à proximité de tous les points internes de dégagement dans le but de minimiser les fuites de gaz provenant par les zones d'aspiration et de refoulement des roues.

V.2.3 Rotor

Le rotor se compose d'un arbre, sur lequel sont installés les impulseurs et les bagues d'écartement. Les bagues d'écartements sont montées à chaud sur l'arbre, ils positionnent les impulseurs lors du contact avec le gaz. Les impulseurs sont de type fermé, avec des aubages tournés vers l'arrière, montés à chaud et clavetés sur l'arbre. Avant d'être monté sur l'arbre, chaque impulseur est soumis à un équilibrage dynamique et à un essai de survitesse de 15 % supérieur à la vitesse maximale.

Pendant le fonctionnement du compresseur, le rotor est soumis à une poussée axiale dirigée vers le coté d'aspiration.

Cette poussée est produite par la différence de pression, agissant sur le couvercle et sur le disque des impulseurs.

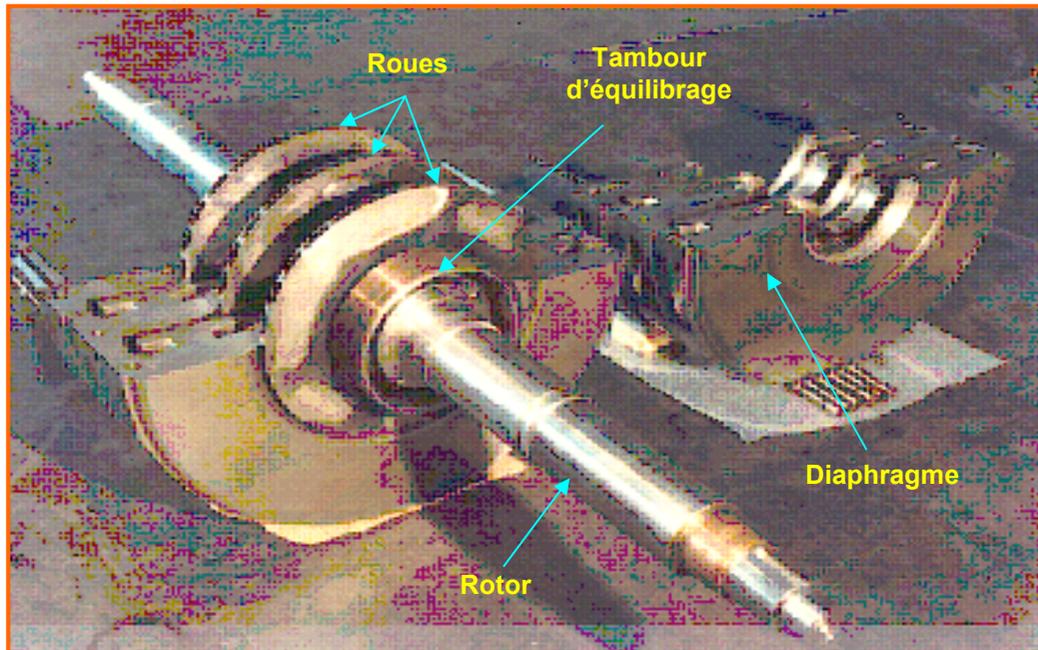


Fig.37 Rotor et Diaphragme du compresseur BCL 606-3/A.

V.2.4 Tambour d'équilibrage

Le rotor du compresseur centrifuge BCL 606-3/A, est soumis à une poussée axiale dirigée du coté d'aspiration vers le coté refoulement.

Cette poussée est imputable aux différentes pressions agissantes sur les surfaces externes du couvercle et du moyeu de chaque roue.

La poussée axiale est en grande partie, équilibrée par un tambour d'équilibrage, qui est un disque gabarié monté sur l'extrémité de l'arbre, adjacent à la roue du dernier étage.

Le tambour d'équilibrage et son étanchéité à labyrinthe forment, avec l'étanchéité en bout d'arbre la chambre d'équilibrage.

Soumettant la chambre d'équilibrage à une pression plus basse, approximativement égale à la pression d'aspiration, on crée un différentiel de pression en sens opposé à celui des roues.

Ceci est obtenu en reliant cette chambre, à l'aspiration du compresseur au moyen d'une tuyauterie de gaz d'équilibrage.

La poussée résiduelle est absorbée par le palier de butée qui assure ainsi l'immobilité du rotor en direction axiale.

L'ensemble des roues, manchons, entretoises et le tambour lui-même, sont fixés sur l'arbre au moyen d'un collier de serrage.

V.2.5 Paliers

✓ Paliers porteurs

Les paliers porteurs, sont de type à patin oscillants et à lubrification forcée.

L'huile sous pression arrive aux paliers, radialement et passe à travers des orifices pour lubrifier les patins et les taquets.

Les patins peuvent osciller dans le corps aussi bien dans le sens axiale afin d'atténuer aux maximum les vibrations radiales du rotor.

La rotation des patins dans le corps est bloquée par des goujons fixés sur le corps.

Le palier est axialement positionné sur la bride de tête, ou sur le rotor du compresseur par des vis.

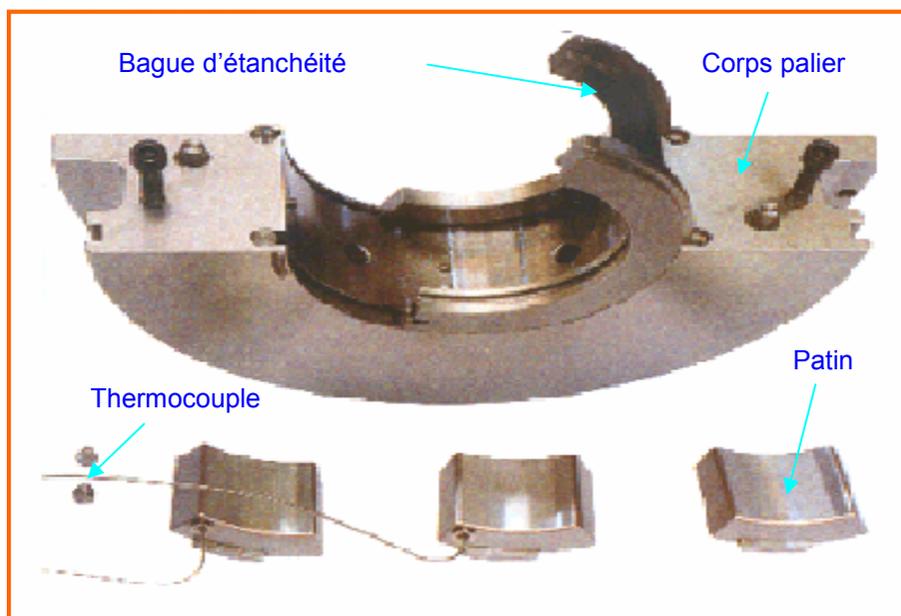


Fig.38 Palier porteur du compresseur BCL 606-3/A.

✓ Paliers de butée

Le palier de butée, monté sur l'une des extrémités du corps, est logé sur les deux côtés du collet de butée du rotor.

Il est conçu de façon à absorber la poussée agissant sur le rotor qui n'est pas entièrement équilibrée par le tambour d'équilibrage.

Il est muni d'une bande élastique de raclage d'huile, afin de minimiser toute pertes de puissance due à la turbulence de l'huile dans la cavité du palier et à cause de la haute vitesse de fonctionnement.

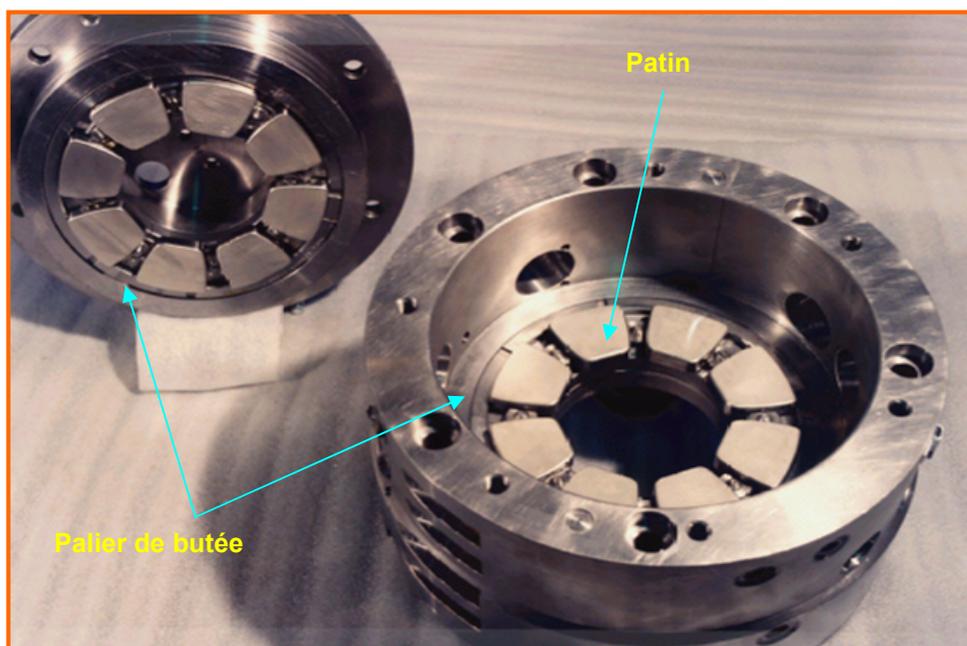


Fig.39 Palier de butée du compresseur BCL 606-3/A.

V.2.6 Etanchéités

✓ Etanchéités à labyrinthe

Les étanchéités internes installées entre les ensembles statoriques et rotoriques du compresseur servent à réduire les pertes de gaz.

Une étanchéité à labyrinthe se compose d'une bague, dont la périphérie porte une série de lames. La moitié supérieure de chaque bague est vissée au diaphragme correspondant.

Les demies bagues inférieures peuvent être facilement enlevées en les faisant tourner dans leurs logements sur les diaphragmes.

Les étanchéités sont montées en correspondance avec les disques des roues et les manchons de l'arbre.

Le même type d'étanchéités est installé en bout d'arbre pour réduire les pertes de gaz de la partie interne du compresseur.

✓ **Etanchéités en bout d'arbre**

Les étanchéités placées aux deux extrémités de l'arbre vers l'intérieur des paliers empêchent la sortie du gaz du corps du compresseur.

Les étanchéités à l'huile se composent de trois bagues, une intérieure et deux bagues extérieures qui sont montées ensembles.

Les bagues sont réalisées en acier, dont la partie intérieure est en métal antifriction, montées avec un jeu minimum sur le rotor.

Les bagues extérieures et les bagues intérieures placées les unes en face des autres sont maintenues écartées par une série de ressorts ou par un ressort de façon à former une chambre annulaire.

Le film d'huile entre la bague intérieure et l'arbre empêche le gaz de sortir.

L'huile sortant des bagues extérieures traverse un système sous pression atmosphérique avant de retourner dans les réservoirs principaux.

L'huile sortant des bagues intérieures empêche la fuite du gaz et, est recueillie par les purgeurs automatiques.

V.3 SYSTEMES AUXILIAIRES DU COMPRESSEUR

Ils servent à assurer la lubrification, l'étanchéité et la sécurité du compresseur.

V.3.1 Circuits d'huiles

La lubrification et l'étanchéité nécessitent de l'huile, donc un réservoir et tout un équipement de pompage, de filtration et de refroidissement sont installés sur le compresseur.

✓ **Caisse à huile**

On peut rencontrer une caisse commune d'huile d'étanchéité et de lubrification, ou des caisses séparées avec récupération de l'huile polluée par le gaz.

Dans ces caisses à huile on trouve un système de réchauffage pour démarrage à froid, un contrôleur du niveau et une purge d'eau.

✓ Pompes de lubrification

On trouve deux pompes, l'une étant entraînée par un moteur électrique, l'autre par une turbine à gaz, et chaque pompe peut être au secours l'une de l'autre.

La pression nécessaire à la lubrification se situe entre 2 et 5 bars.

✓ Pompes d'étanchéité

Doublees comme les pompes de lubrification, elles sont souvent de type volumétrique.

Elles doivent donner une pression supérieure à la pression d'aspiration du gaz, ce qui dans certains cas nécessite une pression supérieure à 100 bars.

✓ Réfrigérants

Permettent de refroidir l'huile et donc d'évacuer la quantité de chaleur dégagée par les frottements au niveau des paliers de butée et garnitures d'étanchéité.

✓ Filtres

Placés sur les circuits d'étanchéité et de lubrification, ces filtres doivent être permutables en marche pour nettoyage.

Le bon état des filtres et un nettoyage régulier sont essentiels pour éviter les problèmes au niveau des éléments lubrifiés.

✓ Ensemble de régulation et de mesure

- Contrôle des températures d'huile.
- Contrôle visuel de la circulation de l'huile.
- Délivre l'huile de lubrification à la pression convenable.
- Contrôle l'encrassement du filtre.

V.3.2 Circuits de sécurités**✓ Sur le circuit d'huile**

De nombreuses sécurités sont installées sur les circuits d'huile, afin d'éviter une grave détérioration des paliers, de la butée et de la garniture mécanique due à une absence de lubrification, même sur un court instant.

✓ Sur le compresseur

Les conséquences d'une panne ou anomalie de fonctionnement peuvent être très importantes sur le plan financier et le délai nécessaire à la remise en service.

Pour éviter ces effets, les compresseurs sont équipés de plusieurs sécurités.

▪ **Capteur de déplacement axial**

Il mesure la distance axiale entre le bout d'arbre et le corps de la machine.

Lorsque la valeur du déplacement axial change, cela signifie que la poussée axiale est modifiée. Dans ce dernier cas, la machine doit être arrêtée pour éviter des contacts entre les pièces internes. Deux capteurs sont généralement installés aux extrémités de la machine.

▪ **Capteur de déplacement radial**

Lorsque les paliers sont usés ou lorsque l'arbre se déforme en vibrant, il y a risque de contact entre le rotor et le stator.

Des capteurs mesurant la distance entre l'arbre et le stator permettent d'éviter ces contacts. On place ainsi deux capteurs à proximité de chaque palier.

▪ **Capteur de Température des patins de butée et de palier**

Pour améliorer la sécurité des patins de paliers, on met des thermocouples. Les températures supérieures de 90 à 100°C mettent en évidence des frottements trop élevés qui provoquent une viscosité d'huile incorrecte, une surcharge et un blocage du palier. Ces thermocouples ne sont pas en général utilisées pour arrêter la machine, mais pour des alarmes.

CHAPITRE VI : EVALUATION DES PERFORMANCES DU TURBOCOMPRESSEUR K-901

CHAPITRE VI

EVALUATION DES PERFORMANCES DU TURBOCOMPRESSEUR K-901 [7], [5], [9], [10], [12], [13]

VI.1 PARTIE TURBINE A GAZ MS 5002C

A travers cette étude nous allons faire une évaluation des performances de la turbine. Les conditions de fonctionnement sur site sont différentes des conditions ISO, pour cela on considère que :

- o La combustion est complète.
- o La chambre de combustion est parfaitement calorifugée.
- o Le régime est permanent.
- o L'eau se présente dans le gaz de combustion sous forme de vapeur.

VI.1.1 Calcul de Combustion

✓ **Pouvoir Calorifique Inférieur « PCI »**

Le pouvoir calorifique du gaz naturel est donné par la relation suivante.

$$PCI = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{n=10} N_X PCI_X$$

Avec :

N_X : Fraction molaire de chaque constituant en %.

PCI_X : Pouvoir calorifique de chaque constituant en Kcal / mole.

✓ **Masse Molaire du gaz naturel « M_{Mol} »**

A partir du tableau qui représente la composition du gaz naturel, on tire la relation générale de la masse molaire.

$$M_{Mol} = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{n=10} M_X N_X$$

Avec :

M_x : Masse molaire partielle de chaque constituant en Kg / Kmole.

N_x : Fraction molaire de chaque constituant en %.

M_{Mol} : Masse molaire du gaz naturel en Kg / Kmole.

Gaz	Symbole	Formule chimique	Masse Molaire Partielle M_x (Kg / Kmole)	Fraction molaire N_x (%)	PCI_x (Kcal/mole)
Azote	N ₂	N ₂	28.013	5.61	-
Dioxyde de carbone	CO ₂	CO ₂	44.01	0.19	-
Méthane	C ₁	CH ₄	16.043	81.57	192.51
Ethane	C ₂	C ₂ H ₆	30.07	7.60	340.92
Propane	C ₃	C ₃ H ₈	44.097	2.36	485.10
I – butane	I - C ₄	I - C ₄ H ₁₀	58.124	0.43	625.71
N – butane	N - C ₄	N - C ₄ H ₁₀	58.124	0.75	625.71
I – pentane	I - C ₅	I - C ₅ H ₁₂	72.151	0.19	770.32
N – pentane	N - C ₅	N - C ₅ H ₁₂	72.151	0.25	770.32
Hexane	C ₆	C ₆ H ₁₄	86.178	0.45	915.46
Heptane	C ₇	C ₇ H ₁₆	100.205	0.09	1110.42
Octane	C ₈	C ₈ H ₁₈	114.232	0.06	1155.45
Total	-	-	-	100	-

✓ **Volume Spécifique du gaz « V »**

Le volume spécifique dans les conditions normales (15 °C et 1atm), égale à **1,1835 m³/kg**.

✓ **Quantité de chaleur libérée par la combustion « Q_{Tot} »**

$$Q_{Tot} = G_C Q_{1Kg}$$

Avec :

G_C : Débit de Combustible en Kg / h.

Q_{1Kg} : Chaleur libérée par la combustion d'un kilogramme en Kcal / Kg.

❖ **Chaleur libérée par la combustion d'un kilogramme « Q_{1Kg} »**

$$Q_{1Kg} = PCI + Q_{Air} + Q_C$$

Avec :

Q_{Air} : Chaleur sensible de l'air en Kcal.

Q_C : Chaleur sensible du combustible en Kcal.

▪ **Chaleur sensible du combustible « Q_C »**

La chaleur sensible du combustible, est égale à la valeur de l'enthalpie d'un kilogramme du combustible.

$$Q_C = H_C 1Kg$$

Avec :

H_C : l'enthalpie du gaz naturel en Kcal / Kg.

▪ **Chaleur sensible de l'Air « Q_{Air} »**

$$Q_{Air} = H_{air} m_{air} \text{ avec } m_{air} = \lambda \xi$$

Avec :

H_{Air} : l'enthalpie de l'air en Kcal / Kg.

m_{Air} : masse d'air nécessaire pour la combustion de 1Kg du combustible.

λ : Coefficient d'excès d'air = 4.

ξ : Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1Kg du combustible.

○ **Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1Kg du Combustible « ξ »**

On calcul la quantité d'oxygène nécessaire pour la combustion qui représente 21 % molaire de l'air.

Une mole d'oxygène nécessite 10,14 moles d'air, une mole de gaz naturel nécessite 2,1294 moles d'oxygène.

Pour la masse molaire de 19,1 Kg / Kmole de gaz naturel, 1kg de gaz naturel représente 15,31 kg d'air alors $\xi = 15,31 \text{ kg d'air/ kg de combustible}$.

○ **Enthalpie de l'Air « H_{Air} »**

La température de l'air à la sortie du compresseur axial est d'environ 267 °C donc en aura :

$$H_{Air} = \int_{273}^{540} C_{p_{Air}} dt$$

○ **Enthalpie du gaz naturel « H_G »**

La température du gaz naturel à l'entrée des chambres de combustion est d'environ 15 °C donc :

$$H_C = \int_{273}^{288} C_{p_G} dt$$

○ **Chaleurs spécifiques « $C_{p_{Air}}$ et C_{p_G} »**

Les tableaux thermodynamiques donne :

Pour l'air « 79 % N₂ et 21 % O₂ »

$$C_{p_{Air}} = 30,78 + 1,07 \cdot 10^{-3} T + 2,48 \cdot 10^{-5} T^2 \text{ J/mole } ^\circ\text{K}$$

Pour Gaz naturel

$$C_{p_{Air}} = 18,15 + 6,21 \cdot 10^{-3} T + 3,22 \cdot 10^{-6} T^2 \text{ J/mole } ^\circ\text{K}$$

❖ **Débit du combustible « G_C »**

$$G_C = G_{Air} / (\lambda, \zeta)$$

✓ **Débit nominal d'air « G_{Air} »**

Pour un coefficient d'excès d'air $\lambda = 4$, le débit nominal d'air :

$$G_{Air} = 419573 \text{ Kg/h.}$$

✓ **Consommation Spécifique du gaz naturel « C_G »**

La consommation spécifique du gaz naturel représente la puissance fournie par les chambres de combustion :

$$C_G = P_{Ch} = G_C \text{ PCI}$$

✓ **Puissance de sortie « P_{sortie} »**

La puissance de sortie est mesurée sur la bride d'accouplement égale à :

$$P_{sortie} = 35000 \text{HP} = 26099,5 \text{ Kwat.}$$

✓ **Taux Thermique « T_{Th} »**

Le taux thermique représente le rapport entre la consommation spécifique du combustible et la puissance de sortie.

$$T_{Th} = \frac{C_G}{P_{Sortie}}$$

✓ **Rendement Global « η_{Global} »**

$$\eta_{Gloal} = \frac{P_{Sortie}}{P_{Ch}}$$

Ce tableau résume tous les résultats obtenus :

Paramètres	Résultats	Paramètres	Résultats
H_{air} Kcal/Kg	63,84	G_C Kg/h	6851,29
H_C Kcal/Kg	13,42	PCI Kcal/kg	10722,5
ξ Kg air/Kg comb	15,31	M_{mol} g/mole	19,1
Q_C Kcal	13,42	Q_{Tot} Kcal/h	$100,34 \cdot 10^6$
Q_{Air} Kcal	61,24	C_G Kwat	85440,8
Q_{1Kg} Kcal/kg	14645,46	P_{Sortie} Kwat	26099,5
G_{Air} Kg/h	419573,00	η_{Gloal} %	30,54

Ce calcul de combustion va nous servir comme ordre de grandeur pour les conditions réelles sur site, avec l'utilisation des courbes de performance de la turbine à gaz.

Ces courbes de performances établies par le constructeur sont données en pourcentage pour les valeurs de la puissance de sortie et le taux thermique.

En peut estimer les mêmes valeurs pour différentes charges de fonctionnement de la turbine sur site.

VI.1.2 Evaluation des Performances

Les performances d'une turbine à gaz sont affectées par la température ambiante et la pression d'aspiration.

Du fait que les données d'étude de la turbine à gaz sont aux conditions normales de fonctionnement, il faut faire une correction pour les conditions sur site.

- o Altitude = 760 m.
- o Pression d'aspiration = 14,7 PCI «1bar ».
- o Température d'aspiration = 15 °C.

Les facteurs de correction pour l'altitude et la température ambiante, peuvent être déduites à partir des courbes de l'effet de l'altitude et la température ambiante.

✓ **Détermination des facteurs de correction**

❖ **Correction d'Altitude**

On détermine le facteur de correction d'altitude en prenant sur les courbes de correction une altitude de 760 m, et on trouve une pression barométrique de 13,45 PSI.

Connaissant la puissance réelle sur site, on tire directement la valeur de $F_C \approx 0,92$.

❖ **Correction de Température d'aspiration**

On détermine le facteur de correction de la température de l'air en prenant sur les courbes de correction de la température, le pourcentage de la valeur nominale de la puissance de sortie, du débit d'air injecté et du taux thermique.

❖ **Correction des effets de chute de pression**

Pour chaque 4'' H₂O de chute de pression à l'aspiration et au refoulement, on fait une correction de la puissance de sortie et du taux thermique comme indiqué ci-dessous :

	Puissance de sortie	Taux thermique
4'' H₂O à l'aspiration	-1,6 %	+0,6 %
4'' H₂O au refoulement	-0,6 %	+0,6%

✓ **Exploitation des Courbes de Performances**

D'abord on fait une analyse à 100 % de la vitesse de la roue BP, pour quatre températures d'aspiration 0, 15, 32 et 49 °C cela permet de retracer les courbes de performances aux conditions du site.

Ensuite, on calculera pour 95 % et 88 % de la vitesse de la roue BP, pour deux températures d'aspiration :

- o Température d'hiver 15 °C.
- o Température d'été 32 °C.

VI.1.3 Application Numérique

✓ **Les données sur site**

Pour 15 °C de la température d'aspiration :

Vitesse de la roue BP = 95 %	Vitesse de la roue BP = 88 %
Température d'échappement = 454 °C	Température d'échappement = 427 °C

Pour 32 °C de la température d'aspiration :

Vitesse de la roue BP = 95 %	Vitesse de la roue BP = 88 %
Température d'échappement = 495 °C	Température d'échappement = 440 °C

✓ **Performances corrigées à 100 % de V_{BP}**

❖ **Correction d'Altitude**

$$F_c \approx 0,92$$

❖ **Correction des effets de chute de pression**

	Puissance de sortie	Taux thermique
4'' H ₂ O à l'aspiration	-1,6 %	+0,6 %
4'' H ₂ O au refoulement	-0,6 %	+0,6%

❖ **Correction de Température d'aspiration**

Pour les différentes températures d'aspiration, on aura des facteurs de correction globaux.

▪ **Température d'Aspiration : 0 °C**

Les courbes de correction donne :

Puissance de sortie	108 %
Débit d'air	105,5 %
Taux Thermique	98 %
Puissance de sortie	$F_c = (0,92 * 1,08) - 0,022 = 0,9716$
Taux thermique	$F_c = 0,92 + 0,012 = 0,932$

Alors on aura :

o **Puissance de Sortie** = $35000 * 0,9716 = 34006 \text{ HP} = \mathbf{25358,27 \text{ Kwat.}}$

Soit 99,36 % de la puissance de sortie nominale.

o **Taux Thermique** = $8910 * 0,9836 = 8763,876 \text{ Btu / HP h} = \mathbf{2961,31 \text{ Kcal/Kwat h.}}$

Soit 98,36 % du taux thermique nominale.

o **Consommation de combustible** = $34006 * 8763,87 = 298,02 \cdot 10^6 \text{ Btu/h} = \mathbf{75,102 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h.}}$

o **Débit de combustible** = $75,102 \cdot 10^6 / 10722,5 = \mathbf{7004,15 \text{ Kg/h}} = 8285,9 \text{ m}^3/\text{h.}$

o **Débit d'air** = $925000 * 0,92 * 1,0055 = 897805 \text{ Lb/h} = \mathbf{407244,35 \text{ Kg/h.}}$

o **Rendement global** = **29,03 %**

▪ **Température d'Aspiration : 15 °C**

Les courbes de correction donne :

Puissance de sortie	100 %
Débit d'air	100 %
Taux thermique	100 %
Puissance de sortie	$F_c = (0,92 * 1) - 0,022 = \mathbf{0,898}$
Taux thermique	$F_c = 1 + 0,012 = \mathbf{1,012}$

Alors on aura :

o **Puissance de Sortie** = $35000 * 0,898 = 31430 \text{ HP} = \mathbf{23437,35 \text{ Kwat.}}$

Soit 89,8 % de la puissance de sortie nominale.

o **Taux Thermique** = $8910 * 1,012 = 9016,92 \text{ Btu/HP-h} = \mathbf{3046,82 \text{ Kcal/Kwat h.}}$

Soit 101,2 % du taux thermique nominale.

o **Consommation de combustible** = $31430 * 9016,92 = 283,4 \cdot 10^6 \text{ Btu/h} = \mathbf{71,41 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h.}}$

o **Débit de combustible** = $71,41 \cdot 10^6 / 10722,5 = \mathbf{6660,46 \text{ Kg/h}} = 7870,37 \text{ m}^3/\text{h}$

o **Débit d'air** = $925000 * 0,92 * 1 = 851000 \text{ Lb/h} = \mathbf{386013,60 \text{ Kg/h}}$.

o **Rendement global** = **28,22 %**.

▪ **Température d'Aspiration : 32 °C**

Les courbes de correction donnees :

Puissance de sortie	90 %
Débit d'air	94 %
Taux thermique	103,5 %
Puissance de sortie	$F_c = (0,92 * 0,86) - 0,022 = \mathbf{0,7968}$
Taux thermique	$F_c = 1,05 + 0,012 = \mathbf{1,047}$

Alors on aura :

o **Puissance de Sortie** = $35000 * 0,7968 = 28210 \text{ HP} = \mathbf{21036,20 \text{ Kwat}}$.

Soit 79,86 % de la puissance de sortie nominale.

o **Taux thermique** = $8910 * 1,047 = 9328,77 \text{ Btu/HP-h} = \mathbf{3152,19 \text{ Kcal/Kwat h}}$.

Soit 104,7 % du taux thermique nominale.

o **Consommation de combustible** = $28210 * 9328,77 = 263,16 \cdot 10^6 \text{ Btu/h} = \mathbf{66,32 \cdot 10^6 \text{ Kcal/h}}$.

o **Débit de combustible** = $66,32 \cdot 10^6 / 10722,5 = \mathbf{6184,89 \text{ Kg/h}} = 7319 \text{ m}^3/\text{h}$.

o **Débit d'air** = $925000 * 0,92 * 0,94 = 799940 \text{ Lb/h} = \mathbf{362852,78 \text{ Kg/h}}$.

o **Rendement global** = **27,27 %**

▪ **Température d'Aspiration : 49 °C**

Les courbes de correction donnees :

Puissance de sortie	79 %
Débit d'air	86 %
Taux thermique	108 %
Puissance de sortie	$F_c = (0,92 * 0,79) - 0,022 = \mathbf{0,7048}$
Rendement thermique	$F_c = 1,08 + 0,012 = \mathbf{1,092}$

Alors on aura :

o **Puissance de Sortie** = $35000 * 0,7048 = 24668 \text{ HP} = 18394,92 \text{ Kwat}$.

Soit 70,48 % de la puissance de sortie nominale.

o **Taux thermique** = $8910 * 1,092 = 9729,72 \text{ Btu/HP-h} = 3287,67 \text{ Kcal/Kwat h}$.

Soit 109,2 % du rendement thermique nominale.

o **Consommation de combustible** = $24668 * 9729,72 = 240,0110^6 \text{ Btu/h} = 60,48 10^6 \text{ Kcal/h}$.

o **Débit de combustible** = $60,48 10^6 / 10722,5 = 5640,47 \text{ Kg/h} = 6672,86 \text{ m}^3/\text{h}$.

o **Débit d'air** = $925000 * 0,92 * 0,86 = 851000 \text{ Lb/h} = 33197,70 \text{ Kg/h}$.

o **Rendement global** = **26,15 %**

Le tableau suivant résume les résultats à 100 % V_{BP} :

Température d'aspiration	0 °C	15 °C	32 °C	49 °C
Puissance de sortie Kwat	25358,27 108,2%	23437,35 100%	21036,2 89,75%	18394,92 78,48%
Taux thermique Kcal/Kwat h	2961,31 97,19%	3046,82 100%	3152,19 103,46%	3287,67 107,9%
Consommation du combustible Kcal/h	75,102 10 ⁶ 105,17%	71,41 10 ⁶ 100%	66,32 10 ⁶ 92,87%	60,48 10 ⁶ 84,69%
Débit du combustible Kg/h	7004,15 105,16%	6660,46 100%	6185,12 92,86%	5640,47 84,69%
Débit d'air Kg/h	407244,35 105,5%	386013,60 100%	362852,78 94%	33197,70 86%
Rendement global %	29,03	28,22	27,27	26,15

- ✓ Performances corrigées à 95 % de V_{BP}
 - Température d'Aspiration : 15 °C
 - Température au refoulement : 454 °C

Alors on aura :

- o **Puissance de Sortie** = 28700 HP = **21401.59 Kwat.**
Soit 82 % de la puissance de sortie nominale.
- o **Taux Thermique** = 9355,5 Btu/HP-h = **3161.22 Kcal/kwat h.**
Soit 105 % du taux thermique nominale.
- o **Consommation de combustible** = 268,5 10⁶ Btu/h = **67,66 10⁶ Kcal/h.**
- o **Débit de combustible** = **6310,10 Kg/h** = 7464,84 m³/h.
- o **Rendement global** = 27,2 %
 - Température d'Aspiration : 32 °C
 - Température au refoulement : 495 °C

Alors on aura :

- o **Puissance de Sortie** = 28000 HP = **20879,6 Kwat.**
Soit 80 % de la puissance de sortie nominale.
- o **Rendement Thermique** = 9444,6 Btu/HP-h = **3191,33 Kcal/kwat h.**
Soit 106 % du taux thermique nominale.
- o **Consommation de combustible** = 261,9 10⁶ Btu/h = **66,01 10⁶ Kcal/h.**
- o **Débit de combustible** = **6156,21 Kg/h** = 7282,80 m³/h.
- o **Rendement global** = 27,19 %

- ✓ Performances corrigées à 88 % de V_{BP}
 - Température d'Aspiration : 15 °C
 - Température au refoulement : 427 °C

Alors en aura :

- o Puissance de Sortie = 25200 HP = 18791,64 Kwat.
Soit 72 % de la puissance de sortie nominale.
- o Rendement Thermique = 9801,05 Btu/HP-h = 3311,76 Kcal/kwat h.
Soit 110 % du rendement thermique nominale.
- o Consommation de combustible = 249,98 10^6 Btu/h = 62,24 10^6 Kcal/h.
- o Débit de combustible = 5804,64 Kg/h = 6849,47 m³/h.
- o Rendement global = 25,65 %
 - Température d'Aspiration : 32 °C
 - Température au refoulement : 440 °C

Alors en aura :

- o Puissance de Sortie = 21700 HP = 16181,69 Kwat.
Soit 62 % de la puissance de sortie nominale.
- o Taux Thermique = 1024,5 Btu/HP-h = 3462.29 Kcal/kwat h.
Soit 115 % du rendement thermique nominale.
- o Consommation de combustible = 222,34 10^6 Btu/h = 56,03 10^6 Kcal/h.
- o Débit de combustible = 5225,46 Kg/h = 6181,72 m³/h.
- o Rendement global = 24,83 %.

Le tableau suivant résume tous les résultats pour 100 %, 95 % et 88 % V_{BP} :

Température d'aspiration	15 °C			32 °C		
V_{BP} %	100	95	88	100	95	88
Puissance de sortie Kwat	23437,35	21401,59	18791,64	20075,73	20879,60	16181,69
Taux thermique Kcal/Kwat h	3046,82	3161,22	3311,76	3167,25	3191,33	3462,29
Consommation du combustible Kcal/h	71,41 10^6	67,66 10^6	62,24 10^6	63,59 10^6	66,01 10^6	56,03 10^6
Débit du combustible Kg/h	6660,46	6310,10	5804,64	5930,69	6156,21	5225,46
Rendement global %	28,22	27,2	25,65	27,27	27,19	24,83

VI.1.4 Interprétation des résultats

Pour 100 % de la vitesse de la roue BP, on remarque que le débit du combustible diminue avec l'augmentation de la température d'aspiration, c'est à dire de 7004,15 Kg/h à 0 °C jusqu'à 5640,47 kg/h à 49 °C.

Même pour la puissance de sortie, elle diminue de 25358,27 Kwat à 0 °C jusqu'à 18394,92 Kwat à 49 °C.

Pour les vitesses 100, 95 et 88 % on remarque que le débit du combustible diminue avec la réduction de la vitesse, c'est à dire :

- De 6660,46 Kg/h à 100 % jusqu'à 5804,64 Kg/h à 88 % pour une température d'aspiration 15 °C.

- De 6185,12 Kg/h à 100 % jusqu'à 5225,46 Kg/h à 88 % pour une température d'aspiration de 32 °C.

On remarque que le rendement global varie en fonction de la vitesse, c'est à dire de 28,22 % à 100 % de V_{BP} jusqu'à 24,83 % à 88 % de V_{BP} .

Donc on peut dire, que la consommation du combustible est en fonction de la température d'aspiration et de la vitesse de fonctionnement.

VI.2 PARTIE COMPRESSEUR BCL 606-3/A

VI.2.1 Calcul des caractéristiques du gaz brut

✓ **Masse molaire apparente « M_{Mol} »**

A partir du tableau de la composition du gaz brut, on tire la relation générale de la masse molaire apparente.

$$M_{Mol} = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{n=14} M_X N_X$$

Avec :

M_X : Masse molaire partielle de chaque constituant en Kg / Kmole.

N_X : Fraction molaire de chaque constituant en %.

M_{Mol} : Masse molaire apparente du gaz brut en Kg / Kmole.

✓ **Constante relative du gaz brut « r »**

On peut déterminer cette constante on fonction de la constante relative du gaz parfait R et la masse molaire apparente.

$$r = \frac{R}{M_{Mol}}$$

Avec :

R : Constante relative du gaz parfait, R= 8,3143 KJ / Kmole °K.

r : Constante relative du gaz brut en KJ / Kg °K.

✓ **Pression et température critique du Gaz « P_{Cri} et T_{Cri} »**

Lorsqu'on parcourt le diagramme des phases vers les températures et pressions élevées, on constate que les phases liquides et vapeurs se rapprochent l'une de l'autre vers un point critique.

Les deux phases deviennent identiques dans des situations appelées, conditions critiques du corps pur.

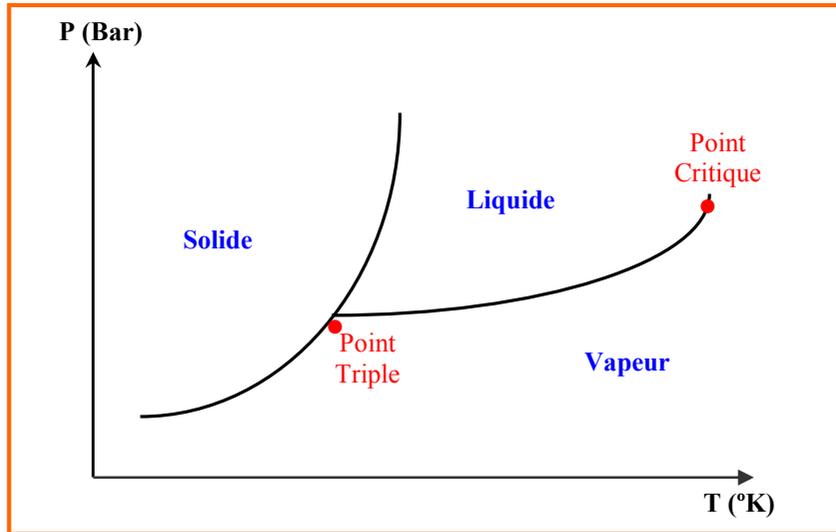


Fig.40 Diagramme des phases d'un corps Pur.

$$P_{Cri} = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{n=14} P_X N_X$$

$$T_{Cri} = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{n=14} T_X N_X$$

Avec :

P_X : Pression critique de chaque constituant en Bars.

T_X : Température critique de chaque constituant en °K.

P_{Cri} : Pression critique du gaz brut en Bars.

T_{Cri} : Température critique du gaz brut en °K.

✓ Pressions et Températures réduites du Gaz « P_{Red} et T_{Red} »

$$P_{red/a} = \frac{P_a}{P_{Cri}}$$

$$T_{red/a} = \frac{T_a}{T_{Cri}}$$

$$P_{red/r} = \frac{P_r}{P_{Cri}}$$

$$T_{red/r} = \frac{T_r}{T_{Cri}}$$

Avec :

P_a : Pression réelle à l'aspiration en Bars.

T_a : Température réelle à l'aspiration en °K.

P_r : Pression réelle au refoulement en Bars.

T_r : Température réelle au refoulement en °K.

✓ **Facteur de compressibilité « Z »**

L'écart entre la compressibilité d'un gaz réel et d'un gaz parfait peut s'effectuer en introduisant dans l'équation du gaz parfait un facteur correctif, appelé facteur de compressibilité Z.

Dans notre étude, on utilise la méthode empirique de Standing et Katz.

$$Z_a = P_{Red/a} \left[A + T_{Red/a} + B \right] + C T_{Red/a} + D$$

$$Z_r = P_{Red/r} \left[A + T_{Red/r} + B \right] + C T_{Red/r} + D$$

Avec :

P_{Red/a} : Pression réduite à l'aspiration en Bars.

T_{ed/a} : Température réduite à l'aspiration en °K.

P_{Red/r} : Pression réduite au refoulement en Bars.

T_{Red/r} : Température réduite au refoulement en °K

A, B, C, D : Constantes empiriques.

Z_a : Facteur de compressibilité à l'aspiration.

Z_r : Facteur de compressibilité au refoulement.

	1,05 ≤ T _{Red} ≤ 1,2	1,2 ≤ T _{Red} ≤ 1,4	1,4 ≤ T _{Red} ≤ 02	02 ≤ T _{Red} ≤ 03
0,2 ≤ P _{Red} ≤ 1,2 ✓ ✓ ✓	A = 1,6642 B = -2,2114 C = -0,3647 D = 1,4386	A = 0,5222 B = -0,8540 C = -0,0364 D = 1,0490	A = 0,1391 B = -0,2988 C = 0,0007 D = 0,9969	A = 0,0295 B = -0,0825 C = 0,0009 D = 0,9967
1,2 ≤ P _{Red} ≤ 2,8 ✓ ✓	A = -1,3570 B = 1,4942 C = 4,6315 D = -4,7009	A = 0,1717 B = -0,3232 C = 0,5869 D = 0,1229	A = 0,0984 B = -0,2053 C = -0,0621 D = 0,6955	A = 0,0211 B = -0,0527 C = 0,0127 D = 0,9549
2,8 ≤ P _{Red} ≤ 5,4	A = -0,3278 B = 0,4752 C = 1,8223 D = 1,9036	A = -0,2521 B = 0,3871 C = 1,6087 D = -1,6635	A = -0,0284 B = 0,0625 C = 0,4714 D = -0,0011	A = 0,0041 B = 0,0607 C = 0,0039 D = 0,5007

✓ **Masse volumique du gaz brut « ρ_m »**

La masse volumique d'un gaz représente, la masse d'une unité de volume. Elle est fonction de la température et de la pression.

On peut l'exprimer à des conditions de température et de pression dites normales ou standards.

Condition normale : $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$. et $P = 1\text{atm} = 101352 \text{ Pas}$.

Condition standard : $T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$. et $P = 1\text{atm} = 101352 \text{ Pas}$.

$$\rho_m = \frac{M_{Mol}}{V_{Mol}} = \frac{P M_{Mol}}{Z R T}$$

Avec :

V_{Mol} : Volume molaire du gaz en $\text{m}^3 / \text{K mole}$.

ρ_m : Masse volumique du gaz brut en Kg / m^3 .

✓ **Volume Massique « V_m »**

Il Représente le volume occupé par unité de masse du gaz, il est égal à l'inverse de la masse volumique.

$$V_m = \frac{1}{\rho_m}$$

Avec :

V_m : Volume massique du gaz brut en m^3 / Kg .

✓ **Chaleur spécifique du gaz « C_{p_g} »**

La chaleur spécifique d'un gaz parfait, est donnée par le modèle de **Lée** et **Kastler** :

$$C_{p_x}^* = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Avec :

a, b, c, d : Constantes déterminés à partir du tableau suivant pour chaque constituant.

T : Température successivement à l'aspiration et au refoulement en $^\circ\text{K}$.

$C_{p_x}^*$: chaleur spécifique de chaque constituant du mélange en $\text{KJ} / \text{Kg } ^\circ\text{K}$.

Cette relation est applicable à chaque constituant; pour tout le mélange, on aura la relation suivante :

$$C_{P_g}^* = \frac{1}{100} \sum_{i=1}^{n=14} C_{P_X}^* N_X$$

Avec :

$C_{P_g}^*$: Chaleur spécifique d'un gaz parfait en KJ / Kg °K.

Dans notre étude, on applique la relation liée au gaz réel ainsi, on aura la formule suivante :

$$C_{P_g} = C_{P_g}^* + \left(\frac{R}{M_{Mol}} \right) dC_{P_g}$$

Avec :

C_{P_g} : Chaleur spécifique du gaz en KJ / Kg °K.

$C_{P_g}^*$: Chaleur spécifique du gaz parfait en KJ / Kg °K.

dC_{P_g} : Facteur de correction = 0,541.

Tableau des constantes pour un intervalle de température allant de 273 à 1500 °K.

	a	b 10 ²	c 10 ⁵	d 10 ⁹		a	b 10 ²	c 10 ⁵	d 10 ⁹
N ₂	6,90	- 3,75	19,31	- 5,86	n-C ₄ H ₁₀	0,94	8,87	- 4,38	8,36
CH ₄	4,75	1,20	0,30	- 2,63	i-C ₅ H ₁₂	- 2,27	12,43	- 7,09	15,86
C ₂ H ₆	1,64	4,12	- 1,53	1,74	n-C ₅ H ₁₂	1,61	10,85	- 5,36	10,10
C ₃ H ₈	- 0,96	7,27	- 3,75	7,58	C ₆ H ₁₄	1,65	13,19	- 6,84	13,78
i-C ₄ H ₁₀	- 1,89	9,93	- 5,49	11,92	C ₇ H ₁₆	1,70	15,31	- 7,54	16,01

✓ **Coefficient isentropique du gaz « K »**

Pour les gaz parfaits, on utilise la relation de **Reeh**, tel que :

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial u} \right)_p \qquad C_v = \left(\frac{\partial h}{\partial u} \right)_v$$

Alors :

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

On détermine K en fonction de la constante relative du gaz brut r, et de la chaleur spécifique Cp_g. On utilise donc, la relation de Mayer :

$$K = \frac{C_{p_g}}{C_{p_g} - r}$$

✓ **Coefficient polytropique du gaz « n »**

Peut être déterminé en connaissant les deux états de la transformation :

$$P_a V_a^n = P_r V_r^n \Rightarrow \left(\frac{V_a}{V_r} \right)^n = \frac{P_r}{P_a}$$

Finalement on aura :

$$n = \frac{L n (Z_a T_a P_r)}{L n (Z_r T_r P_a)}$$

Tableau des compositions et des conditions critiques du gaz brut.

Gaz	Symbole	Formule chimique	Masse molaire partielle M_X (Kg / Kmole)	Fraction molaire N_X (%)	Température critique (°K)	Pression critique (Bars)
Azote	N ₂	N ₂	28.013	5.61	126.1	33.94
Dioxyde de carbone	CO ₂	CO ₂	44.01	0.19	304.19	73.82
Méthane	C ₁	CH ₄	16.043	81.57	190.58	46.04
Ethane	C ₂	C ₂ H ₆	30.07	7.60	305.42	48.80
Propane	C ₃	C ₃ H ₈	44.097	2.36	369.82	42.49
I – butane	I - C ₄	I - C ₄ H ₁₀	58.124	0.43	408.14	36.48
N – butane	N - C ₄	N - C ₄ H ₁₀	58.124	0.75	425.18	37.97
I – pentane	I - C ₅	I - C ₅ H ₁₂	72.151	0.19	460.42	33.37
N – pentane	N - C ₅	N - C ₅ H ₁₂	72.151	0.25	469.65	33.69
Hexane	C ₆	C ₆ H ₁₄	86.178	0.45	507.43	30.12
Heptane	C ₇	C ₇ H ₁₆	100.205	0.09	540.26	27.36
Octane	C ₈	C ₈ H ₁₈	114.232	0.06	568.83	24.86
Nonane	C ₉	C ₉ H ₂₀	128.259	0.04	595.65	23.06
Décane	C ₁₀	C ₁₀ H ₂₂	142.286	0.01	618.45	21.23
Total				100		

VI.2.2 Détermination des paramètres du compresseur

✓ **Taux de compression Globale « ξ_G »**

C'est le rapport entre la pression de refoulement et celle de l'aspiration :

$$\xi_G = \frac{P_r}{P_a}$$

✓ **Taux de compression dans chaque étage « ξ_{Et} »**

On suppose que les chutes de pression et de températures, sont négligeables. Du point de vue théorique, on a :

$$\xi_{Et} = \sqrt[n]{\frac{P_r}{P_a}}$$

Notre compresseur comprend 3 étages, donc :

$$\xi_{Et} = \sqrt[3]{\frac{P_r}{P_a}}$$

✓ **Températures isentropique et polytropique en fin d'évolution**

La température isentropique en fin d'évolution, dépend du taux de compression globale, de la température d'aspiration et de la nature du gaz.

$$T_{2_{IS}} = T_1 \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\left(\frac{K-1}{K} \right)}$$

Pour la température polytropique on remplace K par le coefficient polytropique n tel que :

$$T_{2_{Pol}} = T_1 \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)}$$

✓ **Débit massique au début de la transformation « Q_{m_a} »**

$$Q_{m_a} = \frac{Q_{v_a}}{V_a}$$

Avec :

V_a : Volume massique à l'aspiration en m^3 / Kg .

Q_{v_a} : Débit volumique à l'aspiration en m^3 / s .

Q_{m_a} : Débit massique à l'aspiration en Kg / s .

✓ **Débit volumique en fin d'évolution « Q_{v_r} »**

L'application de la loi caractéristique de l'évolution isentropique d'un gaz, permet de déterminer le débit à la fin de la transformation.

$$P_a Q_{v_a}^K = P_r Q_{v_r}^K$$

Alors :

$$Q_{v_r} = Q_{v_a} \left(\frac{P_r}{P_a} \right)^{\frac{1}{K}}$$

✓ **Travail isentropique « W_{IS} »**

Au cours de cette évolution, la compression est effectuée sans échange de chaleur avec le milieu extérieur.

Pratiquement, cette transformation ne peut avoir lieu, car il y aura des frottements entre les fluides, dans les parois de la roue et sur le corps.

Cette transformation est obtenue théoriquement en utilisant la relation suivante :

$$W_{IS} = \frac{K}{K-1} Z_{moy} r T_a \left[\tau_G^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

Avec :

Z_{Moy} : Compressibilité moyenne, entre l'aspiration et le refoulement.

W_{IS} : Travail isentropique en KJ / Kg .

r : Constante relative du gaz brut en $KJ / Kg \text{ } ^\circ K$.

✓ **Travail polytropique « W_{Pol} »**

Par analogie avec le travail isentropique, on remplace le coefficient isentropique K par le coefficient polytropique n :

$$W_{Pol} = \frac{n}{n-1} Z_{moy} r T_a \left[\tau_G^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

✓ **Travail Réel « $W_{R\acute{e}el}$ »**

Le travail réel de la compression est donné par la relation générale suivante :

$$W_{R\acute{e}el} = \Delta H + Q_f = \frac{W_{Pol}}{\eta_{Pol}}$$

Ou bien par :

$$\frac{n}{n-1} = \eta_{pol} \frac{K}{K-1} \Rightarrow \eta_{pol} = \frac{\frac{n}{n-1}}{\frac{k}{k-1}}$$

$$W_{R\acute{e}el} = \frac{W_{Pol}}{\eta_{Pol}} = \frac{1}{\eta_{Pol}} \frac{n}{n-1} Z_{moy} r T_a \left[\tau_G^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Finalement on a :

$$W_{R\acute{e}el} = \frac{K}{K-1} Z_{moy} r T_a \left[\tau_G^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

✓ **Puissance Réelle « $P_{R\acute{e}elle}$ »**

C'est le produit entre le débit massique à l'aspiration et le travail réel :

$$P_{R\acute{e}elle} = Q_{m_a} W_{R\acute{e}el}$$

Avec :

$W_{\text{Réel}}$: Travail réel en KJ / Kg.

Q_{m_a} : Débit massique à l'aspiration en Kg /s.

$P_{\text{Réelle}}$: Puissance réelle en Kwat.

✓ **Puissance Perdu « P_{Perdue} »**

Pratiquement, elle est obtenu en fonction de la puissance réelle tel que :

$$P_{\text{Perdue}} = [P_{\text{Réelle}}]^{0,4}$$

✓ **Puissance Totale « P_{Totale} »**

C'est la somme des deux puissances, réelle et perdue :

$$P_{\text{Totale}} = P_{\text{Réelle}} + P_{\text{Perdue}}$$

✓ **Rendement isentropique « η_{IS} »**

C'est le rapport entre le travail isentropique et le travail réel :

$$\eta_{\text{IS}} = \frac{W_{\text{IS}}}{W_{\text{Réel}}}$$

✓ **Rendement Polytropique « η_{Pol} »**

C'est le rapport entre le travail polytropique et le travail réel :

$$\eta_{\text{Pol}} = \frac{W_{\text{Pol}}}{W_{\text{Réel}}}$$

VI.2.3 Evaluation des performances par le calcul de similitude

Pour comparer nos calculs avec ceux du constructeur, il est nécessaire d'utiliser les lois d'affinités qui servent à corriger toutes les valeurs de, débit, travail, puissance et rendement.

$$Q_c = Q_s \left[\frac{N_d}{N_s} \right]$$

$$W_c = W_s \left[\frac{N_d}{N_s} \right]^2$$

$$P_c = P_s \left[\frac{N_d}{N_s} \right]^3$$

Avec :

N_s : Vitesse de service en tr/min.

N_d : Vitesse du constructeur en tr/min.

Q_s, W_s, P_s : Débit, Travail et Puissance de service.

Q_c, W_c, P_c : Débit, Travail et Puissance de correction.

VI.2.4 Applications Numériques

Le tableau suivant représente, les données de service

Aspiration	Refoulement
$T_a = 56,8 \text{ °C.}$	$T_r = 81,3 \text{ °C.}$
$P_a = 91,40 \text{ Bars.}$	$P_r = 118,56 \text{ Bars.}$
$Q_{v_a} = 347,52 \text{ m}^3/\text{s.}$	$N_s = 4063 \text{ tr/min.}$

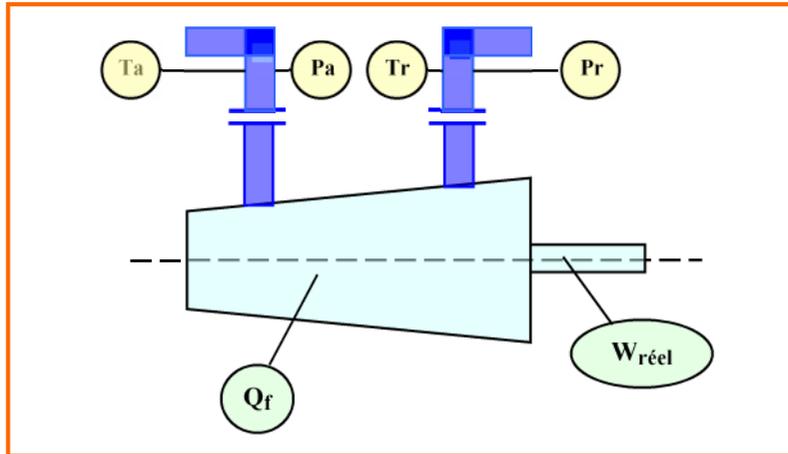


Fig.41 Bilan énergétique du compresseur.

Ce tableau résume tous les résultats obtenus :

Paramètres	Résultats	Paramètres	Résultats
M_{Mol} Kg/Kmole	19,68	ξ_G	1,2972
r KJ/Kg °K	0,4224	ξ_{et}	1,0906
T_{cri} °K	205,45	$T_{2 IS}$ °K	348,25
P_{cri} Bars	45,08	$T_{2 Pol}$ °K	353,28
$T_{red/a}$	1,606	$Q_{v a}$ m ³ /s	347,52
$P_{red/a}$	2,027	$Q_{m a}$ Kg/s	304,26
$T_{red/r}$	1,724	$Q_{v r}$ m ³ /s	427,15
$P_{red/r}$	2,629	W_{IS} KJ/Kg	33,12
Z_{moy}	0,889	W_{pol} KJ/Kg	33,40
C_{p_g} KJ/Kg °K	2,04	$W_{réel}$ KJ/Kg	42,27
K	1,261	$P_{réelle}$ KW	12863,57
n	1,355	P_{perdu} KW	44,07
V_m m ³ /Kg	1,1421	P_{totale} KW	12907,64
d_m	0,6787	η_{IS} %	78,36
ρ_m Kg/m ³	0,8755	η_{Pol} %	79,01

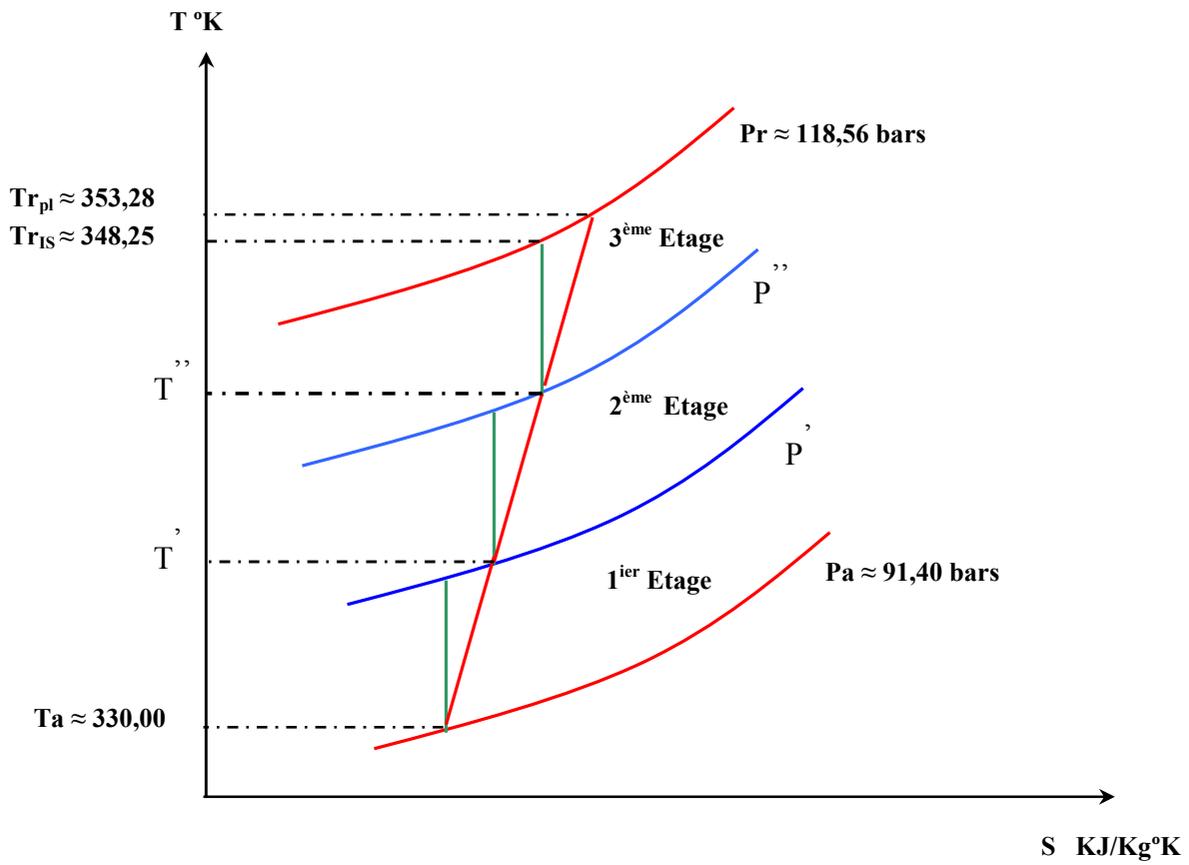


Fig.42 Diagramme TS, du compresseur centrifuge BCL 606-3/A

Les courbes de performance obtenues par le constructeur, sont données pour les conditions suivantes :

- Gaz moléculaire : 19,89 kg / Kmole.
- Pression d'aspiration : 91,33 Bars.
- Température d'aspiration : 56 °C.
- Taux de compression : 1,285.

Ces conditions permettent de déterminer la vitesse idéale de l'arbre du compresseur.

Selon nos calculs, et avec l'utilisation des courbes de performances, la vitesse optimale de l'arbre du compresseur est $N_d \approx 4150$ tr/min, alors que la vitesse de service était de $N_s = 4063$ tr/min.

A partir de cette nouvelle vitesse $N_d \approx 4150$ tr/min, on peut corriger les paramètres de fonctionnement du compresseur, par l'utilisation des lois d'affinités.

Résultats corrigés :

<i>Paramètres</i>	Q_v Km ³ /h	Q_m Kg/h	W_{IS} KJ/Kg	W_{pol} KJ/Kg	$W_{réel}$ KJ/Kg	$P_{réelle}$ KW	P_{tot} KW	η_{IS} %	η_{pol} %
<i>Résultats</i>	1277,85	1118 10 ³	34,55	34,84	44,09	13707,72	13754,42	78,37	79,02

<i>Paramètres</i>	Q_v Km ³ /h	Q_m Kg/h	W_{IS} KJ/Kg	W_{pol} KJ/Kg	$W_{réel}$ KJ/Kg	$P_{réelle}$ KW	P_{tot} KW	η_{IS} %	η_{pol} %
<i>Avants correction</i>	1251,07	1095 10 ³	33,12	33,40	42,27	12863,57	12907,40	78,36	79,01
<i>Après correction</i>	1277,85	1118 10 ³	34,55	34,84	44,09	13707,72	13754,42	78,37	79,02
<i>Ecart</i>	26,78	23	1,43	1,44	1,82	844,15	847,02	0,01	0,01
<i>Ecart en %</i>	2,14	2,14	4,30	4,30	4,30	6,56	6,56	0,01	0,01

Après correction, on détermine les écarts :

VI.2.5 Interprétation des résultats

On peut dire que on a :

- Ecart de 2,14 % en débit.
- Ecart de 4,30 % en travail.
- Ecart de 6,56 % en puissance.
- Ecart de 0,01 % en rendement.
- Ecart de 2,09 % en vitesse.

Ces écarts représentent la correction qu'il faut absolument faire au compresseur centrifuge BCL 606-3/A, pour atteindre son meilleur régime de fonctionnement.

Le compresseur centrifuge BCL 606-3/A doit être fonctionné avec une vitesse de **4150 tr/min** au lieu de **4063 tr/min** et avec les résultats suivants :

Q_v Km ³ /h	Q_m Kg/h	W_{IS} KJ/Kg	W_{pol} KJ/Kg	$W_{réel}$ KJ/Kg	$P_{réelle}$ KW	P_{tot} KW	η_{IS} %	η_{pol} %
1277,85	1118 10 ³	34,55	34,84	44,09	13707,72	13754,42	78,37	79,02

Conclusion

La réalisation de ce modeste mémoire de fin d'études nous a permis d'avoir une bonne approche, sur l'intérêt et le rôle des turbocompresseurs pour les modules de traitement de gaz à Hassi R'mel.

L'Évaluation des performances de turbocompresseur k-901 citant ses deux principales partie

- Partie Turbine à gaz MS 5002C
- Partie Compresseur BCL 606-3/A

La turbine MS 5002C, nous a permis de conclure que la consommation du combustible est influencée par les conditions climatiques qui règnent sur le site.

Les résultats obtenus montrent, que le rendement global de la Turbine MS 5002C se situe dans la fourchette comprise entre 24 et 29 %, ce qui répond aux normes prescrites.

Le calcul des paramètres de fonctionnement sur l'évaluation des performances du compresseur centrifuge BCL 606-3/A, a donné des résultats acceptables et proches des données du constructeur.

L'évaluation des performances par le calcul de similitude, nous a permis de corriger la vitesse et d'améliorer l'état de fonctionnement du compresseur BCL 606-3/A.

Pratiquement, le compresseur centrifuge BCL 606-3/A vérifie ces performances. Théoriquement il y a une petite chute de vitesse causée par les frottements aérodynamiques, les fuites internes au niveau des bagues d'étanchéité et les chocs du gaz sur les obstacles du corps.

Notre présence sur le site des opérations à Hassi R'mel a été l'occasion tant espérée pour assister aux diverses opérations de maintenance et aussi d'avoir un aperçu sur la vie professionnelle.

Bibliographie

- [1] "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002B".
- Nuovo Pignone -Florence- (1987).
- [2] "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002C".
- Nuovo Pignone -Florence- (1999).
- [3] "Turbine à vapeur et à gaz".
- Lucien Vivier- Edition Albin Michel (1965).
- [4] "Manuel de maintenance".
-NAPHTOGAZ - HMD - (2001).
- [5] "Les carburants et la combustion".
-Jean claude Guibet- Techniques de l'ingénieur, BM 2520.
- [6] "Turbomachines, description. Principes de base".
-M.Pluviose, C.Périlhon- Techniques de l'ingénieur, BM 4280.
- [7] "Performance and Reliability Improvements for MS5002 Gas Turbines".
-GE Power generation- (1985).
- [8] "La fonction maintenance".
-François Monchy- Edition Masson (1996).
- [9] "Turbine à gaz". Tome 1 et 2
-J.E. Lamy- Institut français du pétrole (1958).
- [10] "Formation consolidation techniciens supérieurs". -NAFTOGAZ
- [11] "Les machines transformatrices d'énergie". Tome 1 et 2
-G.Lemasson- Paris LIBRAIRIE DELAGRAVE (1966).
- [12] "Utilisation des techniques de fiabilité en mécanique".
- CL. MARCOVICI, J-CL. LIGERON
- [13] "La fiabilité en exploitation". (Tome I)
-J.CL LIGERON, P. LYONNET
- [14] "Fiabilité des systèmes".
- Alain PAGES, Michel GONDRON
- [15] "Manuel pratique d'atelier de la confection mécanique".
-V.BWIN et C.DELFORGE.
- [16] Manuel d'utilisation Partie Compresseur BCL 606-3/A
- Nuovo Pignone -Florence- (1999).

Sommaire

Introduction.....	01
-------------------	----

CHAPITRE I : PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL

I.1 historique du champ de hassir'mel.....	02
I.1.1 Position géographique.....	02
I.1.2 Historique du champ.....	02
I.1.3 Production du champ.....	03
I.2 Activités du champ de hassi r'mel.....	04
I.2.1 Zones d'activités.....	04
I. 2.2 Composition du parc exploitation.....	04
I.3 direction régionale de hassi r'mel.....	07
I.3.1 Rôle des directions.....	08
I.3.2 Rôle des Divisions.....	09
I.4 Stations Boosting.....	10
I.4.1 But de réalisation.....	10
I.4.2 Turbocompresseur K-901.....	10

CHAPITRE II : GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ

II.1 Généralités	11
II.1.1 Définition.....	11
II.1.2 Principe de fonctionnement.....	11
II.1.3 Différents types de turbine à gaz.....	13
II.2 Eléments principaux D'UNE turbine à gaz.....	13
II.2.1 Section compresseur.....	14
II.2.2 Section combustion.....	15
II.2.3 Section turbine.....	15

II.3 Cycle de brayton.....	16
II.3.1 Cycle thermodynamique.....	16
II.3.2 Bilan énergétique.....	17
II.4 facteurs Influençant sur les Performances.....	18
II.4.1 Facteurs extérieurs.....	18
II.4.2 Facteurs intérieurs.....	20
II.5 Alliages utilisés.....	21

CHAPITRE III : GENERALITES SUR LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

II.1 Généralités	23
III.1.1 Définition.....	23
III.1.2 Différents types de compresseur.....	23
III.2 compresseurs centrifuges.....	25
III.2.1 Présentation d'un compresseur centrifuge.....	25
III.2.2 Principe de fonctionnement.....	28
III.2.3 Limites d'utilisation.....	31
III.2.4 Courbes du compresseur	32
III.3 POMPAGE ET ANTI-POMPAGE.....	34
III.3.1 Phénomène du pompage.....	34
III.3.1 Anti-Pompage.....	34

CHAPITRE IV : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

IV.1 Présentation DE LA turbine à gaz MS 5002C	36
IV.1.1 Introduction.....	36
IV.1.2 Caractéristiques de la turbine MS 5002C.....	37

IV.1.3 Principe de fonctionnement.....	38
IV.2 sections principales de la turbine.....	39
IV.2.1 Section compresseur.....	39
IV.2.2 Section combustion.....	40
IV.2.3 Section turbine.....	42
IV.3 SYSTEMES auxiliaires de la turbine.....	43
IV.3.1 Système d'admission.....	43
IV.3.2 Système de lancement.....	44
IV.3.3 Système d'échappement.....	44

CHAPITRE V : DESCRIPTION DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE BCL 606-3/A

V.1 Présentation du compresseur bcl 606-3/a.....	47
V.1.1 Types de compresseurs utilisés à Hassi R'mel.....	48
V.1.2 Caractéristiques du compresseur BCL 606-3/A.....	49
V.2 éléments constitutifs du compresseur BCL 606-3/A.....	50
V.2.1 Corps	50
V.2.2 Diaphragme.....	50
V.2.3 Rotor.....	50
V.2.4 Tambour d'équilibrage.....	51
V.2.5 Paliers.....	52
V.2.6 Etanchéités.....	53
V.3.1 Circuits d'huiles.....	54
V.3 Systèmes Auxiliaires du compresseur.....	54
V.3.2 Circuits de sécurités.....	55

CHAPITRE VI : EVALUATION DES PERFORMANCES DU TURBOCOMPRESSEUR K-901

VI.1 PARTIE turbine a gaz ms 5002c.....	57
VI.1.1 Calcul de Combustion.....	57
VI.1.2 Evaluation des Performances.....	62
VI.1.3 Application Numérique.....	64
VI.1.4 Interprétation des résultats.....	70
VI.2 PARTIE COMPRESSEUR BCL 606-3/A.....	71
VI.2.1 Calcul des caractéristiques du gaz brut.....	71
VI.2.2 Détermination des paramètres du compresseur.....	78
VI.2.3 Evaluation des performances par le calcul de similitude.....	82
VI.2.4 Applications Numériques.....	82
VI.2.5 Interprétation des résultats.....	85

Conclusion