

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



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème

**ETUDE DE LA STATION BOOSTING
CENTRE HASSI R'MEL**

Préparé par :

CHADLI Kadda

Soutenu publiquement le : **16 / 09 / 2020** devant le jury composé de :

M. SAAD CHEMLOUL Nor-Eddine	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. BOUZOUINI Mohamed	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BENFARHAT Slimane	Docteur (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. ELGUERRI Mohamed	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2019 - 2020

Remerciements

Je tiens à remercier Dieu de nous avoir donné la force physique et morale pour accomplir ce modeste travail.

Je tiens aussi à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé à accomplir ce travail.

Dédicace

Je tiens à dédier ce modeste travail :

A toute ma famille.

A mes très chers amis et collègues sans exception.

A tous ceux qui ont contribué à ma formation de près ou de loin .

LISTE DES FIGURES

Désignation	Intitulé des Figures	Pages
Fig. 1.1	Hassi R'mel	2
Fig. 1.2	Champ de Hassi R'mel	3
Fig. 1.3	Schéma simplifié de traitement de gaz humide saturé	6
Fig. 1.4	Schéma simplifié de la station de compression	7
Fig. 1.5	Schéma simplifié le rôle de SRGA	8
Fig. 1.6	Schéma simplifié le rôle de CNDG	8
Fig. 1.7	Schéma englobe les différentes unités de Hassi R'mel	9
Fig. 2.1	Section de procédé de la station <i>Boosting</i>	12
Fig. 2.2	Représentation du manifold 4	13
Fig. 2.3	Représentation du manifold 1 et 0	13
Fig. 2.4	Section de séparation d'entrée	13
Fig. 2.5	Section <i>Boosting</i>	14
Fig. 2.6	Système de torche 1/1	15
Fig. 2.7	Système de torche 1/2	15
Fig. 2.8	Système de production d'air	16
Fig. 2.9	Système de gaz combustible	16
Fig. 2.10	Système d'épuration d'huile de lubrification 1/1	17
Fig. 2.11	Système d'épuration d'huile de lubrification 1/2	17
Fig. 2.12	Système de drainage	18
Fig. 2.13	Schéma simplifié d'une turbine à gaz	19
Fig. 2.14	Schéma simplifié d'un compresseur centrifuge	20
Fig. 3.1	Emplacement d'un turbocompresseur	23
Fig. 3.2	Schéma simplifié d'une turbine à gaz 5002	24
Fig. 3.3	Evolution de pression et température dans une turbine a gaz	29
Fig. 3.4	Schéma simplifier d'une turbine à gaz modèle 5002	29
Fig. 3.5	Système d'admission	33
Fig. 3.6	Caisse d'admission	33
Fig. 3.7	Rotor HP	35
Fig. 3.8	Ensemble corps compresseur modèle 5002 et rotor turbine HP	37
Fig. 3.9	Débit d'air et gaz travers section de combustion de la turbine à gaz	38
Fig. 3.10	Ensemble enveloppe de combustion corps de décharge compresseur et N°2 paliers	39

Fig .3.11	Chambres de combustion	40
Fig. 3.12	Bougie d'allumage	41
Fig. 3.13	Injecteur de gaz	42
Fig. 3.14	Tubes-foyers	42
Fig. 3.15	Caisse turbine	43
Fig. 3.16	Rotor BP	44
Fig. 3.17	Disposition caisse échappement et palier	45
Fig. 3.18	Compresseur centrifuge BCL606/A	48
Fig. 3.19	Explication de référence BCL606/A	49
Fig. 3.20	Le corps de compresseur en forme de barillet (Partie inferieure)	50
Fig. 3.21	L'ensemble des diaphragmes Compresseur	51
Fig. 3.22	Labyrinthe d'étanchéité (Labyrinthe de rotor et Labyrinthe	51
Fig. 3.23	d'extrémité)	52
Fig. 3.24	L'impulseur	52
Fig. 3.25	Roue compresseur centrifuge	52
Fig. 3.26	Rotor du compresseur centrifuge	53
Fig. 3.27	Le tambour d'équilibrage	53
Fig. 3.28	Accouplement d'entraînement	54
Fig. 3.29	Palier porteur	55
Fig. 3.30	Palier à butée	56
Fig. 3.30	Système d'étanchéité sur l'arbre	57
Fig. 4.1	Schéma simplifié à gaz d'étanchéité	59
Fig. 4.2	Diagrammes (T, s)	60
Fig. 5.1	Diagrammes (p, V)	76
Fig. 5.2	Les différents types de maintenance	78
Fig. 5.3	Compresseur BCL 606/A	79
Fig. 5.4	Intervalles conseillés pour les révisions des compresseurs BCL 606A	79
Fig. 5.5	Conduites et caches	80
Fig. 5.6	Trappe et l'accouplement Démonteur	80
Fig. 5.7	Palier de butée actif Démonteur	81
Fig. 5.8	Démontage le disque de butée par pression	81
Fig. 5.9	Démontage du palier de butée inactif et le palier porteur	82
Fig. 5.10	Les labyrinthes d'extrémités	82
Fig. 5.11	Démontage du flasque et de la clavette de freinage	82
Fig. 5.12	Extraire le bundle	83

Fig. 5.13	Démontage du rotor	84
Fig. 5.14	Diaphragmes	84
Fig. 5.15	Labyrinthe de piston d'équilibrage	84
Fig. 5.16	Sablage et équilibrage	85
Fig. 5.17	Remontage les diaphragmes et le rotor	86
Fig. 5.18	Centrage du rotor	88
Fig. 5.19	Intervalles conseillés pour les révisions des turbines à gaz MS5002c	89
Fig. 5.20	Les accouplements démontés	89
Fig. 5.21	Les injecteurs et les becs d'injecteurs démonter	90
Fig. 5.22	Démontage des chambres de combustion	90
Fig. 5.23	Les tubes à flamme démonter	90
Fig. 5.24	Démontage de la caisse de compresseur et la caisse turbine	91
Fig. 5.25	Démontage des rotors HP et BP	92
Fig. 5.26	Inspection des paliers 1 et 2	92
Fig. 5.27	Paliers à patins oscillants N°3 et N°4	92
Fig. 5.28	Inspection de la partie supérieure des IGV et les aubes statoriques	93
Fig. 5.29	Inspection des injecteurs de combustible et des tubes à flamme	93
	Pièces de transition	

Liste des tableaux :

		page
Tableau 3.1	Compresseur centrifuge NUOVO PIGNON	47
Tableau 3.2	Exemple compresseur 2BCL408	48
Tableau 4.1	Caractéristiques des composants du gaz	65
Tableau 4.2	Détermination de facteur de compressibilité (Z)	67
Tableau 4.3	Pressions intermédiaires des étages	71
Tableau 4.4	Température intermédiaire des étages	71
Tableau 4.5	Tableau de la comparaison	74

NOMENCLATURE

Nomenclature	Unité
C_p : Chaleur spécifique à pression constante	kJ / (kg.K)
D : Densité du gaz de mélange	/
h : Enthalpie	/
H_P : Hauteur polytropique	m
n : Numéro de l'étage ;	/
n : Coefficient polytropique	/
p_a : Pression d'aspiration	bar
p_i : Pression de l'étage i ;	bar
p_{i+1} : Pression dans l'étage i+1.	bar
p_r : Pression de refoulement	bar
p_{cr} : Pression critique du mélange	bar
p_R : Pression réduite.	/
P_a : Puissance absorbé	kW
P_r : Puissance réelle.	kW
Q : Quantité de chaleur	kJ/kg
Q_m : Débit massique	kg/s
R : Constante de gaz	kJ / (kg.K)
R_{mel} : Constante spécifique du gaz	kJ / (kg.K)
T_a : Température d'aspiration	K
T_{i+1} : Température dans l'étage i+1 ;	K
T_R : Température réduite	/
T_i : Température de l'étage i	K
T_r : Température de refoulement	K
T_{cr} : Température critique du mélange	K
W_{ad} : Travail adiabatique	kJ/kg
W_r : Travail réel	kJ/kg
W_p : Travail polytropique	kJ/kg
Z_a : Facteur de compressibilité a l'aspiration	/
Z_{moy} : Facteur de compressibilité moyen	/
Z_r : Facteur de compressibilité de refoulement	/
η_{ad} : Rendement adiabatique	/
η_p : Rendement polytropique	/
μ_{mel} : Masse molaire du mélange gazeux	kg/kmol
γ : Coefficient adiabatique	/
ε : Taux de compression	/
h = h₂-h₁ : Variation de l'enthalpie	kJ/kg
S : Variation de l'entropie	kJ/K

SOMMAIRE

Remerciement	
Dédicace	
Résumé	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale.....	02

CHAPITRE – I –

GENERALITES SUR LE CHAMP DE HASSI R'MEL

1.1 Introduction	04
1.2 Direction régionale de Hassi R'mel	05
1.2.1 Structures de la direction régionale	05
1.3 Différentes Unités de Hassi R'mel	07
1.3.1 Unités de zones Nord.....	07
1.3.2 Unités de zone Centre.....	08
1.3.3 Unités de zone Sud.....	10
1.4 Conclusion.....	11

CHAPITRE – II –

STATION BOOSTING CENTRE

2.1 Introduction	13
2.2 Description des Installations <i>Boosting</i>	14
2.2.1 Sections de procédé.....	14
2.3 Systèmes d'utilités	17
2.3.1 Système d'air	17
2.3.2 Système de gaz combustible	18
2.3.4 Système d'épuration d'huile de lubrification.....	19
2.3.5 Système de drainage.....	20
2.3.6 Système anti-incendie.....	20
2.4 L'ensemble turbocompresseur.....	21
2.4.1 Turbine à gaz <i>MS5002C</i>	21

2.4.2	Compresseur centrifuge <i>BCL606/A</i>	22
2.4.3	Séquence de démarrage d'un turbocompresseur	22
2.5	Conclusion	24

CHAPITRE - III :

TURBOCOMPRESSEUR MS5002C_BCL606/A

3.1	Introduction	26
3.2	Turbine à gaz	27
3.2.1	Généralité.....	27
3.2.2	Turbine à gaz GE MS5002C	27
3.2.3	Données générales de conception.....	28
3.2.4	Principe de fonctionnement.....	30
3.2.5	Description de la turbine à gaz MS 5002C.....	32
3.3	Compresseur centrifuge BCL606/A	47
3.3.1	Description du compresseur centrifuge	47
3.3.2	Compresseur centrifuge BCL606/A présentation	49
3.3.3	Principe de fonctionnement.....	50
3.3.4	Définition du compresseur centrifuge BCL606.....	50
3.3.5	Constitution du compresseur centrifuge	51
3.3.6	Système d'étanchéité	56

CHAPITRE – IV –

CALCULE THERMODYNAMIQUE

4.1	Etude thermodynamique de la compression du gaz	60
4.1.1	Travail de compression des gaz	62
4.1.2	Rendement thermodynamique d'un compresseur	63
4.2	Calcul thermodynamique	64
4.2.1	Les données de départ	65
4.2.2	Détermination de facteur de compressibilité (Z)	67
4.2.3	Détermination de la constante spécifique du gaz.....	69
4.2.4	Coefficient polytropique de compresseur.....	70
4.2.5	Calcul de différents travaux du compresseur	71
4.2.6	Calcul des rendements et hauteur polytropique.....	71
4.2.7	Calcul de la puissance	72
4.2.8	Tableau de comparaison	73

4.3 Interprétation	73
--------------------------	----

CHAPITRE – V –
MAINTENANCE

5.1 Introduction	75
5.2 Notions générales sur la maintenance.....	75
5.2.1 Types de la maintenance.....	75
5.2.2 Maintenance préventive.....	76
5.2.3 Opérations de la maintenance préventive	76
5.2.4 Maintenance corrective.....	77
5.3 Modes opératoires des révisions des compresseurs.....	77
5.3.1 Différentes phases de révision générale Niveau II	78
5.4 Modes opératoires des révisions des turbines à gaz	86
5.4.1 Révision générale d'une turbine à gaz MI (Major Inspection).....	87
Conclusion générale	94
Bibliographie.....	96

Introduction générale

L'énergie est un aspect fondamental du développement durable, on distingue l'énergie fossile et l'énergie renouvelable. Le premier repose sur l'exploitation des minéraux et des combustibles formés durant l'histoire de la terre.

Actuellement, dans l'économie nationale, l'Algérie se trouve en force avec de grands changements. Le développement de différentes industries exige un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les rythmes de productivité, augmenter le volume des produits finis. Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer par exemple les turbines et les compresseurs.

Les turbocompresseurs sont des appareils qui fournissent de l'énergie aux gaz. Cette énergie permet aux fluides de circuler dans des conduites, à différents niveaux.

Le choix de type des turbocompresseurs se fait selon les exigences d'exploitation (Pression et débit).

La construction de BOOSTING SBC (Station Boosting Centre) a pour but de faire augmenter la pression du gaz d'alimentation qui diminue graduellement au niveau des usines de traitement existantes.

Notre objectif est de vérifier les performances du compresseur centrifuge (**BCL606/A**) de la **station boosting centre** (SBC) se trouvant dans la région du Hassi R'mel (SONATRACH).

A cet effet, notre travail va se diviser en cinq chapitres :

Le premier chapitre va s'intéresser à la description du champ gazier de Hassi R'mel.

Le deuxième chapitre va donner une description sur la station boosting centre.

Le troisième chapitre va donner un aperçu simplifié sur les turbocompresseurs.

Le quatrième chapitre va s'intéresser au calcul thermodynamique du compresseur centrifuge.

Le cinquième chapitre va s'intéresser à la politique de la maintenance appliquée sur les compresseurs et les turbines à gaz.

A la fin, nous avons insisté sur l'organisation, de maintenance de la turbine à gaz et le compresseur centrifuge en vu d'obtenir un fonctionnement plus requis.

1.1 Introduction

Hassi R'mel est une daïra de la wilaya de Laghouat, située à une distance de 120 km de cette dernière et de 550 km de la capitale Alger, et à une altitude de 760 m par rapport au niveau de la mer. Elle a un caractère industriel par ses grandes installations d'exploitation du gaz (Fig.1).



Figure .1 : Situation de la daïra de Hassi R'mel/Alger.

Le gisement de Hassi R'mel est un gisement de gaz naturel représentant une source très importante dans l'économie algérienne (Fig.2), il a été découvert en 1956 durant l'occupation française et mise en production en 1961. Il est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale se situant à une profondeur de 2 km, il a une longueur de 70 km et une largeur de 50 km avec une hauteur de 3 km. La capacité du gisement est de l'ordre de 3000 milliards de m² récupérables. C'est un gisement de gaz à condensât, ses réserves sont considérées parmi les plus grandes du monde, le méthane (CH) constitue la plus grande partie bien qu'il comprenne d'autres composants lourds.

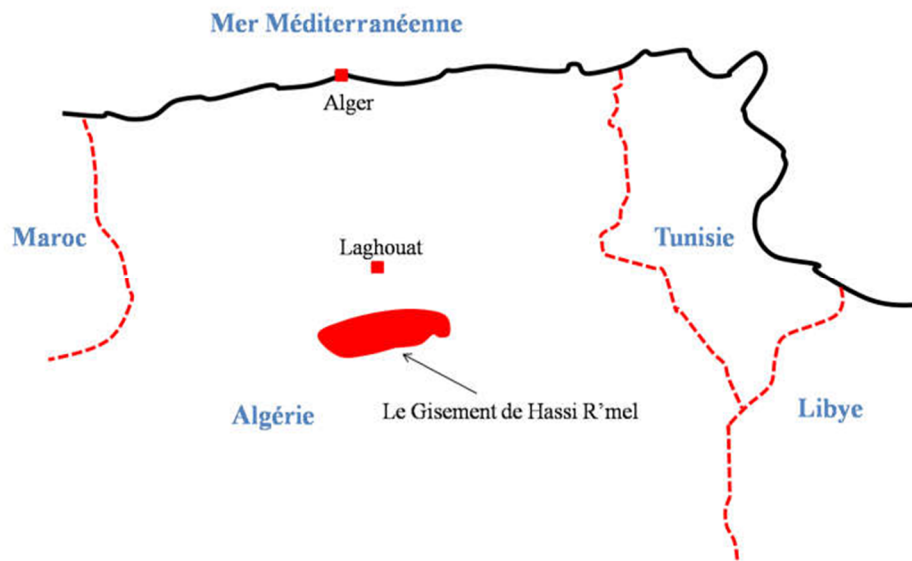


Figure 2 : Positionnement du champ de Hassi R'mel.

1.2 Direction régionale de Hassi R'mel

La direction régionale de **Hassi R'mel (DRH)** s'occupe de l'exploitation du gaz, de l'huile, et le dispatching vers Arzew, Skikda, l'Italie, et l'Espagne via la Tunisie et le Maroc, ainsi que la maintenance des équipements d'exploitations et de productions. Elle se compose de cinq (05) directions et de six (06) divisions. (Fig. 2).

1.2.1 Structures de la direction régionale

- Directions

1) Direction maintenance :

Sa mission consiste à définir la politique et les moyens de maintenance des installations et de veiller à son suivi, à utiliser d'une façon optimale le personnel et les moyens des différents départements et services en vue d'assurer au niveau des unités de production et des stations la bonne marche des installations.

2) Direction exploitation :

Elle assure le fonctionnement des activités de l'exploitation en conformité avec les procédures et règlements établis par la direction régionale. Sa mission principale consiste à faire fonctionner toutes les installations de production qui lui sont confiées d'une façon rigoureuse.

3) Direction technique :

Sa mission consiste à mettre en œuvre une capacité de réalisation des travaux de surface pétrolière, de lutte contre la corrosion des équipements et installations. Elle est composée de

départements programmes et contrôle, départements travaux pétroliers et départements des inspections.

4) Direction logistique :

Elle contribue au développement global de la direction régionale par l'étude et la définition de nouvelles installations et d'infrastructures non pétrolières et leur suivi.

5) Direction production :

Elle gère la 2^{ème} richesse de la région après les hommes, à savoir le gisement des hydrocarbures, c'est de là que découle toute l'importance que lui confère cette mission.

- **Divisions**

1) Division ressources humaines et moyens :

Sa mission consiste à la gestion administrative de toutes les ressources de la région, elle assure notamment la paie, le transport du personnel, la gestion des carrières et la formation continue pour développer les compétences de la ressource humaine.

2) Division finance et comptabilité :

Sa mission essentielle consiste à assurer la comptabilité des dépenses et recettes de la direction régionale selon le plan général et analytique, et la consolidation des budgets de la direction régionale.

3) Division informatique :

Elle a pour mission essentielle le soutien et l'offre de services d'information aux autres structures, de résoudre les problèmes liés à l'exploitation des équipements informatiques, composés de *PC* et réseaux.

4) Division approvisionnement :

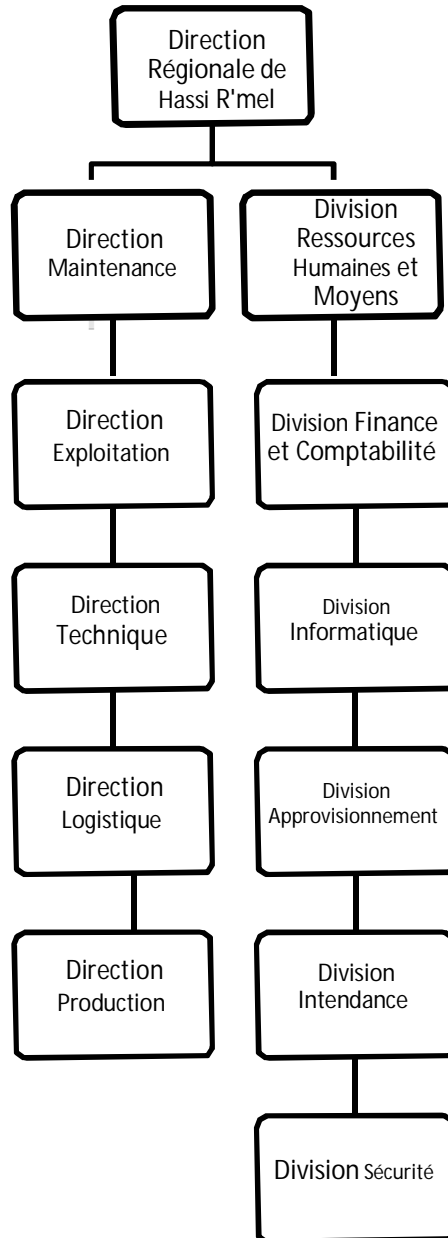
Elle assure les approvisionnements et le suivi des demandes de réapprovisionnement en leur assurant un traitement rapide et efficace.

5) Division intendance :

Elle est chargée de la gestion des bases de vie, la restauration, l'hébergement et des espaces verts.

6) Division sécurité :

Sa mission essentielle se résume en la prévention de tout incident touchant les personnes et les installations et l'intervention en cas de sinistres. Elle assure aussi le contrôle des puits qui sont dotés d'équipements de sécurité et de surfaces automatisés.



1.3 Différentes Unités de Hassi R'mel

Le plan d'ensemble des installations implantés à Hassi R'mel a pour but de réaliser une exploitation rationnelle du gisement. Il possède plusieurs installations réparties sur trois zones :

1.3.1 Unités de zones Nord

- 1) MPP 3 : (*Module Processing Plant*) est un module de traitement de gaz brut qui produit le gaz sec C , C (gaz de vente), le GPL C , C (*Gaz Pétrolier Liquéfier*), le condensât (C , C ...C).
- 2) SBN : (*Station Boosting Nord*) est une installation faite pour augmenter la pression d'entrée de module MPP3 (P = 100 bar) après la diminution de ce dernier, et cette pression est calculée pour laisser une bonne séparation dans le module (**Fig. 1.3**)

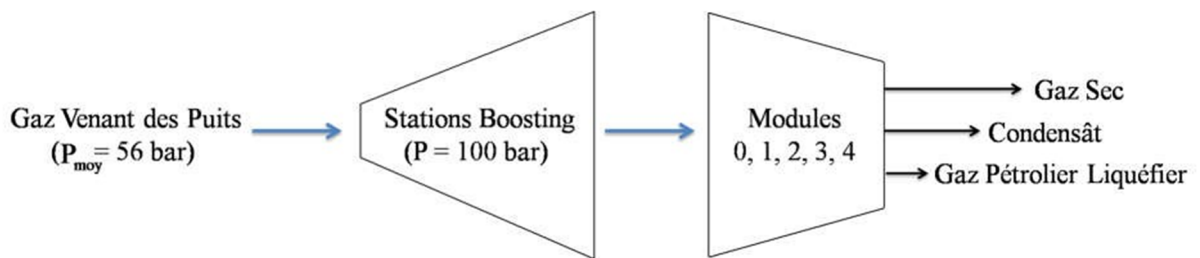


Figure.1.3 : Schéma simplifié de traitement de gaz humide saturé.

- 3) **Station de Compression ou de réinjection Nord (SCRN)** : Ces stations de compression ont pour rôle de régler la pression du gaz à une pression suffisante qui puisse vaincre la pression naturelle du gisement. La capacité de réinjection de chaque unité est de **90 millions de m³/jour**. Le but de la réinjection est de maintenir la pression afin de récupérer le maximum de liquide (**Fig. 1.4**).

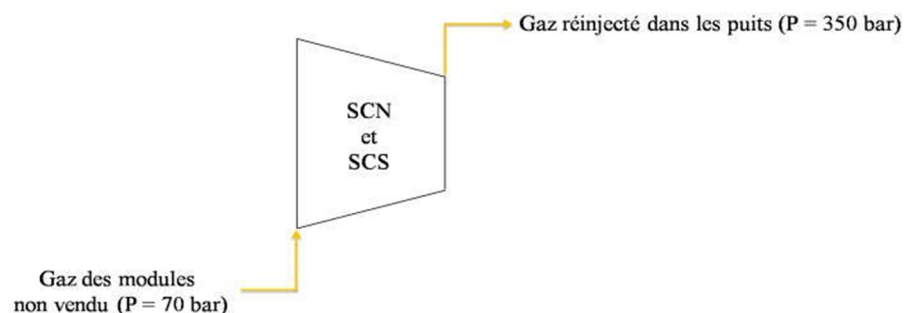


Figure1.4 : Schéma simplifié de la station de compression.

4) Centres de Traitement d’Huile (CTH et CTH) : Ces stations sont exploitées après la découverte d’un anneau d’huile (Pétrole) qui a été mis en évidence sur le flanc **Est** du champ de Hassi R’mel en Mars 1979 (Fig. 1.5.).

1.3.2 Unités de zone Centre

1) MPP 0, MPP 1 et MPP 4.

Production du MPP 0

Gaz sec	16 million Cm ³ / j
GPL	13 Nm ³ / h
Condensât	47 Nm ³ / h

Production du MPP 1

Gaz sec	57 million Cm ³ / j
GPL	95 Nm ³ /h
Condensât	200 Nm ³ /h

Production du MPP 4

Gaz sec	59.5 millions Cm ³ /j
GPL	130 Nm ³ /h
Condensât	190 Nm ³ /h

2) Unité phase B.

3) SBC : (Station Boosting Centre).

4) Station de Récupération de Gaz Associé (SRGA) : Cette station permet de récupérer les gaz associés initialement torchés du centre de traitement d'huile (Fig. 1.5.).

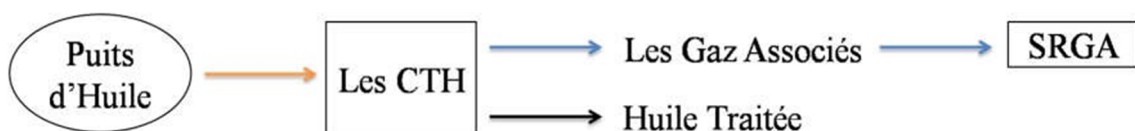


Figure 1.5 : Schéma simplifié le rôle de SRGA.

- 5) **Centre de Stockage et de Transfert des Fluides (CSTF)** : Le condensât et le GPL produits par les modules sont envoyés vers ce centre pour être stockés et acheminés vers les terminaux par l'intermédiaire des stations de pompage. Il comprend trois bacs de **35000 m³** et quatre de **45000 m³** pour le stockage du condensât et douze sphères de **7000 m³** pour le stockage du GPL.
- 6) **Centre National de Dispatching Gaz (CNDG)** : Son rôle est de collecter toutes les quantités de gaz produit au niveau des installations productrices et de dispatcher vers les centres de consommation nationale et internationale (l'Italie et l'Espagne) (**Fig. 1.6.**)

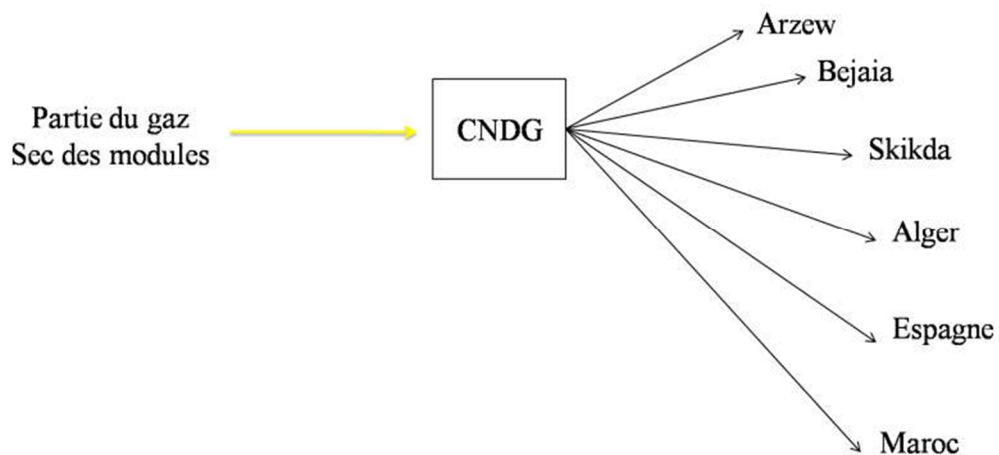


Figure.1.6 : Schéma simplifiant le rôle de CNDG

- 7) CTH et CTH : (Centres de Traitement d'Huile).

1.3.3 Unités de zone Sud

- 1) MPP 2.
- 2) SBS : (Station Boosting Sud).
- 3) SCS : (Station de Compression ou de réinjection Sud).
- 4) Unité de traitement de gaz de Djebel Bissa d'une capacité de traitement de **4 millions cm³/j.**
- 5) Unité de traitement de gaz de HR Sud.
- 6) CTH Sud.

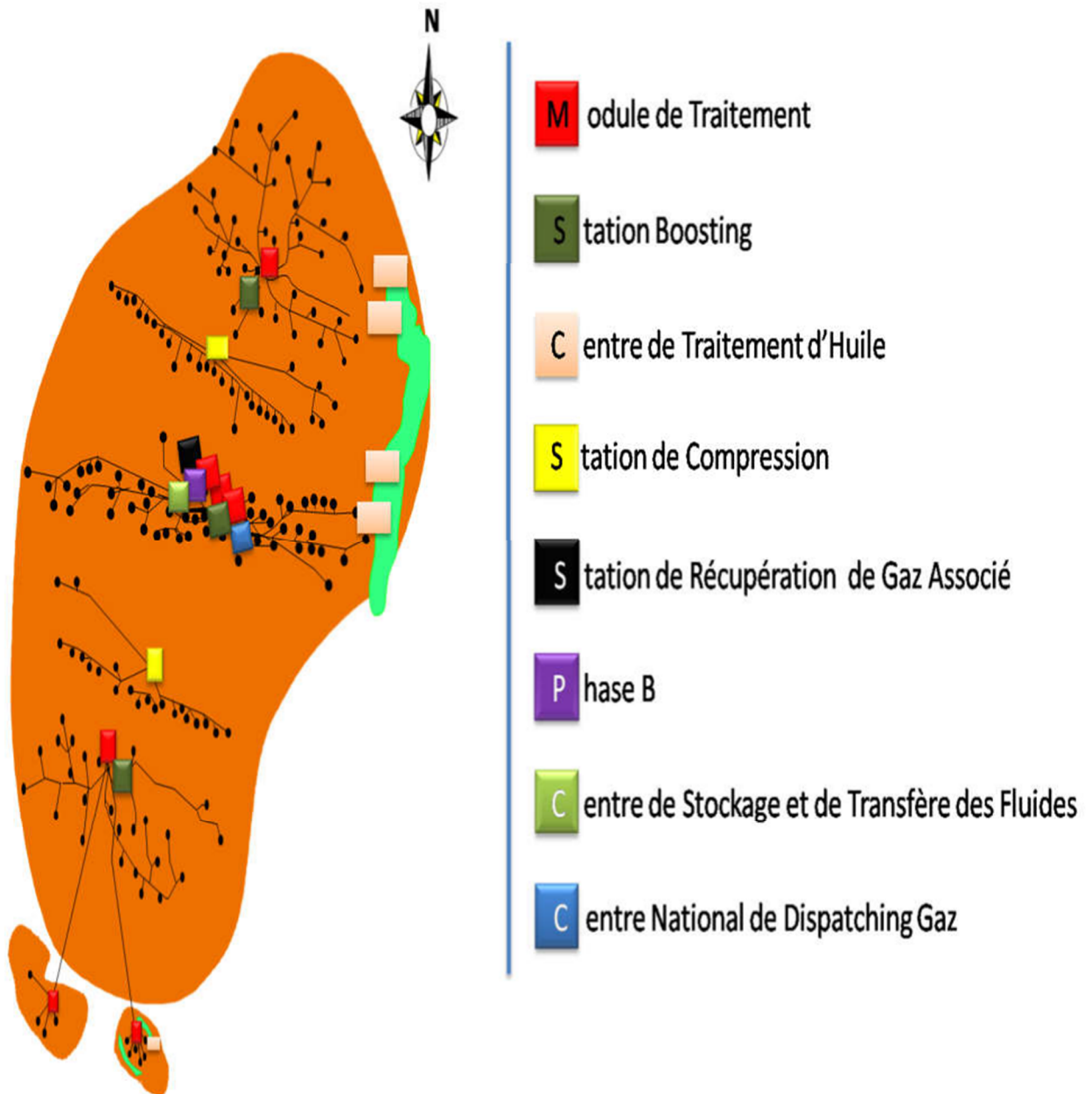


Figure 1.7: Schéma englobant les différentes unités de Hassi R'mel.

1.4 Conclusion

Actuellement la crise du pétrole (diminution de prix) a donné une croissance importante au gaz naturel comme source d'énergie alternative. C'est la moins polluante et la plus performante des énergies fossiles. C'est une énergie d'avenir en plein développement. Le GPL est devenu de plus en plus demandé par les secteurs utilisant ce dernier comme source d'énergie. Les deux tiers environ de GPL dans le monde sont produits à partir des usines de gaz naturel et le un tiers est issu des raffineries de pétrole brut.

2.1 Introduction

Le gaz brut est une énergie non renouvelable, c'est pour cela qu'il y a une baisse de pression au niveau de gisement de Hassi R'mel. Les unités de traitement de gaz (modules 0, 1 et 4) sont conçues pour fonctionner à une pression d'entrée minimale de **100 bars** car le traitement du gaz se fonde sur plusieurs détentes et pour récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât). Tenant compte de ces deux paramètres, le **Boosting** est une nécessité incontournable. Pour cela la **SONATRACH** a créé cette unité de refoulement de gaz, qui fait augmenter la pression et garder le débit du gisement d'alimentation des modules de traitement.

Boosting vient du verbe anglais *To boost* qui signifie *Augmenter* donc la pression du gaz après le *Boosting* devient plus grande. Avant la création de la station de *Boosting*, les modules 0, 1 et 4 étaient alimentés par des puits indépendants avec une pression de gisement supérieure à **100 bars**, mais l'usage abusif des puits, a fait diminuer la pression laissant son niveau atteindre la contrainte minimale, qui est un inconvénient majeur pour la production. Pour cela, après des études le choix prioritaire s'est établi pour la création d'une station de *Boosting* car la production joue un grand rôle sur l'aspect économique du pays, alors pas question d'adopter la diminution de la production gazière.

Le débit d'alimentation des modules est de **132 millions sm^3/j** :

- Module **0** d'un débit de **16 millions sm^3/j** .
- Module **1** d'un débit de **57 millions sm^3/j** .
- Module **4** d'un débit de **59 millions sm^3/j** .

2.2 Description des Installations de Boosting

2.2.1 Sections de procédé

La station *Boosting* consiste en (03) sections (Fig. 2.1)

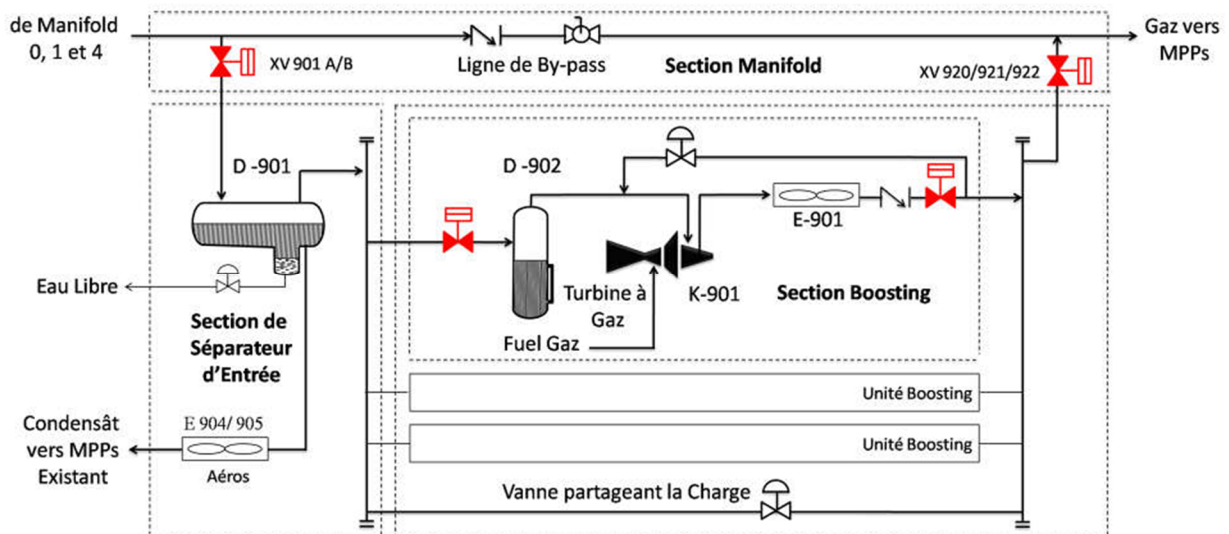


Figure. 2.1 : Sections de procédé de la station Boosting.

Définitions :

- XV-901 A/B : Vannes d'entrée de la station.
- XV-920/XV921/XV922 : Vannes de sortie de la station vers modules.
- D-90P1 : Ballon de séparation d'entrée.
- D-902 : Ballon d'aspiration du compresseur.
- E-901 : Aéroréfrigérant de gaz.
- K-901 : Turbocompresseur.
- E-904 / E905 : Aéroréfrigérant de condensât.

1) **Section manifold** : le mot « *manifold* » est d'origine anglais qui veut dire « *collecteur* » qui rassemble certain nombre de puits. Dans cette section, on trouve manifold d'entrée et de sortie, ligne de by-pass de la station et vannes d'entrée (XV-901 A et B) et celles de sortie (XV-920, XV-921 et XV-922). La station *Boosting* est ressourcée par 91 puits producteurs, les Fig. 2.2 et 2.3 représentent les manifolds du MPP4, MPP1 et MPP0.

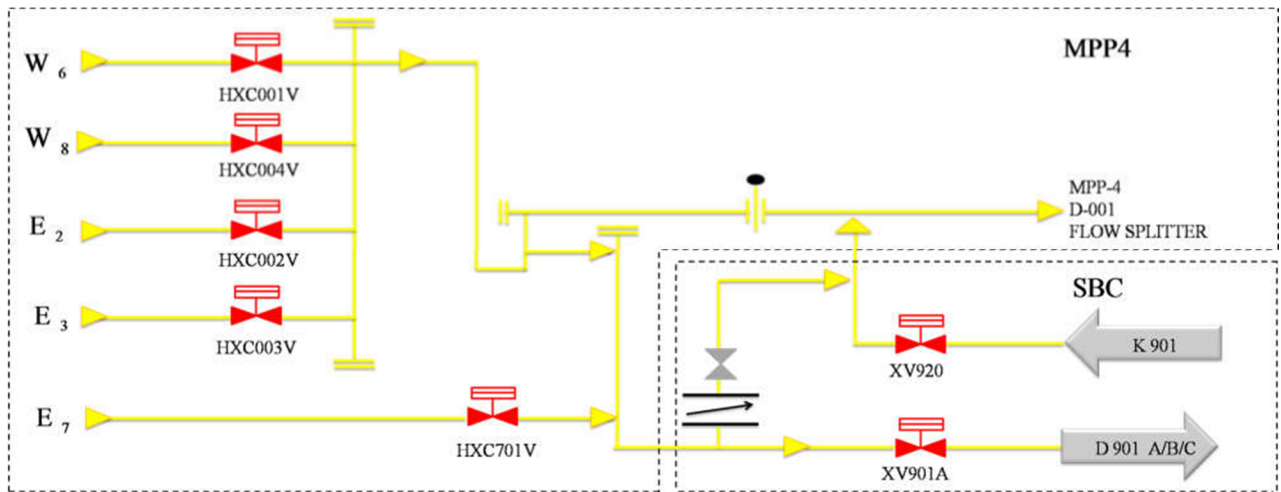


Figure. 2.2 : Représentation du manifold 4.

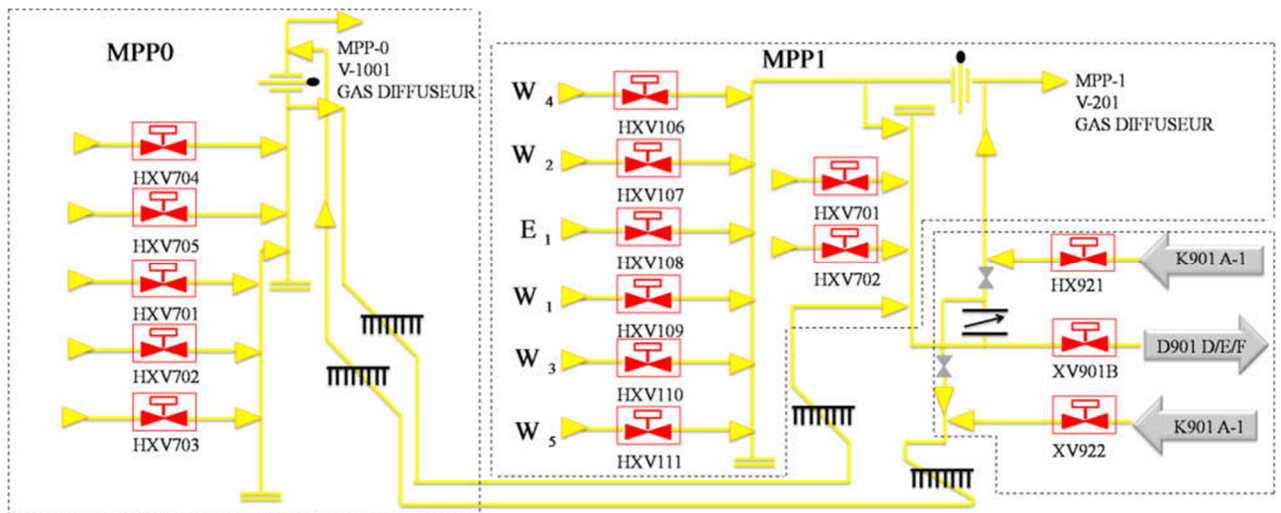


Figure. 2.3 : Représentation du manifold 1 et 0.

2) *Section de séparateur d'entrée* : est composée d'un séparateur D-901 de A jusqu'à F et de refroidisseur de condensat hydrocarbure E-904/905 respectivement (Fig. 2.4).

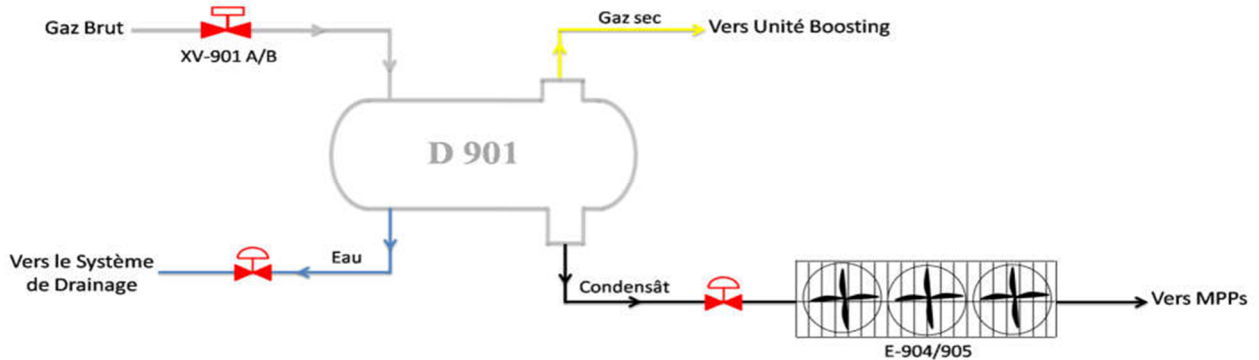


Figure. 2.4 : Section de séparateur d'entrée.

Le condensât et l'eau qui comporte le gaz brut sont respectivement séparés dans le séparateur *D-901*. Le gaz sec séparé est envoyé vers les unités de *Boosting*.

Le condensât venant du séparateur *D-901* est refroidi, en passant à travers les refroidisseurs respectifs *E-904/905*, jusqu'à une température de **45 °C** et **25 °C** avant d'être fourni à *MPP0-1* et *MPP4* respectivement, et l'eau libre séparée est envoyée vers le système d'évacuation d'eau huileuse.

- 3) **Section Boosting** : elle est composée d'un ballon *D-902*, compresseur centrifuge *K-901* et d'un refroidisseur de gaz *E-901* (Fig. 2.5.).

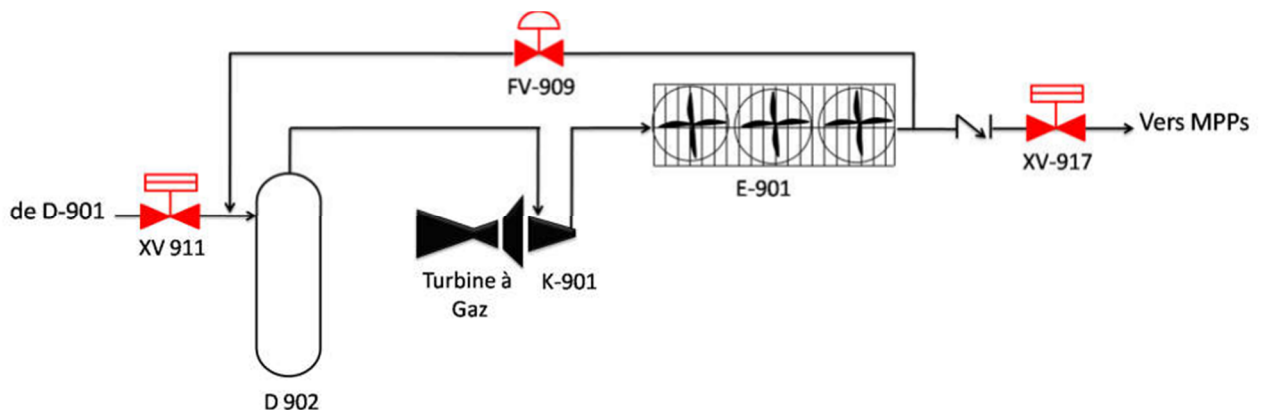


Figure 2.5 : Section Boosting.

Le gaz venant de la section de séparation d'entrée est envoyé via le *D-902* de chaque unité *Boosting*, qui sert à enlever le liquide en gouttelettes restant dans le gaz pour assurer l'exploitation sûre des compresseurs centrifuges.

Le gaz sera comprimé par le compresseur centrifuge jusqu'à une pression supérieure à **100 kg/cm²** et a une température de **104 °C** puis refroidit par les refroidisseurs de gaz *E-901* à une température de **60 °C**, afin de réunir dans le collecteur de refoulement et sortie de la station à travers la *XV 920* vers le module 4, et la *XV 921*, la *XV 922* vers les modules 1 et 0 respectivement.

- 4) **Système de torche** : Il est composé d'un ballon de torche *D-910* avec séparateurs à cyclone *Z-910 A* et *B*, pompe de drainage de torche *P-910 A* et *B*, purgeur pour torche *S-910 A* et *B*, un tableau d'allumage *FP-910* et une cheminée de torche *F-910* (Fig. 2.6 et 2.7.).

Le liquide qui comporte le gaz à brûler à la torche est séparé dans le *D-910* avec *Z-910*, puis pompé par *P-910* vers le système de drainage. On distingue deux destinations séparées : le ballon *V-230* de *MMPI*, et le borbier du *MPP0*. Les purgeurs à pompe *S-910* sont situés en un

point inférieur de la ligne de torche (Pot d'accumulation) entre D-910 et F-910 pour évacuer le liquide séjournant et accumulé dans le collecteur de torche vers le ballon D-910 .

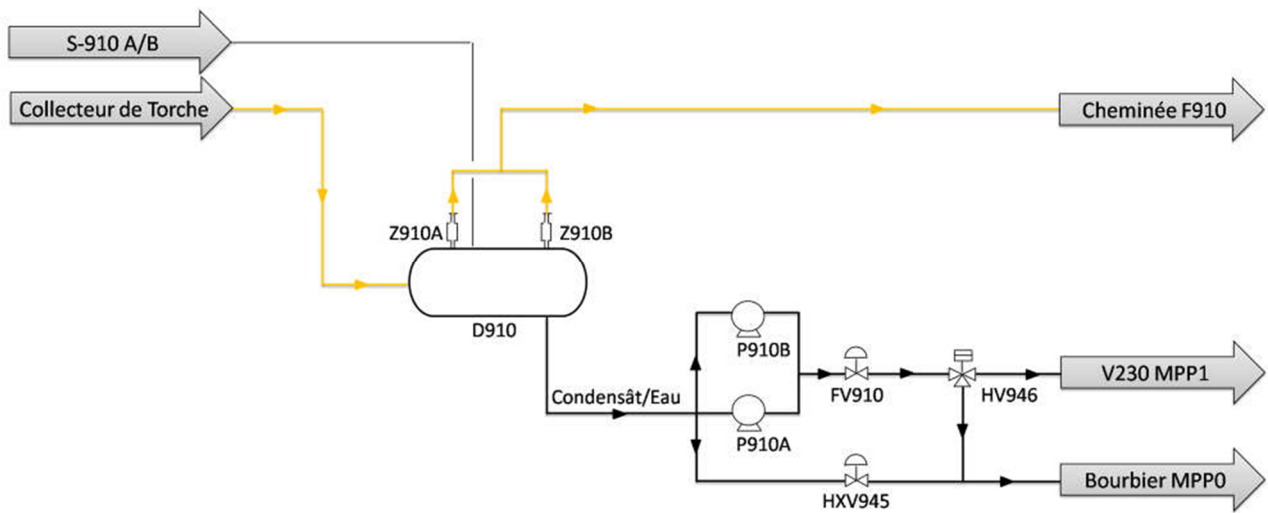


Figure 2.6 : Système de torche 1/1.

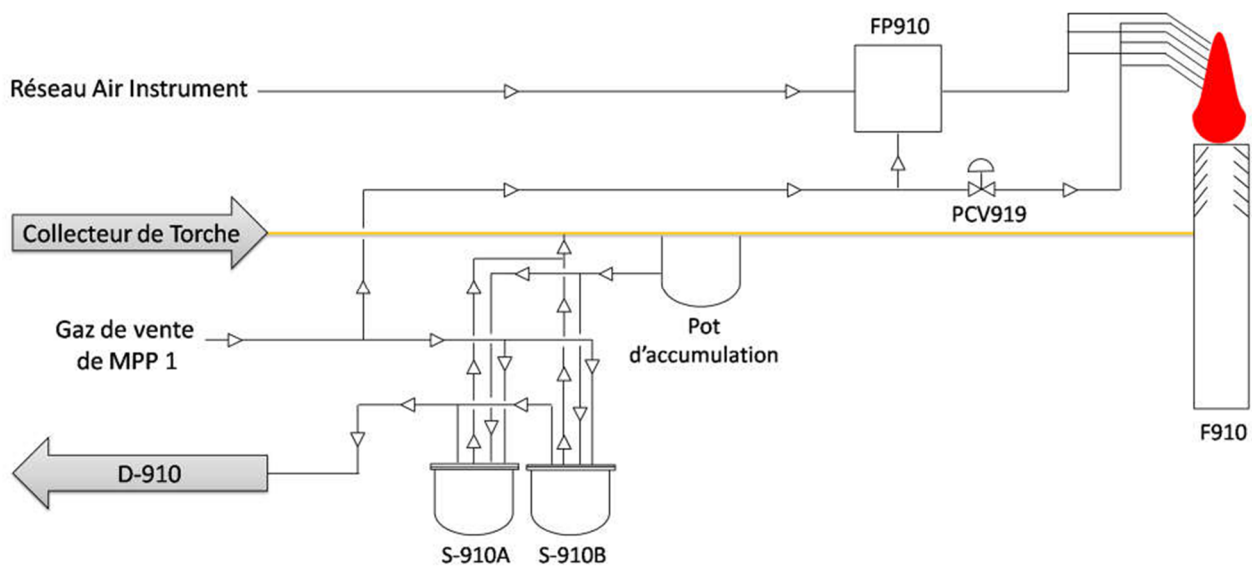


Figure 2.7 : Système de torche 1/2.

2.3 Systèmes d'utilités

- 1) **Système d'air** : Il est composé d'un compresseur d'air axial monté dans la turbine à gaz, un refroidisseur d'air extrait E-903, un sécheur d'air instrument Z-904 et un récepteur d'air D-907 (Fig. 2.8.)

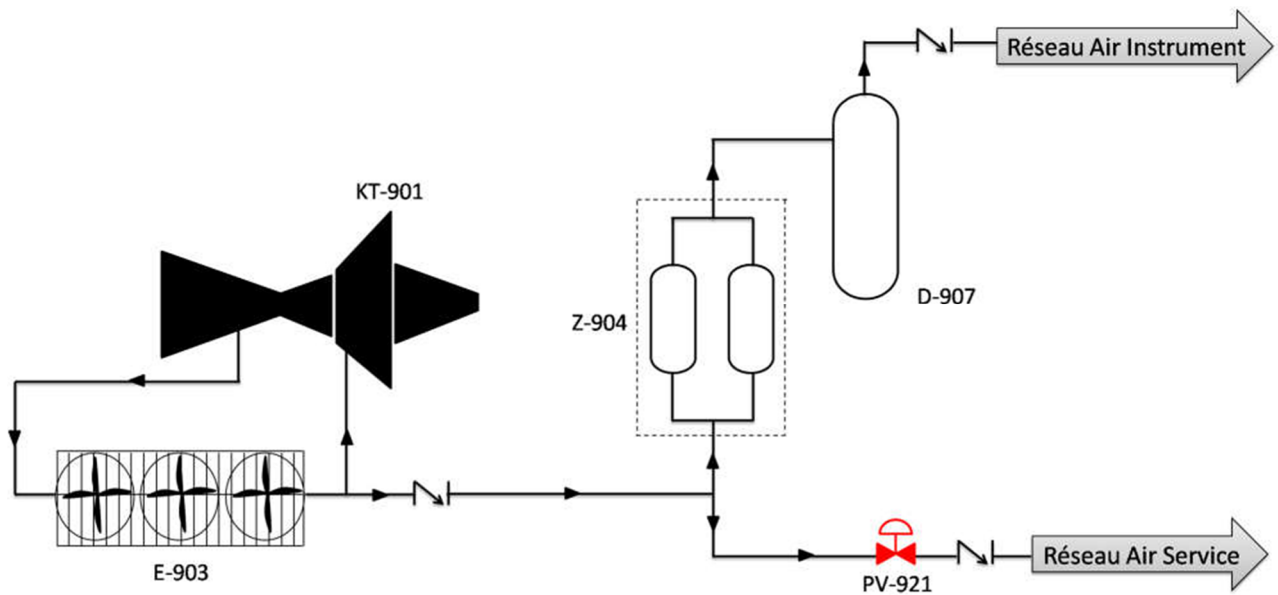


Figure 2.8 : Système de production d'air.

Une partie d'air comprimé par le compresseur est envoyée via le *E-903* pour le refroidir afin de produire l'air service et l'air instrument. Lorsque l'air est refroidi, une partie est envoyée via le *Z-904* pour éliminer toutes les traces d'eau avant aller vers le *D-907* qui est utilisé comme air instrument, l'autre partie est retournée via la turbine comme air de refroidissement.

2) Système de gaz combustible : Il est composé de ballon du gaz combustible *D-912* et d'un système de contrôle de pression *PV-923A* et *B* (Fig. 2.9.).

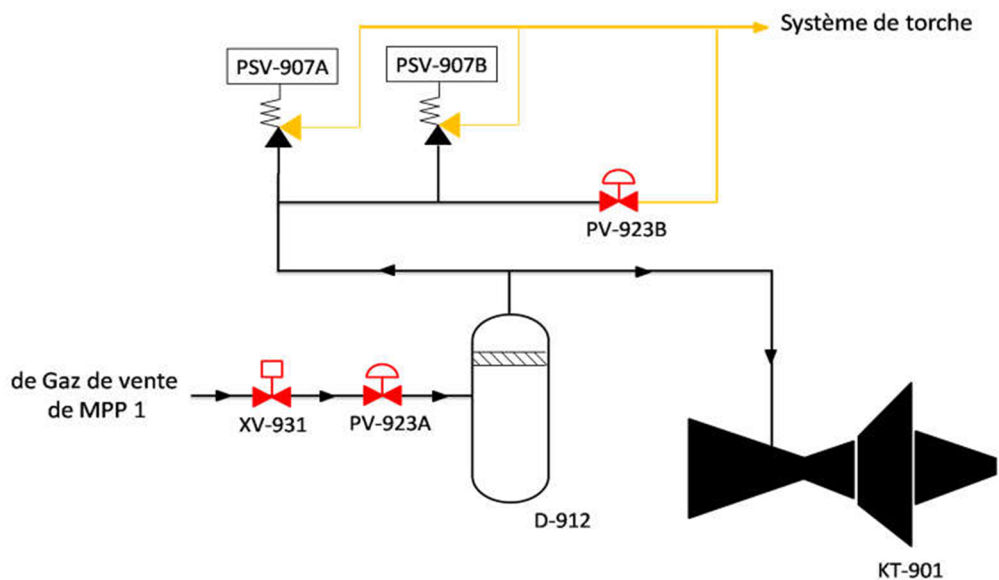


Figure 2.9 : Système de gaz combustible.

Le gaz de vente venant de *MPP1* est envoyé vers le ballon *D-912*. Avant de distribuer ce gaz combustible, l'eau et le condensât que comporte le gaz de vent, sont séparés dans le ballon. La pression d'alimentation en gaz combustible est contrôlée à l'entrée de ballon *D-912* par le système de régulation *split range inverse*.

3) **Système d'épuration d'huile de lubrification** est composé d'un ballon de réception de lubrifiant frais *D-904*, pompes de remplissage d'huile *P-907A/B/C*, pompes d'alimentation d'huile *P-906A/B*, ballon de circulation d'huile de lubrification *D-905*, ballon de réception d'huile de lubrification usée *D-906*, épurateur d'huile de lubrification *Z-905* et pompes de transfert d'huile *P-905* (Fig. 2.10).

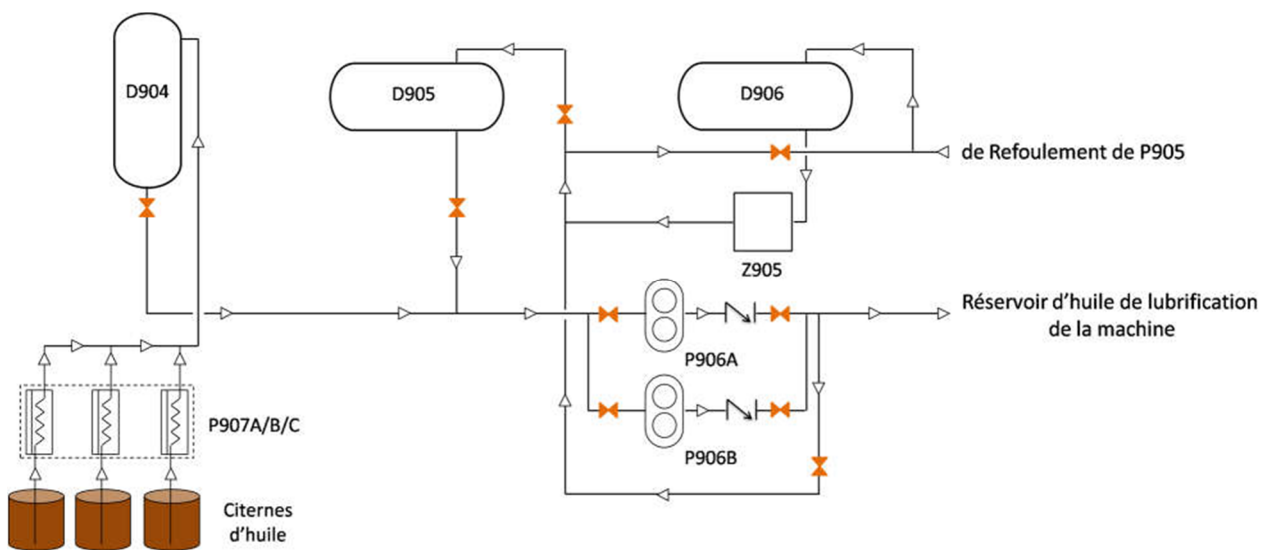


Figure 2.10 : Système d'épuration d'huile de lubrification 1/1.

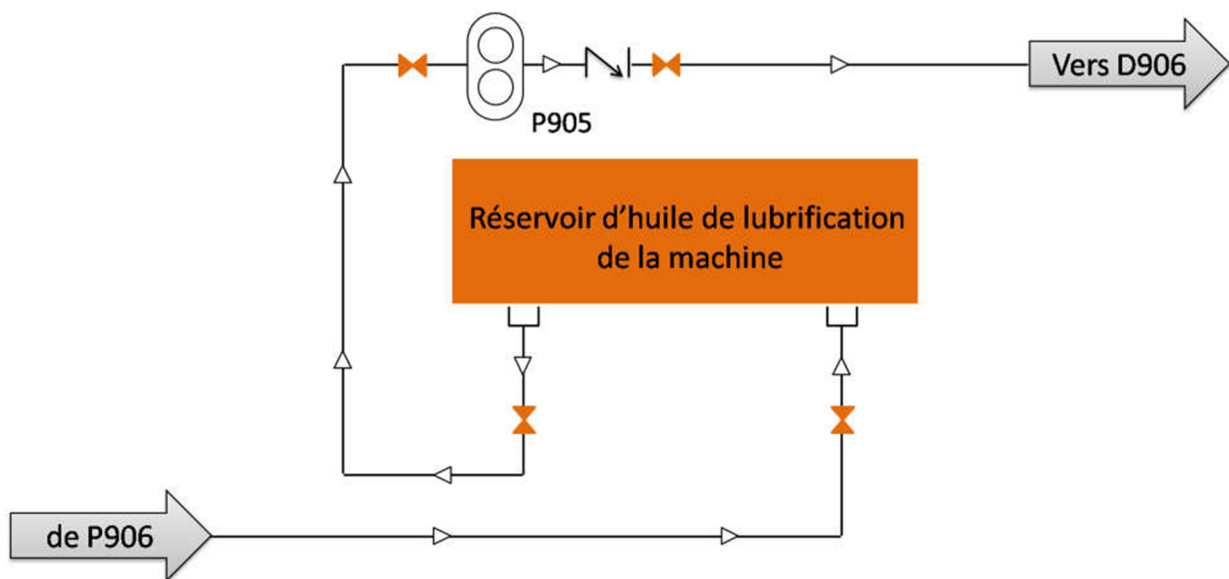


Figure 2.11 : Système d'épuration d'huile de lubrification 1/2.

Le lubrifiant frais stocké dans *D-904* est distribué par *P-906* au réservoir d'huile de chaque machine pour lequel est utilisé comme huile de lubrification et comme d'huile d'étanchéité. Les huiles alors usées sont pompées par *P-905* vers l'épurateur d'huile de lubrification *Z-905* pour le recycler. L'huile épurée est renvoyée dans le système d'huile.

- 4) **Système de drainage** : Il est composé d'une fosse de puisard *Z-901*, pompes de puisard *P-903A/B*, séparateur de purge *D-913*, séparateur d'huile *Z-903*, et pompe de séparateur d'huile *P-904A/B/C* (Fig. 2.12).

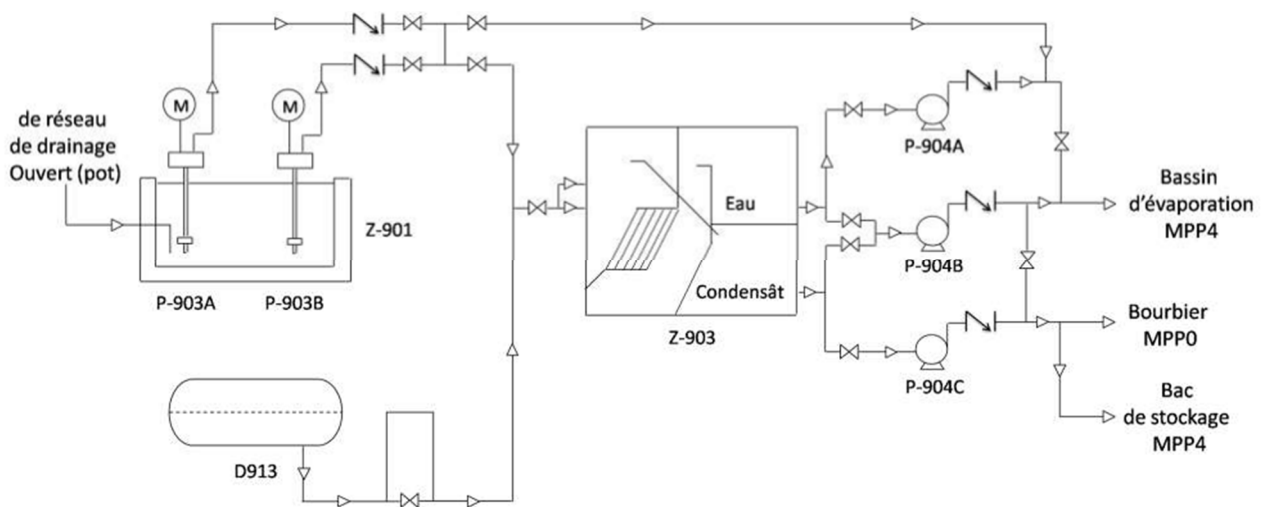


Figure 2.12 : Système de drainage.

L'eau huileuse drainée par chaque pot est collecté dans la fosse de puisard *Z-901* via une tuyauterie souterraine avant d'être pompée vers le séparateur d'huile *Z-903* par la pompe *P-903B* et si le niveau de *Z-901* est important la *P-903A* va démarrer pour chasser le liquide vers le bassin d'évaporation du *MPP4*. L'eau huileuse de l'autre coté (*D-913*) est envoyée à *Z-903* sous une pression statique du liquide.

Les eaux huileuses ainsi collectées dans le *Z-903* sont séparées en deux phases, l'huile qui est pompée par *P-904C* vers les bacs de stockage du *MPP4* ou vers borbier du *MPP0* et l'eau pompée par *P-904A* vers le bassin d'évaporation du *MPP4*. Une autre pompe intermédiaire *P-904B* qui va aider la distribution de la charge de ces pompes.

- 5) **Système anti-incendie** : L'écran de visualisation *FACP* et *GAP* qui est installé dans la salle de contrôle pour surveiller tous les détecteurs de gaz, les détecteurs de température et les détecteurs de flamme qui couvrant l'unité de *Boosting*. Le système d'extinction à poudre et au sont utilisés pour l'étouffement et le refroidissement d'un feu.

2.4 L'ensemble turbocompresseur

2.4.1 Turbine à gaz MS5002C

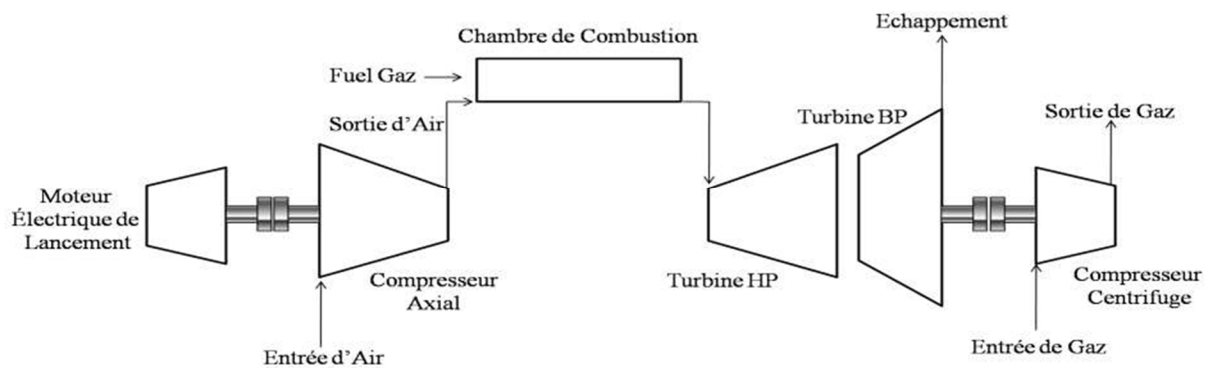
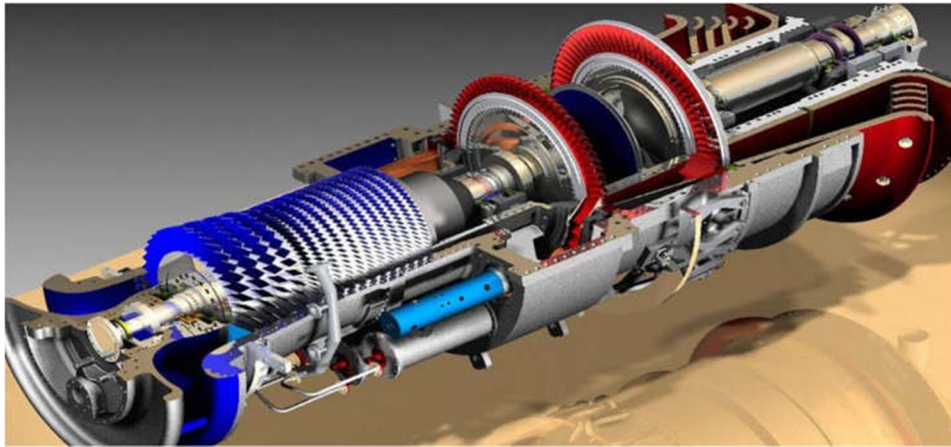


Figure. 2.13 : Schéma simplifié d'une turbine à gaz.

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, de tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant; elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé dans sa chambre de combustion, en utilisant la chaleur dégagée par la combustion, et convertie cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui peut-être un compresseur ou un alternateur etc. Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Les turbines utilisées aux centres industriels, sont des turbines à deux arbres. Ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes.

2.4.2 Compresseur centrifuge BCL606/A

Le compresseur centrifuge est une machine "dynamique" à écoulement continu de fluide. Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce dernier. Une partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dès les roues, le reste dans le stator, c.à.d. dans les diffuseurs (Fig. 2.14).

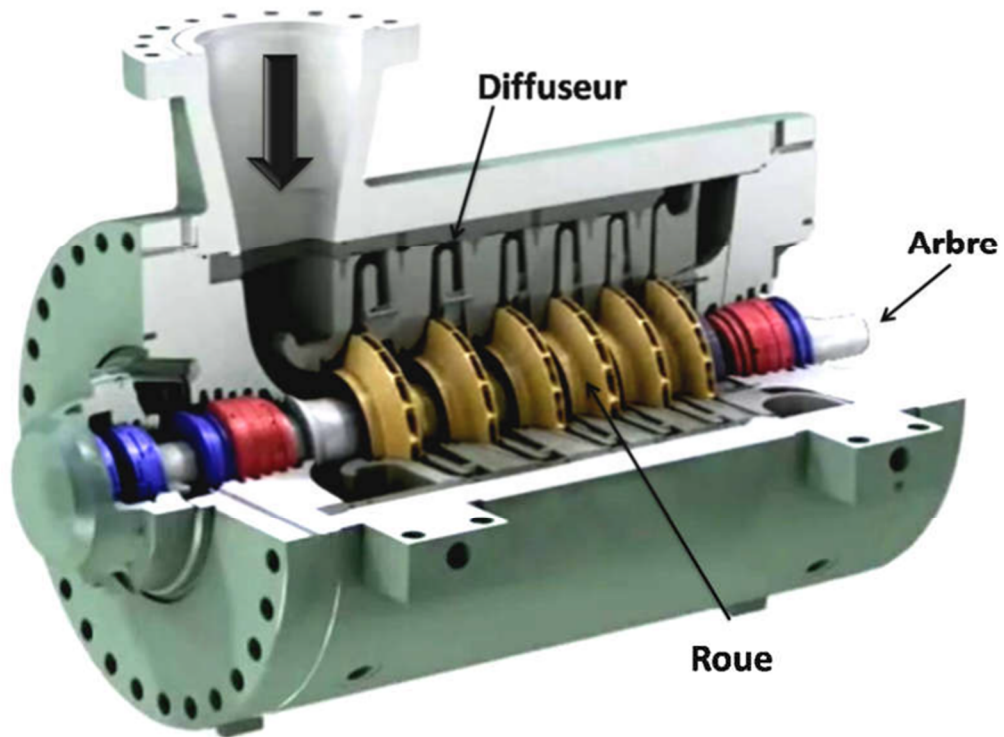


Figure 2.14 : Schéma simplifié d'un compresseur centrifuge.

Le gaz de procédé est comprimé de 56 kg/cm^2 à 100 kg/cm^2 par le compresseur centrifuge du type BCL 606/A qui est entraîné par une turbine à gaz MS 5002C (Fournie par Nuovo Pignone) raccordée au compresseur par un accouplement.

2.4.3 Séquence de démarrage d'un turbocompresseur

- Avant de cliquer sur la commande de "start" dans HMI (Mark-5, Mark-6 et DCS), l'opérateur de salle de contrôle doit vérifier et éliminer les signaux qui empêchent le prêt de démarrage. Lorsque cette condition est satisfaite :

1) L'indication "unité prête à démarrer" sera activée dans le *HMI*,

2) Quand le "start" est lancé (en cliquant sur "start" dans *HMI*) les auxiliaires suivants sont démarrés :

- a) Démarrage de la pompe auxiliaire d'huile de lubrification, **88QA**,
- b) Démarrage de la pompe auxiliaire d'huile hydraulique, **88HQ**,
- c) Démarrage de la pompe principale d'huile d'étanchéité, **88SP-1**,
- d) Démarrage de la soufflante de refroidissement principale, **88BA-1**,
- e) Démarrage de réchauffeur de la caisse de dégazage d'huile d'étanchéité, **23ST**,

3) Quand la condition suivante est satisfaite :

- Pas de basse pression d'huile de lubrification du compresseur, **PSL124**,
- Pas de basse pression d'huile de lubrification de la turbine, **63QA-2**.

Le panneau de commande de la turbine activera le relais de protection principal (4X) et,

- Démarre l'agitateur de la caisse de dégazage d'huile d'étanchéité, **88MX**,

4) En ce moment la **séquence de procédure de valve** est activée (si le mode automatique été sélectionné sur *HMI*) selon les étapes suivantes :

a) Le signal 4X activera le signal **4 Valve**, par le quel la vanne anti-pompage sera fermée par forcer le signal de sortie du système de contrôle de vanne anti-pompage (Temps maximum de fermeture 10 s) quand la vanne anti-pompage sera entièrement fermée et le by-pass de la vanne d'aspiration **XV912** s'ouvre, la première minuterie de purge ($T_{x1} = 60 s$) commence pour purger le compresseur.

b) Quand le temps est écoulé, le signal forcé sera mis hors tension et la vanne d'anti-pompage s'ouvrira encore. Quand la vanne d'anti-pompage sera entièrement ouverte, une deuxième minuterie de purge ($T_{x2} = 30 s$) commence pour purger la ligne d'anti-pompage. Quand le temps est écoulé, la séquence continue comme suivant :

La vanne de torche **XV916** se ferme.

c) Quand la différence de pression dans la vanne d'aspiration est moins de **2 kg/cm²** (**PDSL911**) :

LA VANNE D'ASPIRATION **XV911** S'OUVRE

d) Quand la vanne d'aspiration est entièrement ouverte :

LE BY-PASS DE LA VANNE D'ASSPIRATION **XV912** SE FERMME

e) Quand le by-pass de la vanne d'aspiration est entièrement fermé :

LA VANNE DE DÉCHARGE **XV917** S'OUVRE

5) Quand la séquence de vanne est satisfaite, le signal concernant la position correcte des vannes avec l'unité de fonctionnement (**ZA103**) permettra de continuer comme suit :

DÉMARRAGE DU MOTEUR DE LANCEMENT **88CR**

6) Quand la condition suivante est satisfaite :

LE MINIMUM VITESSE DE L'ARBRE HP (20 % de HP \equiv 1020 rpm) **14HM**

7) Après le temps de *CRANK*, le *HMI* enverra au *MCC* le signal suivant :

TRANSFORMATEUR D'ALLUMAGE **2TVX**

8) Quand la turbine obtient la flamme :

DÉMARRAGE DES AÉROS D'HUILE DE LUBRIFICATION (**88FC-1/2/3**)

9) Accélération des roues *HP* et *BP* (à 44 % de *HP*, *BP* démarre),

10) Arrêt du moteur de lancement **88CR** (60 - 75 % de *HP*, désaccouplement),

11) Arrêt des pompes auxiliaires **88QA**, **88HQ**, et fermeture des *bleed valve* (à 94 % de *HP*),

12) *HP* 100 % et *BP* 75 % la machine prête à charger,

13) La vitesse de la turbine est commandée par le POINT DE CONSIGNE EXTERNE du DCS et, quand la vitesse de diminution est demandée, le point de fonctionnement du compresseur atteint la courbe "anti-pompage" ; pour cette raison le système "anti-pompage" a un ensemble de 3 % approprié à la courbe "anti-pompage" appelé *DDS* (ne diminuant pas la vitesse) par lequel la vitesse de diminution de la turbine s'arrête et la vanne d'anti-pompage commence à s'ouvrir jusqu'à satisfaire le signal de commande de station.

Quand le signal de commande de la station augmente encore, la vanne d'anti-pompage se ferme et le point de fonctionnement du compresseur se lie à la courbe d'anti-pompage.

2.5 Conclusion

La station *Boosting* centre joue un rôle très important sur l'exploitation de gisement de Hassi R'mel, mais la question la plus importante c'est jusqu'à où cette exploitation reste durable ?

3.1 Introduction

Le modèle série 5002 à deux arbres, turbine à gaz à commande mécanique, est une machine qui est utilisée pour la commande d'un compresseur centrifuge de charge.

Attaché à l'entrée frontale de la base de la turbine à gaz, un compartiment d'admission d'air et des conduites qui contiennent un système de filtration à aspiration autonettoyant, qui atténue la haute fréquence de bruit, qui enlève les particules étrangères avant que l'air entre dans la turbine.

Les compresseurs centrifuges *Nuovo Pignone* sont indiqués par une série de lettres majuscules et des numéros. Les lettres majuscules indiquent les caractéristiques du corps ; les lettres *BCL* indiquent un compresseur ayant un corps ouvert verticalement (Corps de forme de *barrel*) les numéros placés après les lettres indiquent le diamètre nominal et le nombre des roues. Le compresseur comprend principalement un ensemble statorique (Corps, extrémités supérieures, diaphragmes, étanchéité et paliers) et un ensemble rotatif (Rotor constitué par un arbre, des roues et un tambour d'équilibrage). Le compresseur de type *BCL* à été conçu expressément pour comprimer les gaz haute pression.

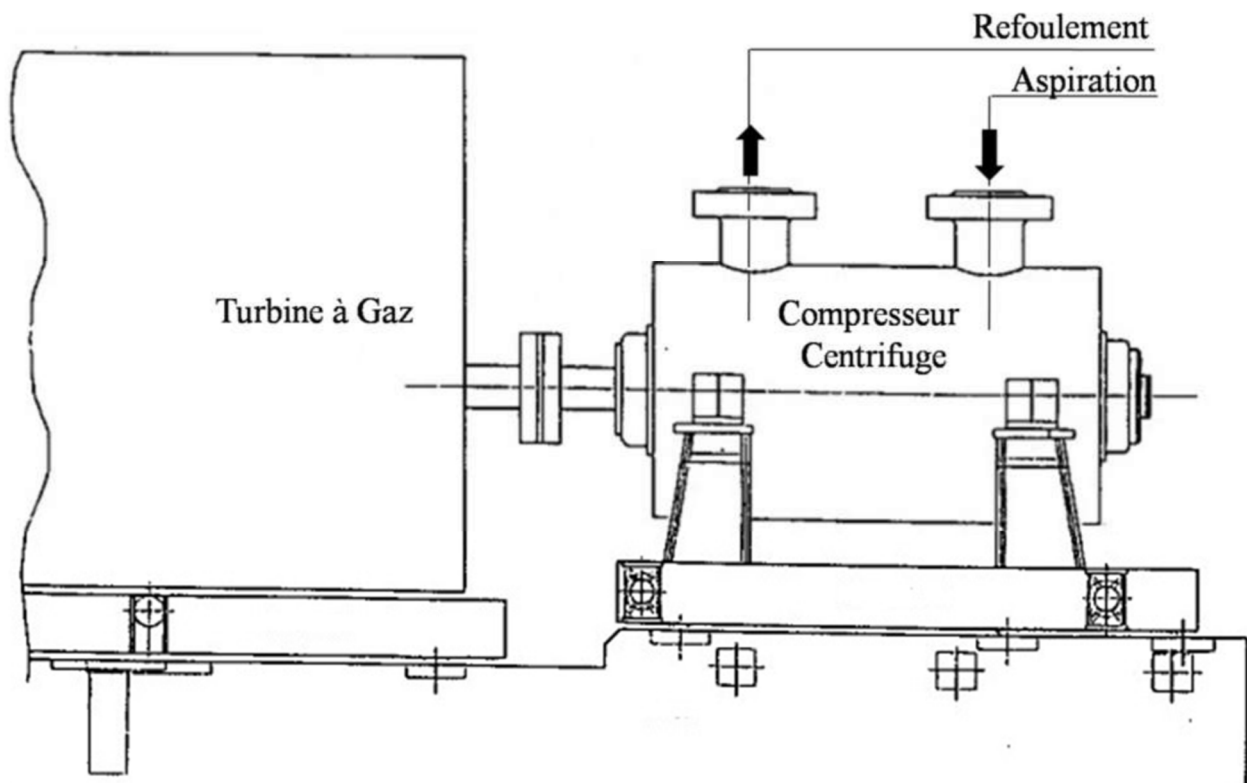


Figure 3.1 : Emplacement d'un Turbocompresseur.

3.2 Turbine à gaz

3.2.1 Généralités

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

Leur grande puissance, ainsi que leurs hautes performances font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

Les turbines utilisées aux centres industriels de Hassi Rmel, sont des turbines à deux arbres du constructeur GE type MS5002C, ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes.

3.1.1 Turbine à gaz GE MS5002C

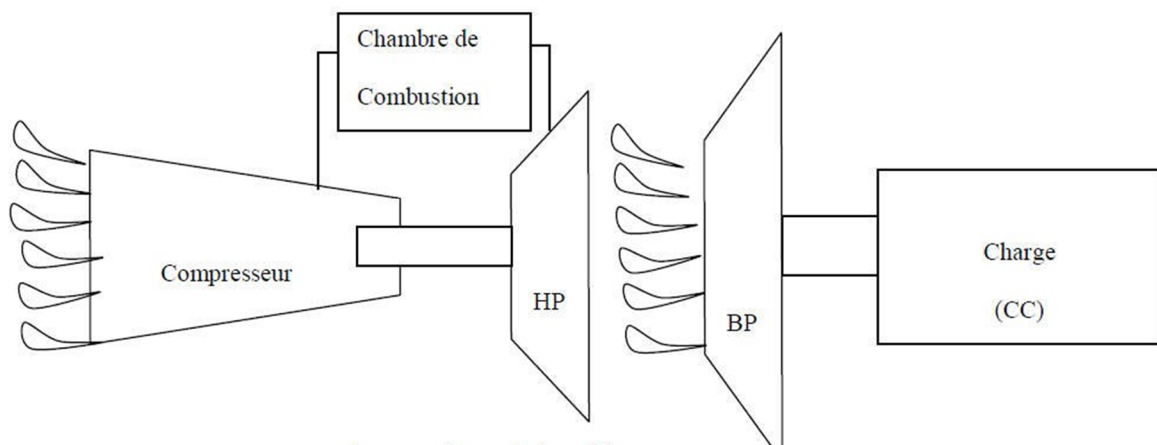


Figure 3.2 Schéma d'une turbine à gaz MS5002.

La turbine à gaz MS5002C se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP (Haut Pression) entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine elle-même, tandis que la roue BP (Base Pression) deuxième étage sert à entraîner la machine réceptrice qui est dans notre cas un compresseur centrifuge serré à la compression du gaz naturel pour le traitement.

Le but des roues turbines non reliées est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable des compresseurs centrifuges. Les roues de la turbine sont refroidies par l'air extrait du deuxième étage du compresseur et par l'air de fuite d'étanchéité haute pression du compresseur.

La température de l'espace roue est contrôlée par des thermocouples.

Les caisses du groupe de la turbine sont divisées pour faciliter le démontage.

3.1.2 Données générales de conception

Turbine à gaz, modèle sérieMS-5002C.

Application de la turbine à gaz..... Entraînement mécanique.

Cycle Simple.

Rotation de l'arbre Sens inverse des aiguilles d'une montre.

Type de fonctionnement Continu.

Vitesse de l'arbre 5.100 t/min. haute pression et 4.900 t/min. basse pression.

Commande Système de commande électr. Statique SPEEDTRONIC Mark V.

Protection (types de base) contre Survitesse, température excessive, vibrations et détection de flamme.

Mécanisme de refroidissement Réducteur avec vireur.

Insonorisation..... Silencieux d'admission et échappement pour satisfaire aux exigences du site.

- Valeurs nominales de la turbine à gaz

Puissance débitée 38.000 hp - condition ISO.

Température à l'entrée 59°F.

Pression d'échappement..... 14,7 PSI.

- Section compresseur

Nombre d'étages du compresseur 16.

Type du compresseur Flux axial, service sévère.

Fente de la caisse Bride horizontale.

Type des aubes de la directrice Variables.

- **Section turbine**

Nombre d'étages de la turbine 2 (deux étages).
Fente de la caisse Horizontale Directrices.
Premier étage Zone fixe.
Deuxième étage Variable.

- **Section combustion**

Type 12 chambres de combustion multiplex, à débit inversé.
Disposition des chambres Concentriques autour du compresseur.
Injecteurs de combustible Type combustible gazeux, 1 par chambre.
Bougies..... 2, type électrodes à ressort, auto rétractile.
Détecteur de flamme 4, type ultraviolet.

- **Ensemble paliers**

Quantité 4.
Graissage Sous pression.

Palier N. 1

(Situé dans la caisse d'admission) Actif et inactif, de butée et lisse, tous dans un seul ensemble.

Coussinet lisse Elliptique.

Butée active..... Patins oscillants à compensation automatique.

Butée inactive Patins oscillants, à compensation.

Palier N. 2

(Situé dans le corps de refoulement du compr.) Coussinet lisse, elliptique.

Palier N. 3

(Situé dans le cadre d'échappement) Coussinet lisse, elliptique.

Palier N. 4

(Situé dans le cadre d'échappement) Butée active et inactive et coussinet lisse, tous dans un ensemble.

Coussinet lisse Patins oscillants.

Butée active..... Patins oscillants, compensation automatique.

Butée inactive Patins oscillants, sans compensation.

- **Système de lancement**

Dispositif de lancement Moteur électrique.

Réducteur Type Non encastré avec vireur hydraulique.

- **Système du combustible**

Type Gaz naturel.

Signal de contrôle combustible Panneau de commande turbine SPEEDTRONIC Vane de commande, arrêt, détente gaz Servocommande électro hydraulique.

- **Système de graissage**

Lubrifiant Huile minérale.

Capacité totale 22.500 l t.

Pression du collecteur palier 25 PSI (1,72 Bar).

Pompe de graissage principale Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire.

Pompe de graissage auxiliaire Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, émergée.

Pompe de graissage de secours Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, émergée Echangeur de chaleur (fluide de graissage).

Type Huile réchauffée vers eau froide.

Quantité Deux filtres (fluide de graissage).

Type Débit plein avec vanne de transfert.

Quantité Deux Type de cartouche Filtrage 25 micron absolue.

- **Système d'alimentation hydraulique**

Pompe d'alimentation hydraulique

Principale Entraînée par réducteur auxiliaire, volumétrique, variable, piston axial.

Pompe d'alimentation hydraulique

Auxiliaire Entraînée par moteur, à engrenages Filtre(s)
d'alimentation hydraulique.

Type Débit plein.

Quantité Deux, avec vanne de transfert.

3.2.3 Principe de fonctionnement

Le rotor compresseur/turbine à haute pression est porté initialement de vitesse de 20 % par un dispositif de démarrage. L'air atmosphérique, entré dans le compresseur, est porté dans les chambres de combustion où le combustible est livré sous pression. Une flamme à haute tension allume le mélange air-combustible (Une fois allumée, la combustion continuera dans les chambres). Les gaz chauds augmentent la vitesse du rotor compresseur/turbine à haute pression et à son tour augmente la pression de refoulement de compresseur axial. Lors que la pression commence d'augmenter, le rotor de la turbine à basse pression commence à tourner et les deux rotors de turbine accélèrent à la vitesse de fonctionnement. Les produits de combustion (Les gaz à haute pression et haute température) se dilatent, au commencement à l'intérieur de la turbine à haute pression et puis à l'intérieur de la turbine à basse pression et par la suite ces gaz sont évacués dans l'atmosphère.

Pendant que les gaz expansés passent par la turbine à haute pression va provoquer une chute sur les aubes de turbine, ils font tourner la turbine ; tournant donc, le compresseur axial et appliquant un couple aux accessoires commandés. Les gaz font tourner aussi la turbine à basse pression avant l'échappement ; tournant ainsi donc le compresseur de charge. Le rotor tourne dans le sens d'horloge lorsqu'il est observé du côté d'aspiration.

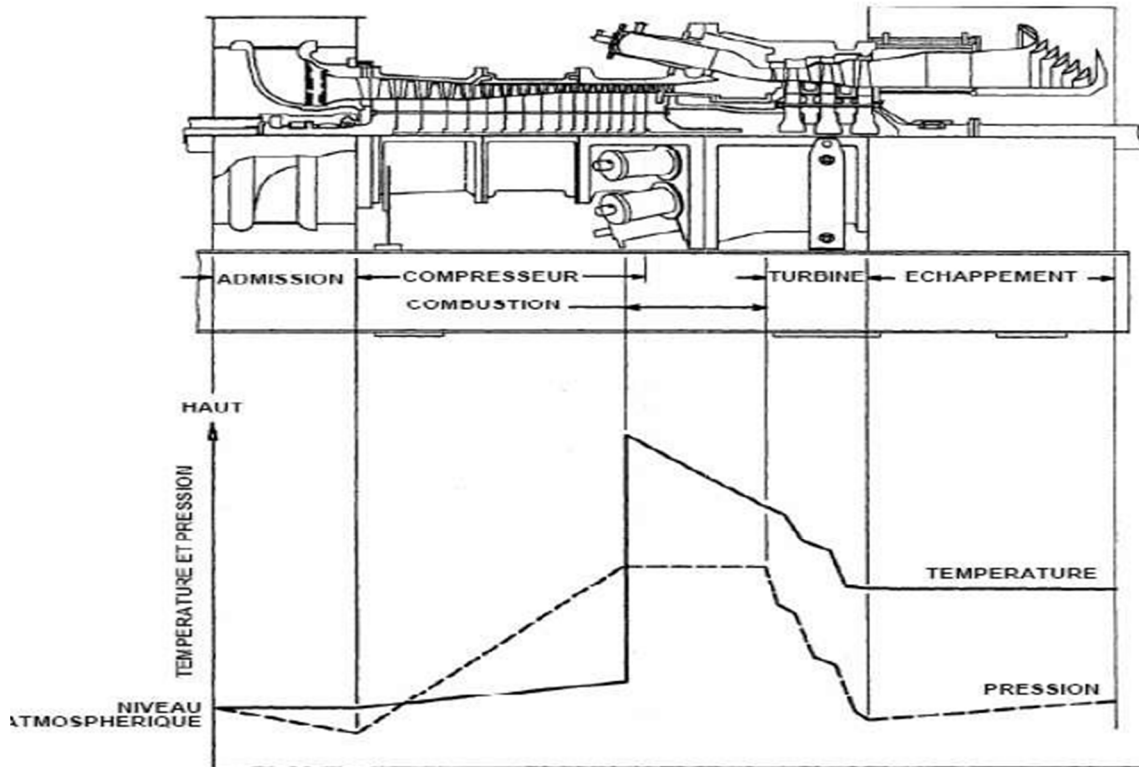


Figure 3.3 : Evolution de pression et température dans une turbine a gaz.

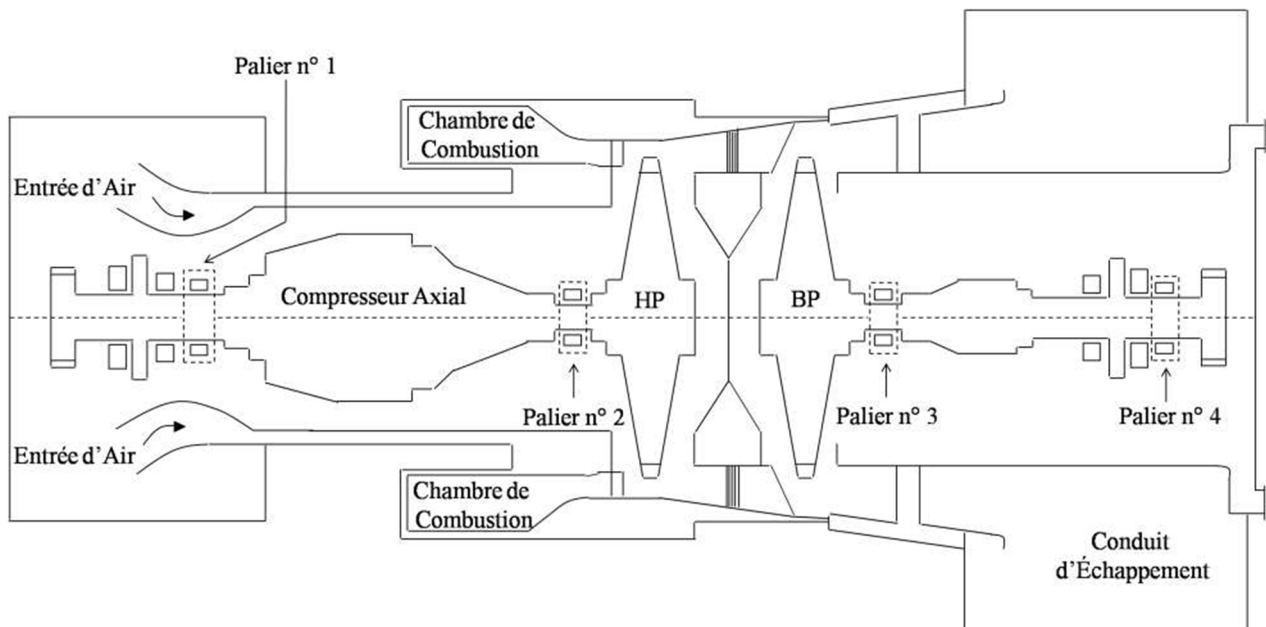


Figure 3.4 : Schéma simplifier d'une turbine à gaz modèle 5002.

- **Démarrage de la turbine**

Le rotor haut pression est tout d'abord amené à 20% de sa vitesse nominale par un dispositif de démarrage. L'air est aspiré à la pression atmosphérique puis porté à une haute pression par le compresseur axial. Il est ensuite mélangé avec du fuel gaz à l'intérieur des chambres de combustion où sera brûlé le mélange.

Les gaz chauds résultants de cette combustion sont acheminés vers la roue HP.

La détente de ces gaz chauds à haute pression produit le travail nécessaire pour l'entraînement du compresseur axial. Les gaz détendus sont véhiculés à travers la directrice du second étage vers la roue LP où ils subissent une autre détente ce qui produit l'énergie nécessaire et suffisante pour l'entraînement de la roue LP et la charge associée.

3.2.4 Description de la turbine à gaz MS 5002C

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002C sont :

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

a) Supports et Socles

- **Socle de la turbine**

Le socle soutenant la turbine à gaz est un cadre en acier de construction composé de poutres en **i** et de plaques. Le cadre du socle, comprenant deux poutres longitudinales en acier à bords larges et trois traverses, forme un bâti sur lequel sont montés les supports verticaux de la turbine.

De chaque côté du socle on a deux tourillons de levage et supports, alignés sur les deux premières traverses structurales du cadre du socle. Des patins usinés, trois de chaque côté à la partie inférieure du socle, facilitent le montage de ce socle sur les fondations du site. Des patins usinés situés au sommet du cadre servent au montage des supports de la turbine.

Les poutres en **i** longitudinales gauche et droite et les traverses avant et arrières du socle de la turbine sont fabriquées le long des âmes pour former des canaux de vidange de l'huile de graissage pour le palier turbine, le joint de puissance et les équipements de charge. La tuyauterie

d'alimentation en huile de graissage se trouve dans ces canaux longitudinaux.

- **Supports de la turbine**

La turbine à gaz est 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 du cadre d'échappement. Ces supports évitent le déplacement latéral ou rotatif de la turbine à gaz, mais permettent le déplacement axial, dû à la dilatation thermique de la turbine pendant le fonctionnement.

La plaque de support à l'entrée est soudée à la traverse avant de la base de la turbine. La plaque de support du cadre d'échappement est boulonnée à la traverse arrière.

Pour éviter le désalignement des joints et pour éviter toute contrainte de dilatation thermique affectant la tuyauterie reliant les deux socles, deux supports centraux sont prévus à la partie inférieure de la traverse avant et de la traverse du milieu du socle de la turbine. Le support avant est une plaque en acier dotée d'une rainure de clavette contenant un montant de section carrée situé dans les fondations. Il empêche le déplacement latéral de la ligne centrale du socle de la turbine sous l'effet de la chaleur.

Le support de la traverse du milieu du socle de la turbine est une plaque en acier avec un trou de quatre pouces de diamètre. Cette plaque contient une cheville d'acier empêchant le déplacement du socle dans toutes les directions.

- **Supports et socles des accessoires**

Le socle des accessoires est un ensemble structural formé de poutres en **i** en acier et de plaques constituant une plate-forme de montage pour le réducteur auxiliaire d'entraînement, le dispositif de lancement et les autres accessoires. L'intérieur du socle des accessoires forme un réservoir dont ces derniers sont légèrement inclinés en direction de deux tuyaux et bouchons de vidange situés d'un côté du socle. Les échangeurs de chaleur de l'huile de graissage et les filtres se trouvent à l'intérieur du réservoir d'huile.

A chaque coin du socle, on a quatre tourillons de levage et supports. Des patins usinés, situés à la partie inférieure du socle, facilitent son montage dans les fondations du site. Deux supports centraux, semblables à ceux du socle de la turbine servent à empêcher le désalignement sous l'effet de la dilatation thermique.

b) Section admission

Le système d'admission d'une turbine à gaz dirige l'air vers la section d'admission du compresseur axial qui se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du corps d'admission. Les aubes variables permettent à la turbine de fonctionner au démarrage sans pompage.

Le système d'admission doit assurer

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

Les particules solides contenues dans l'air admis (Surtout pour les atmosphères humides) peuvent se coller sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.

Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut changer le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachement des ailettes du compresseur.

La présence des agents corrosifs (Chlorure de Sodium près de la mer, aérosols acides dans les zones industrielles), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.

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

Le système d'admission comprend un filtre d'admission, une conduite, un silencieux, un coude et un caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission pour atteindre le compresseur.

Les filtres à air utilisés comportent des éléments filtrant d'une forme conique (en deux morceaux), ils sont auto-nettoyant, avec une grande efficacité (par rapport aux filtre classiques) et d'une durée de vie qui peut aller jusqu'à 3ans.

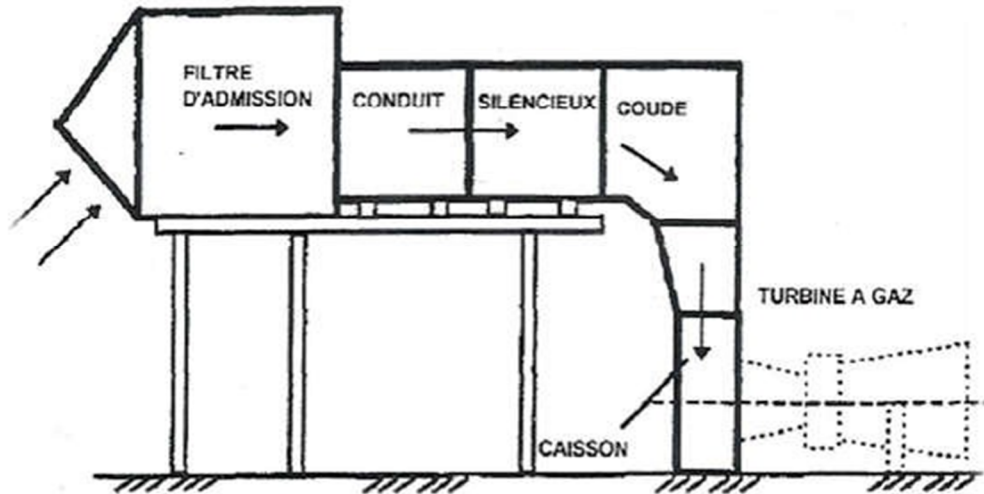


Figure 3.5 : Système d'admission.

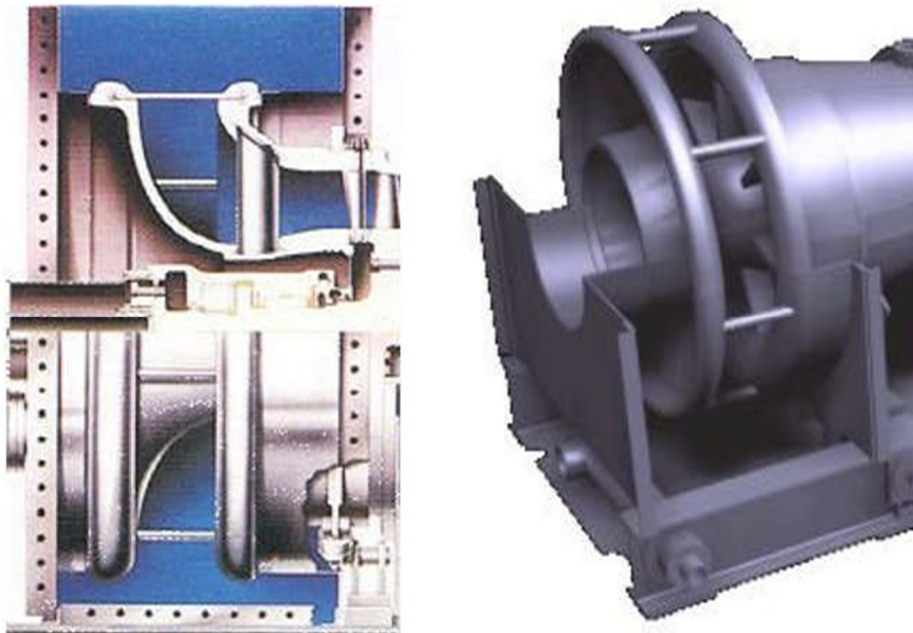


Figure 3.6 : Caisse d'admission.

c) Section de compression

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

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

Après avoir passé l'œil d'admission, l'air est dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz MS5002C comprend 16 étages avec un rapport de compression de 7.

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

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

- Rotor du compresseur

Le rotor du compresseur est un ensemble composé de seize roues, d'un demi-arbre, de tirants et des aubes du rotor du compresseur. Chaque roue et chaque portion de la roue du demi-arbre avant, a, tout autour, des fentes alésées, dans lesquelles s'insèrent les aubes du rotor que des entretoises maintiennent en position axiale. Ces entretoises étant bloquées à chaque extrémité de la fente. Ces aubes ont un profil aérodynamique et sont conçues pour bien comprimer l'air à des vitesses élevées à l'extrémité des aubes. Les roues et les demi-arbres sont montés les uns dans les autres, par l'intermédiaire de rainures concentriques, et maintenus par des tirants. Le choix de la position des roues se fait lors du montage, de manière à réduire les corrections d'équilibre. Après le montage, le rotor est équilibré dynamiquement de manière plus précise. Le demi-arbre avant est usiné de façon à donner les faces avant et arrière de butée et le coussinet du palier N. 1, ainsi que la surface d'étanchéité des joints d'huile du palier N. 1 et du joint d'air basse pression du compresseur.

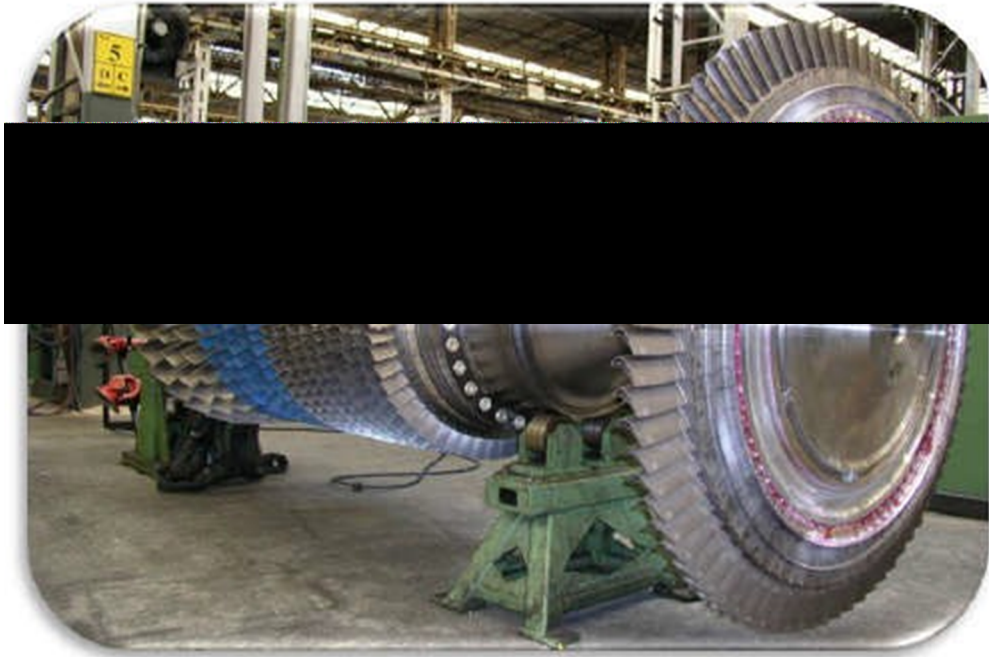


Figure 3.7: Rotor HP.

- **Stator du compresseur :**

Le stator (Corps) du compresseur comprend trois sections principales :

- a. Le corps d'admission
- b. Le corps avant du compresseur
- c. Le corps de refoulement du compresseur.

Ces sections et la caisse de la turbine forment la structure externe principale de la turbine à gaz. Ils supportent le rotor à l'endroit des paliers et constituent la paroi externe de l'espace annulaire de la veine des gaz.

L'alésage du corps a, pour des raisons d'efficacité, des tolérances serrées en ce qui concerne les extrémités d'aube du rotor.

- **Corps d'admission :**

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz. Sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier N. 1 dont la partie inférieure du logement constitue un corps séparé, à brides et boulonne à la moitié inférieure du corps d'admission. L'évasement interne est relié à l'évasement externe par sept entretoises radiales à profil aérodynamique et sept tringles de liaisons axiales. Les entretoises et les tringles se trouvent dans les parois de l'évasement. Les aubes variables de la directrice sont

montées à l'arrière du corps d'admission. Les aubes variables permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur, sans pompage (pulsation) du compresseur. L'huile hydraulique sert à mettre en marche les aubes variables par l'intermédiaire d'une grande couronne dentée et de plusieurs petits pignons d'engrenage. Au moment du lancement, les aubes sont mises à 44° , ce qui représente la position fermée.

- **Corps avant du compresseur :**

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf). Il transfère également les charges structurales du corps adjacent au support avant qui est boulonné et maintenu par une cheville à la bride avant du corps. Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle.

Les aubes du stator situées dans le corps avant sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. Les ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures en queue d'aronde, usinées dans la paroi du corps d'admission. Une longue clavette de blocage, montée dans une rainure usinée dans une bride de raccordement horizontale de la moitié inférieure du corps, empêche ces ensembles de tourner dans les rainures du stator.

- **Corps de refoulement du compresseur :**

Le corps de refoulement du compresseur est la dernière partie de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long; il se trouve à égale distance entre les supports avant et les supports arrière de la turbine. Les fonctions du corps de refoulement du compresseur sont d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur et de relier le compresseur aux stators de la turbine. Il sert également de support à la directrice de la turbine de premier étage.

Le corps de refoulement du compresseur comprend deux cylindres, dont l'un est la continuation du corps du compresseur et l'autre un cylindre intérieur qui entoure le rotor du compresseur. Ces deux cylindres sont concentriques ; ils sont maintenus en place par huit entretoises radiales, évasées de manière à correspondre au grand diamètre de la caisse de la turbine ; ce sont les éléments porteurs de la charge principale de cette partie du stator de la turbine à gaz.

La structure de support du palier N. 2 se trouve dans le cylindre intérieur. L'espace annulaire conique séparant le cylindre externe du cylindre intérieur du corps de refoulement forme un diffuseur. Ce diffuseur convertit une partie de la vitesse de sortie du compresseur en pression supplémentaire.

Le corps de refoulement du compresseur contient les six autres clavettes (numérotées de dix à quinze), qui sont montées directement dans des rainures usinées dans les brides horizontales de raccordement de la moitié supérieure du corps. Ces clavettes servent également à empêcher les aubes du stator de tomber sur les rainures lors de l'inversement de la moitié supérieure du corps de refoulement pour le montage de la turbine.



Figure 3.8 : Ensemble corps compresseur modèle 5002 et rotor turbine HP.

d) Section de combustion

Après avoir été comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion, qui assure un apport d'énergie (thermique) très élevé.

Le système de combustion pour MS5002 se compose de douze chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement symétriques par rapport au plan vertical.

Dans chaque chambre, on trouve un tube à flamme (chemise de combustion), un chapeau, un injecteur de gaz et une pièce de transition. En plus des éléments cités précédemment, douze tubes d'interconnexion permettent la propagation de la flamme entre les douze chambres de combustion, deux bougies d'allumage pour amorcer la combustion, placées dans les tubes à flamme 1 et 12, et quatre détecteurs de flamme afin de confirmer la combustion dans les tubes à flamme 2, 3 et 10,11. L'air comprimé sortant du compresseur, entre dans la caisse de décharge qui soutient les douze chambres, sa direction change pour entrer dans l'espace annulaire se trouvant entre le couvercle de la chambre et le tube à flamme, d'où l'appellation de chambre de combustion à flux

inverse. Une partie de cet air soit 22% participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir le tube à flamme, et les 68% restant sont utilisés pour diluer les gaz très chauds (1800°C), afin d'abaisser leur température, qui ne doit pas dans notre cas dépassée les 950°C.

Après la dilution, les gaz chauds (air + gaz issus de la combustion) sont véhiculés à la première directrice au moyen des pièces de transition, qui transforment la forme cylindrique du parcours des gaz en une forme annulaire appropriée à la forme de la directrice.

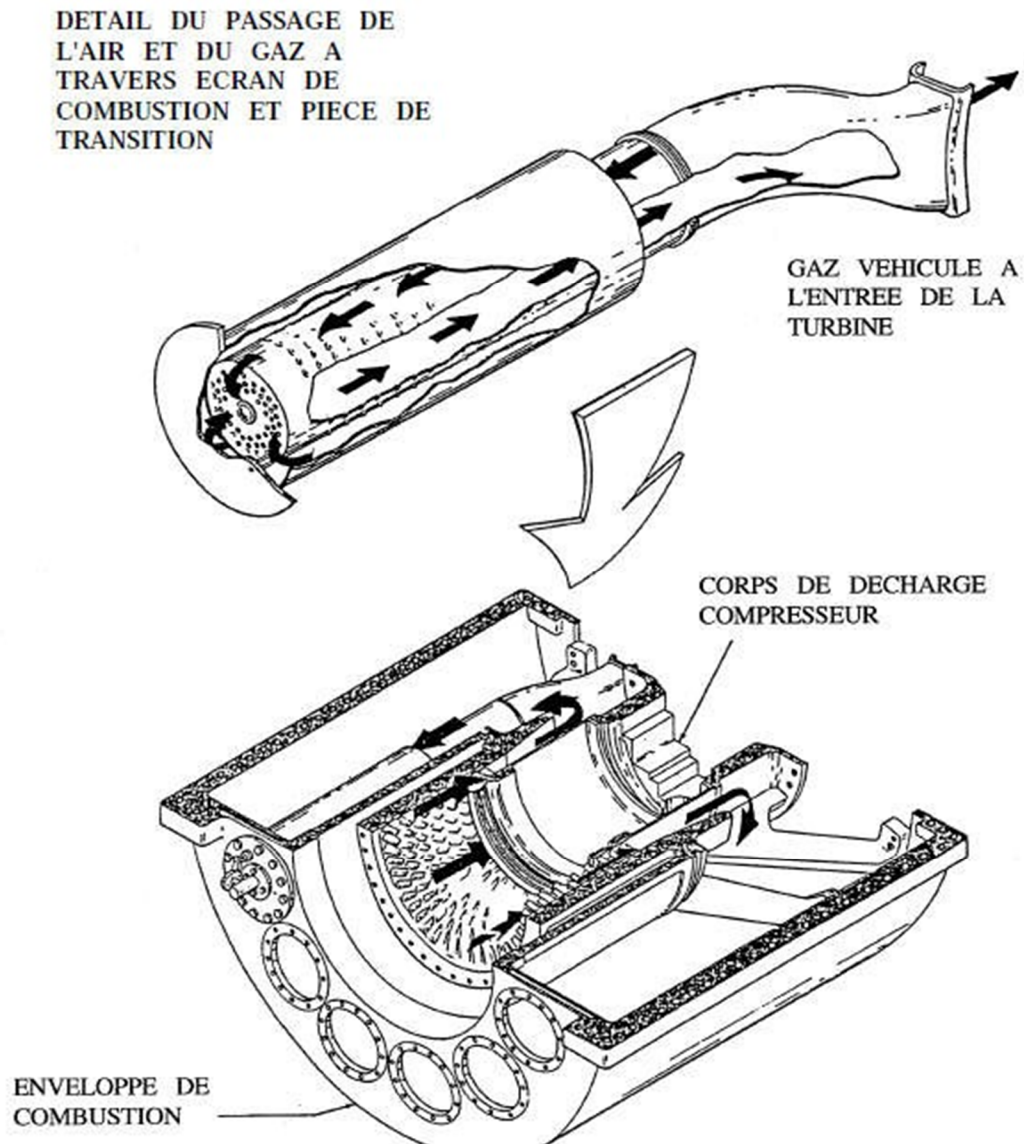


Figure 3.9 : Débit d'air et gaz à travers la section de combustion de la turbine à gaz.

- L'enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion et renferme les douze pièces de transition. C'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial et le transfère aux chambres de combustion. La moitié supérieure et la moitié inférieure de l'enveloppe sont montées autour de la partie arrière du corps de refoulement du compresseur. La plaque arrière de l'enveloppe de combustion est boulonnée à la bride verticale du corps de la turbine; la plaque avant est boulonnée à la bride arrière du corps de refoulement.

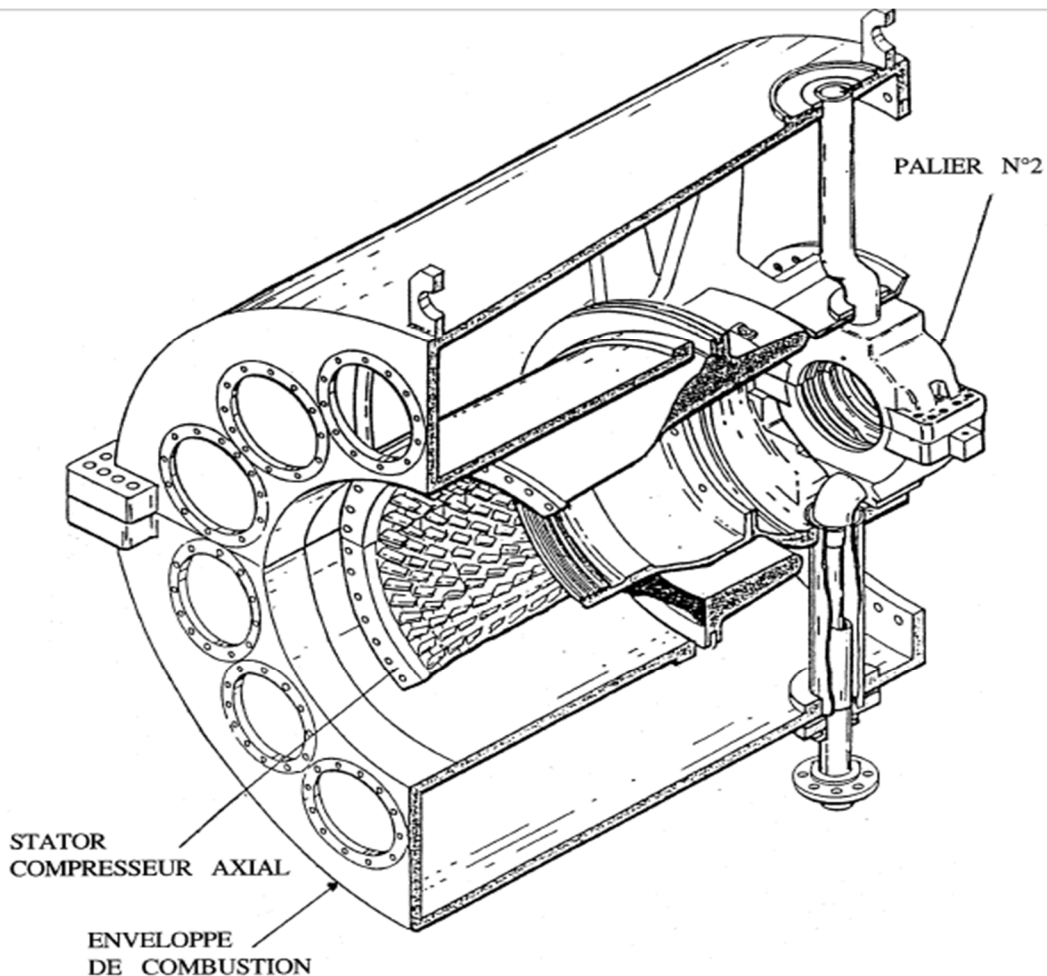


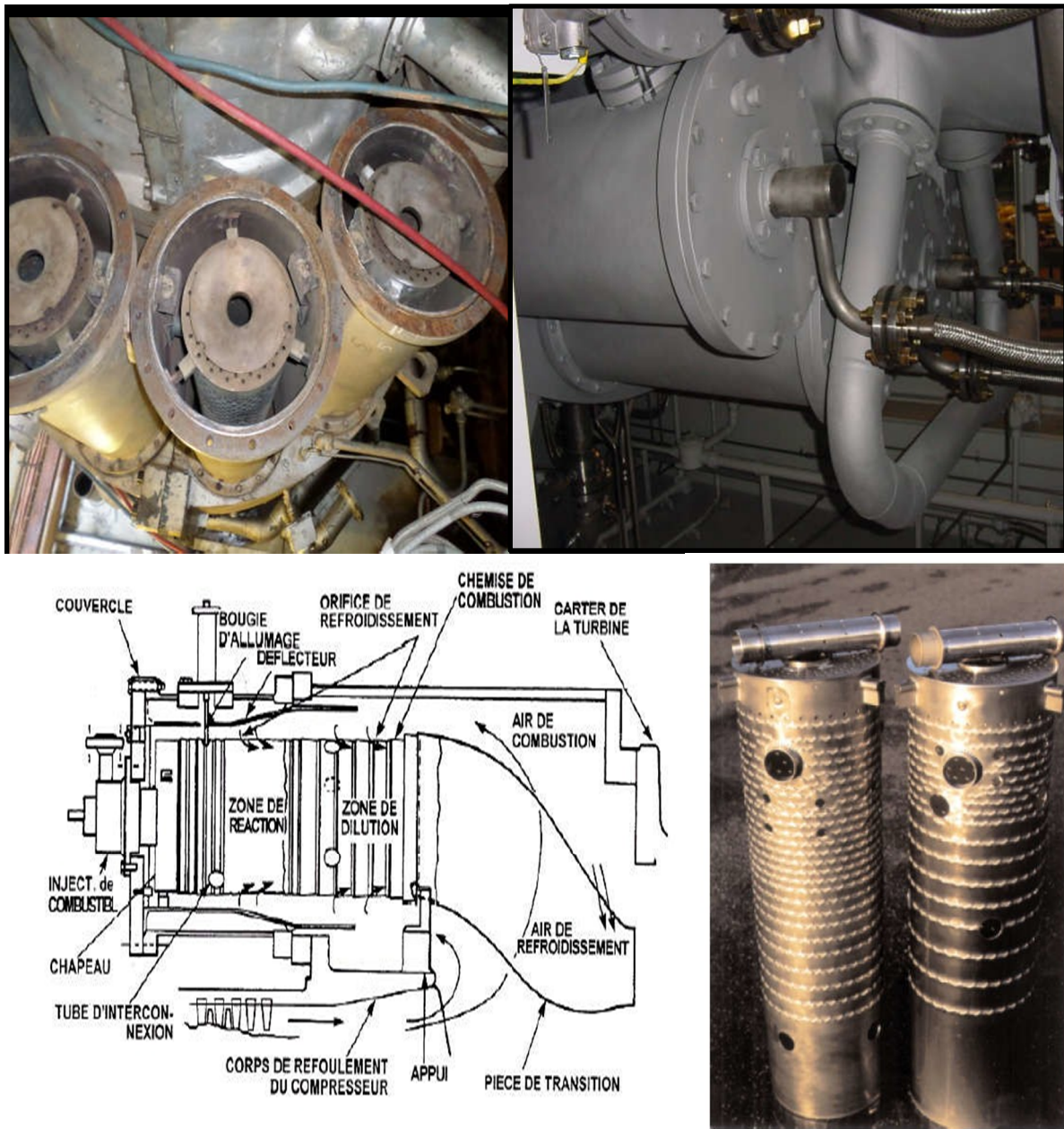
Figure 3.10 : Ensemble enveloppe de combustion corps de décharge compresseur et N°2 paliers.

- Chambres de combustion

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps relié par les tubes-foyers. Les ensembles chapeau-chemises se trouvent à l'intérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustible montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et les alimentent en combustible.

Ces corps sont numérotés de un à douze et peuvent être identifiés en regardant vers l'aval à partir de l'admission de la turbine et en comptant dans le sens inverse des aiguilles d'une montre à partir de la position de midi.

Pendant le service, l'air du compresseur va dans l'enveloppe de combustion et dans l'espace annulaire entre les chambres de la chemise et la paroi de protection. Cet air comprimé passe dans la chemise, s'y mélange avec le combustible et est allumé. Les gaz chauds qui en résultent descendent dans la chemise, puis dans la pièce de transition qui est fixée à la directrice de premier étage. Les détecteurs de flamme installés dans quatre des chambres envoient un signal au système de commande pour lui indiquer qu'il y a eu allumage.



GT25634

Figure 3.11 : Chambres de combustion.

- **Bougie d'allumage**

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par les bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion, (N. 9 et N. 10) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumage. Les autres chambres, sans bougies, sont allumées à travers les tubes foyers d'interconnexion.

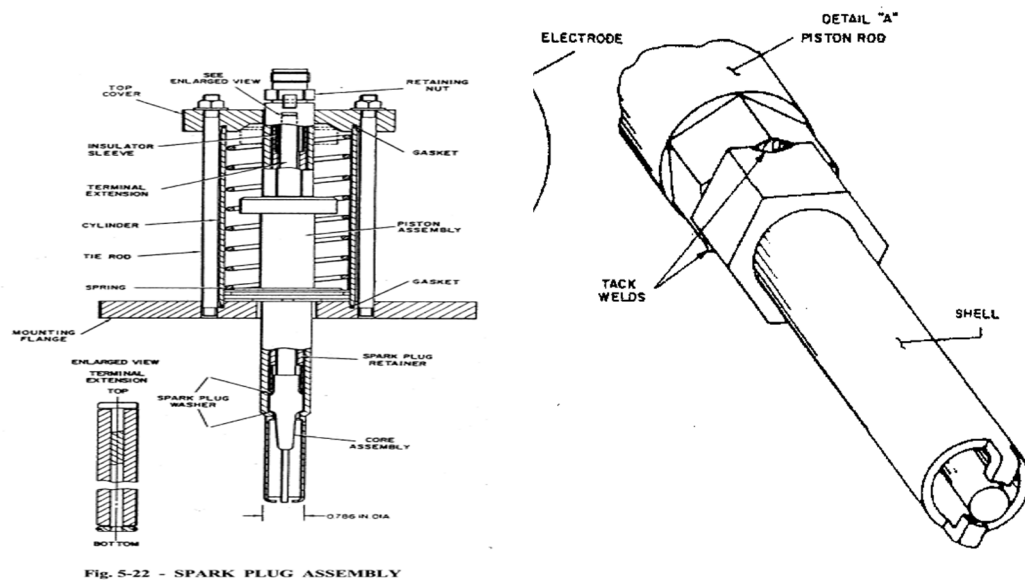


Figure 3.12 : Bougie d'allumage.

- **Détecteurs de flamme ultraviolets**

Pendant la séquence de lancement, il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande. Pour cette raison, un système de contrôle de la flamme est utilisé ; il comprend quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine.

- **Injecteurs de combustible**

Chaque chambre de combustion est pourvue d'un injecteur de combustible émettant une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux entre directement dans chaque chambre à travers des trous de mesure situés sur le bord extérieur de la plaque de turbulence. Quand le combustible liquide est utilisé, il est atomisé dans la chambre de turbulence de l'injecteur par l'intermédiaire d'air haute pression.

Le mélange air/combustible atomisé est vaporisé dans la zone de combustion. L'action de combustion causant une combustion plus complète et un fonctionnement sans fumée de l'unité.

Pour supplément d'informations à propos du fonctionnement et des inspections à effectuer sur les injecteurs de combustible et les autres systèmes de combustion, faire référence à la section entretien.

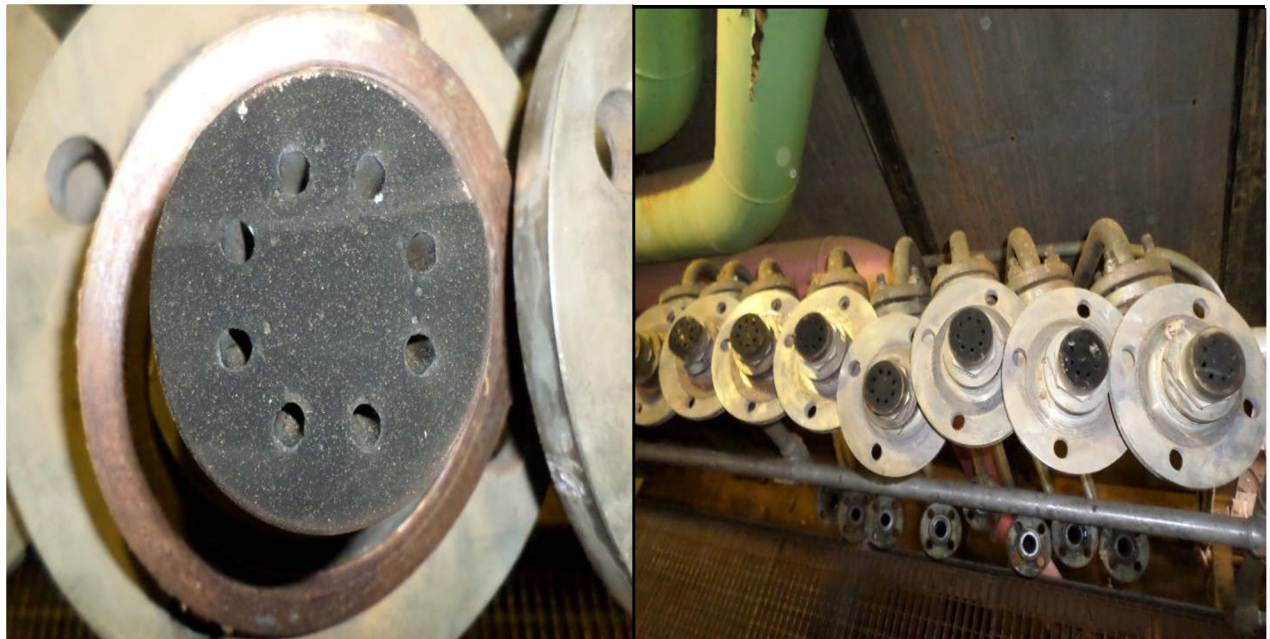


Figure 3.13 : Injecteur de gaz .

- Tubes-foyers

Les 12 chambres de combustion sont reliées entre elles par des tubes-foyers. Ces tubes permettent la propagation de la flamme venant des chambres allumées contenant les bougies aux chambres non allumées.



Figure 3.14 : Tubes-foyers.

e) Section turbine (détente)

Les gaz chauds comprimés, entrent dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire la première directrice, son rôle est de diriger les gaz chauds sur les aubes de la roue HP.

La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

La directrice se compose d'un ensemble d'éléments appelés segments, chaque segment regroupe trois compartiments ou aubes, ces segments sont placés l'un à côté de l'autre de telle façon qu'ils forment un anneau permettant d'orienter et d'accélérer les gaz. La roue de turbine HP, se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couples; elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières.

En plus, cette forme permet de créer une zone de turbulence entre la tête de l'aube et l'anneau du stator environnant pour empêcher le gaz de passer à travers, ces aubes sont placées sur la circonférence de la roue (disque).



Figure 3.15 : Caisse turbine.

La roue HP est liée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP fait tourner le compresseur axial (autonomie), ce rotor est supporté par deux paliers lisses, l'un avant le compresseur et l'autre avant la roue HP.

Une deuxième détente a lieu dans la roue BP. Les gaz sortant de la roue HP traversent une deuxième directrice pour la conversion d'une partie de leurs énergies thermiques et de pression en une énergie cinétique servant à faire tourner la deuxième roue de turbine. Les deux arbres sont indépendants, et les gaz sortants de la roue HP sont véhiculés dans le diaphragme pour atteindre la roue BP.

Du fait que les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans la roue HP, la deuxième roue de turbine a un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur Flexion.

Les gaz quittant la roue LP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas, où la variation du couple s'effectue grâce à la directrice à aubes variables (deuxième directrice). La deuxième roue est aussi supportée par deux paliers lisses, un après la roue et le deuxième avant la charge.

Un palier de butée pour résister contre la poussée axiale et limiter la position axiale du rotor pour éviter le frottement avec les pièces du stator lors de fonctionnement et il est placé du côté du premier palier porteur, il est de type à patins.



Figure 3.16 : Rotor BP.

f) Section échappement

Dans la section d'échappement, des gaz qui ont été utilisés pour entraîner les roues de turbine sont dirigés et libérés dans l'atmosphère. Un des composants du système est le plénum d'entrée, sur lequel sont montés verticalement un joint de dilatation et un conduit de transition, s'étendant sur le côté de la base de la turbine.

Une section silencieuse est installée entre le conduit de transition et le système du conduit d'échappement.

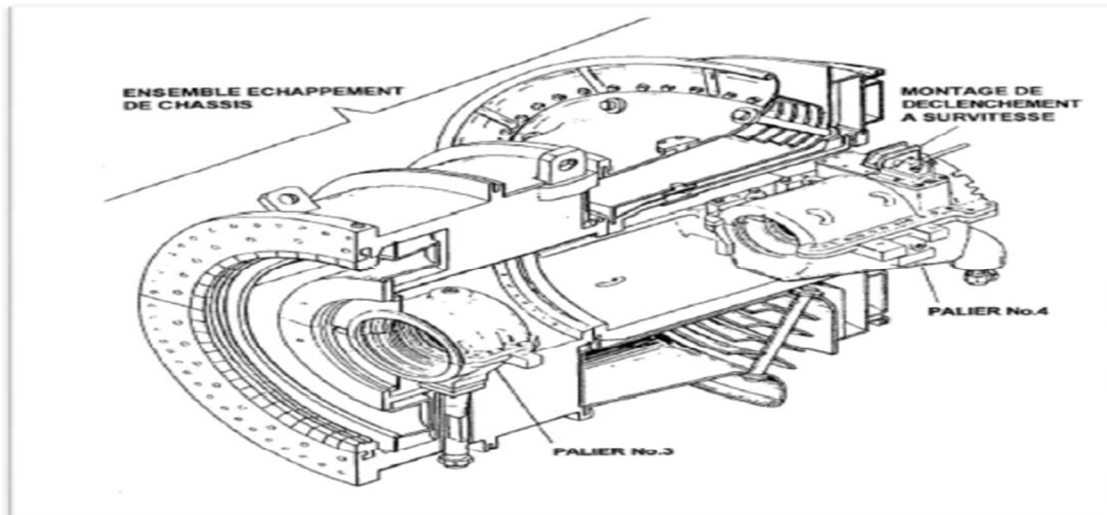


Figure 3.17 : Disposition caisse échappement et palier.

3.3 Compresseur centrifuge BCL606/A

3.3.1 Description du compresseur centrifuge

Les compresseurs installés au niveau de SBC sont des compresseurs centrifuges fabriqués par le constructeur NUOVO PIGNONE et répertoriés par une série de lettres majuscules et de numéros.

Les lettres majuscules indiquent les caractéristiques du corps (par exemple, les lettres BCL indiquent un compresseur ayant un corps ouvert verticalement : corps du type en forme de barrel).

Les numéros placés après les lettres indiquent le diamètre nominal et le nombre des roues.

Par exemple, un compresseur ayant un corps à division verticale à un étage de compression et un rotor avec sept roues de diamètre nominal de 300 mm, est Indiqué par le sigle BCL307.

Quand le compresseur comporte deux étages de compression, la désignation est précédée par le numéro 2. Par exemple, la désignation 2BCL 408 indique un compresseur ayant le diamètre nominal de 400 mm avec deux étages de compression, un corps à division verticale, et un rotor avec huit impulsers.

Toute éventuelle lettre majuscule (A, B, C, D) placée après les numéros du sigle indique que la pression de projet du corps est supérieure au standard. Les compresseurs de type BCL et 2BCL a été conçu expressément pour comprimer les gaz à haute pression. La station boosting centre (SBC) possède 09 compresseurs **BCL606/A**

A	B	C	D	E	F	G
2-3	M	C	L	45	7	A (200 bar)
D	B	C	L	30	6	B (350 bar)
	P	C	L	100	2	C (500 bar)
	S	R	L	60	3	D (700 bar)
						E (>700 bar)

Tableau 3.1 : Compresseur centrifuge NUOVO PIGNON

A - l'indice "2" (index 2") ou "3" est attribué au numéro (nombre) d'admission- "D" des stands (positions) pour l'admission double avec la condition égale.

B – Type du corps (casing) M = milieu Split B = met en barrel P = pipeline

S = volute seule (simple)

C –Type d'impulseur C = fermé R = ouvert

D – Type de diaphragme L = libre tourbillon (free vortex)

E – Diamètre de roue

F –Nombre de roue

G – La classe du corps - évalue la pression (pour BCL seulement).

Chaque compresseur centrifuge est identifié par une étiquette. L'étiquette est divisée en deux parties littérale et numérique. Les deux parties de l'étiquette fournissent seulement des informations générales au sujet de la machine. La partie littérale fournit des informations sur l'enveloppe, la roue et le type de diffuseur, et la partie numérique représente le nombre d'aspiration et le diamètre moyen de la roue et nombre des impulseurs.

Tableau 3.2 : Exemple compresseur 2BCL408

2 B C L 408					
2	B	C	L	400	8
02 aspirations	Barrel	Impulseur fermé	Représente la forme de de diffuseur (Free vortex)	400 mm diamètre moyen d'impulseur	Nombre des impulseurs (08)

3.3.2 Compresseur centrifuge BCL606/A présentation :

Le compresseur centrifuge **BCL606/A** à étage de compression et de dimension nominale de 600 mm, a un arbre à six impulseurs. Les brides d'aspiration et de refoulement de ce compresseur sont tournées vers le haut.

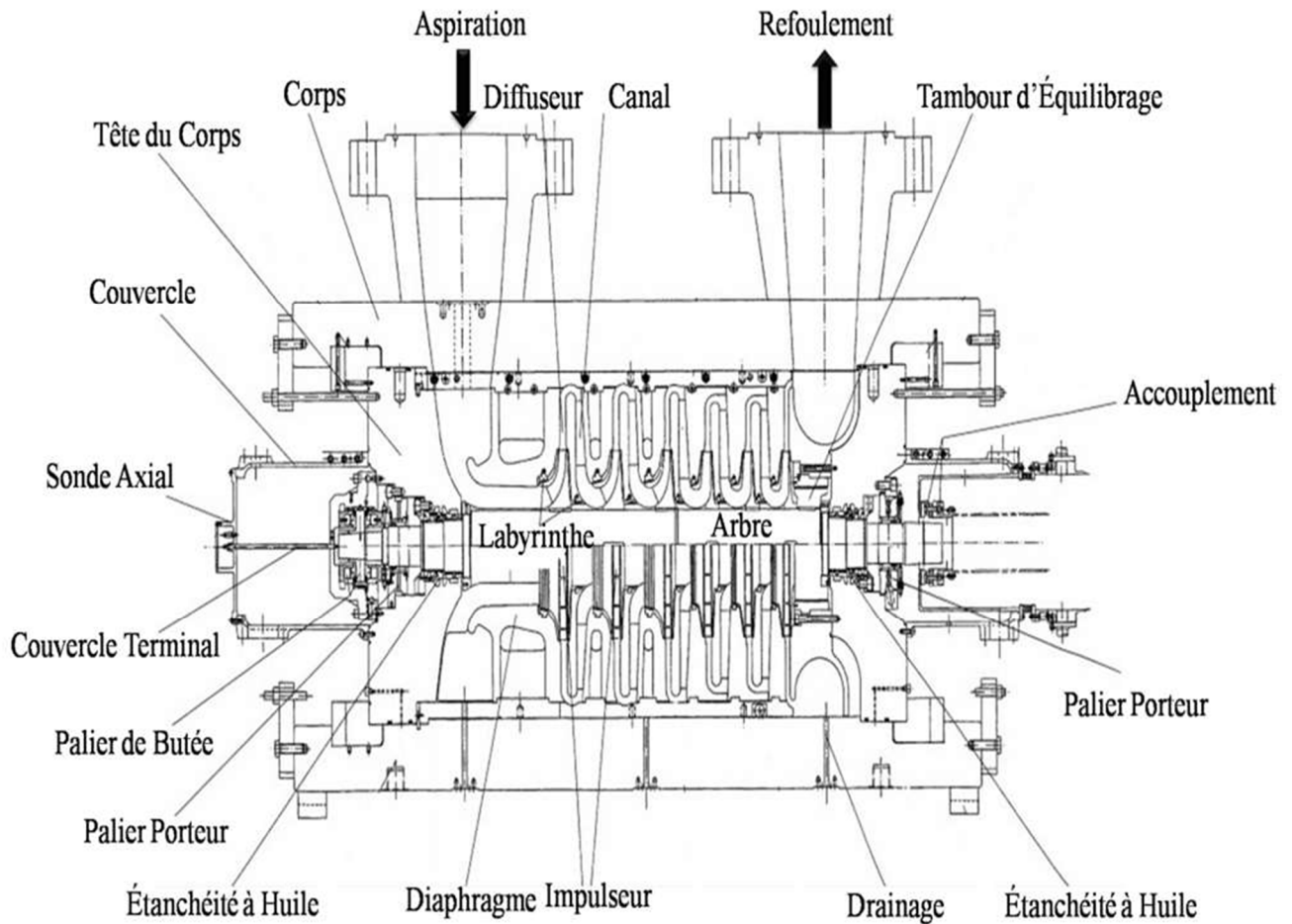


Figure. 3.18 : Compresseur centrifuge BCL606/A.

3.3.3 Principe de fonctionnement

Le carter du compresseur BCL est en forme de tonneau fermé aux extrémités par deux brides verticales. L'ensemble des diaphragmes, monté autour du rotor, constitue le composant statorique des étages de compression. Les enceintes de diffusion sont constituées par des passages annulaires à travers les diaphragmes ; c'est là que l'énergie cinétique à la sortie des roues ou impulseurs est convertie en pression. Les passages annulaires forment également les canaux de retour qui acheminent efficacement le gaz dans l'œil des roues ou impulseurs. Les étanchéités à labyrinthe sont installées dans les diaphragmes dans le but de minimiser les fuites de gaz provenant des zones de refoulement et d'aspiration des impulseurs. L'impulseur est la partie du compresseur centrifuge qui augmente la vitesse du gaz. Pendant le fonctionnement du compresseur, le rotor est soumis à une poussée axiale dirigée vers le côté d'aspiration, cette poussée est produite par la différence de pression agissant sur le couvercle et sur le disque des impulseurs. La poussée est presque totalement équilibrée par le tambour d'équilibrage, la poussée résiduelle est absorbée par le palier de butée.

3.3.4 Définition du compresseur centrifuge BCL606/A

C'est une machine qui sert à élever la pression du gaz qui la traverse. Le gaz entrant à l'aspiration reçoit une quantité d'énergie de la part des roues ; un pourcentage de cette énergie étant transformé en une augmentation de pression directement dans les roues et le reste dans la partie statorique (diffuseur).

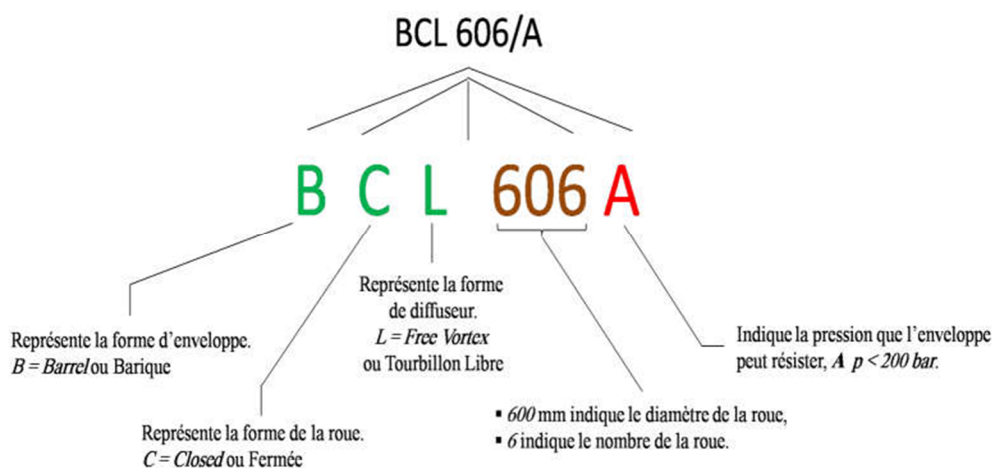


Figure 3.19 : Explication de référence BCL606/A.

3.3.5 Constitution du compresseur centrifuge

Le compresseur comprend principalement un ensemble statorique et un ensemble rotorique :

a) L'ensemble statorique comprend :

- **Un corps BCL** : Il est en forme de barillet et fermé aux extrémités par une bride en forme d'entonnoir (tête de corps).



Figure 3.20 : Le corps de compresseur en forme de barillet (Partie inférieure).

- **Tête de corps** : (brides de tête) Elle est usinée avec précision pour l'assemblage optimum, cette bride est installée à l'extrémité du corps contient les logements des supports du rotor et les logements des étanchéités d'extrémité, cette dernière ayant la fonction d'empêcher les pertes de gaz du corps.

- **Diaphragme** : Les diaphragmes constituent le profilage fluo dynamique de la partie fixe de compresseur, Ils sont divisés en quatre types : d'aspiration, intermédiaires, entre étage et de refoulement.

- Le diaphragme d'aspiration à la tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue, en cas où le réglage du débit du compresseur serait effectué moyennant des aubes variables, qui sont commandées de l'extérieur. Ce réglage est obtenu en modifiant l'angle d'arrivée du gaz à la roue.

- Les diaphragmes intermédiaires ont la double tâche de former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression et le canal de retour. Pour diriger le gaz à l'entrée de la roue suivante, les diffuseurs peuvent être de type à vortex libre ou à aubes. Ces derniers, d'un côté, améliorent le rendement de la transformation et de l'autre réduisent l'élasticité de la machine.

- Les diaphragmes de refoulement forment le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.
- Les diaphragmes entre étages séparent les refoulements des deux étages dans les compresseurs à roues opposées. Chaque diaphragme contient des anneaux en labyrinthe qui servent d'étanchéité sur le contre-disque de la roue, et sur les douilles intermédiaires pour éviter les fuites d'un étage à l'autre.



Figure 3.21 : L'ensemble des diaphragmes Compresseur

- 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 des zones de refoulement et d'aspiration des roues ou impulseurs.

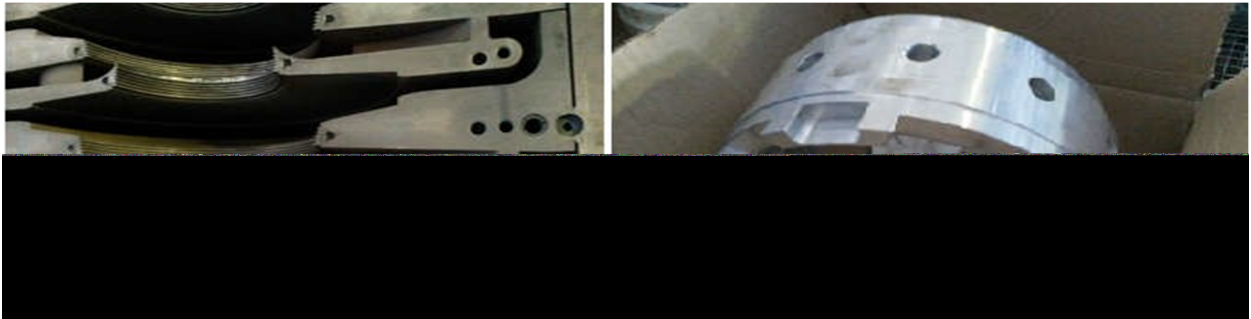


Figure 3.22 : Labyrinthe d'étanchéité (Labyrinthe de rotor et Labyrinthe d'extrémité).

- *Les bagues d'étanchéité (joints o-ring)* sont installées dans des rainures sur le pourtour du contre-corps et empêchent toute fuite de gaz vers des zones à pression inférieure.

b) L'ensemble rotorique comprend :

- **Les impulseurs** qui sont de type fermé avec des aubages tournés vers l'arrière, montés à chaud et clavetés sur l'arbre augmentant la pression du gaz. Avant d'être monté sur l'arbre, chaque impulseur est soumis à un équilibrage dynamique et à un essai de survitesse supérieure de 15% à la vitesse maximale continue.

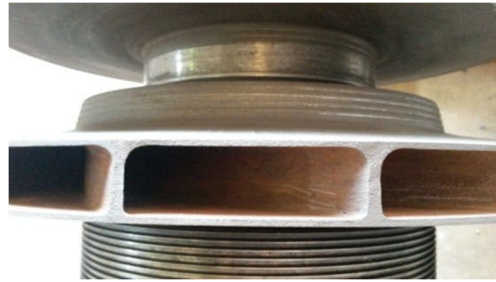


Figure 3.23 : L'impulseur.

- **la roue :** C'est la partie du compresseur centrifuge qui augmente la vitesse du gaz. Les roues sont de type fermé, montées à chaud et clavetées sur l'arbre. Constituées de deux disques (disque et contre disque) unis par des aubes inclinées vers l'arrière et fraisés sur le disque.

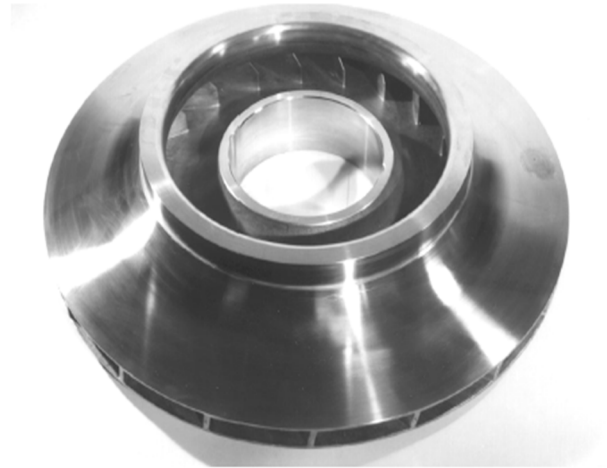


Figure 3.24 : Roue compresseur centrifuge.

- L'arbre est la partie tournante sur laquelle sont montés les impulseurs et les bagues d'écartement.



Figure 3.25 : Rotor du compresseur centrifuge.

- **Les écartements (espaceurs) :** montés à chaud sur l'arbre positionnent les impulseurs en direction axiale et protègent les sections de l'arbre, qui se trouvent entre les impulseurs, du contact avec le gaz.

- **Le tambour d'équilibrage :** C'est un disque gabarié, monté à chaud sur l'extrémité de l'arbre adjacent à la roue du dernier étage, équilibrant considérablement la poussée axiale dirigée du côté de l'aspiration sans pour autant l'équilibre entièrement. La poussée résiduelle est

absorbée par le palier de butée assurant ainsi l'immobilité du rotor en direction axiale. Après avoir monté le tambour, le rotor sera à nouveau soumis à l'équilibrage dynamique.



Figure 3.26 : Le tambour d'équilibrage.

- **Accouplement d'entraînement**

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur.

L'accouplement est fait au moyen d'un multiplicateur de vitesse.

Il est de type denté à graissage continu à l'huile.



Figure 3.27 : Accouplement d'entraînement

- **Collet du palier de butée :** Le collet est construit en acier au carbone type C 40. Il est monté hydrauliquement par ajustement forcé.

- **Douilles intermédiaires :**

Elles sont des manchons positionnés entre les roues. Elles ont un double but, le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs, l'autre est de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre.

Douilles sous les garnitures d'étanchéité à huile : Elles sont d'acier au carbone revêtu de matériau de dureté élevée type *colmonoy*. Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et les rayures éventuelles et en outre, elles peuvent être remplacées facilement.

- Paliers

- Les paliers porteurs et butés sont du type à graissage forcé. Ils sont logés dans les brides de têtes (flasques). Le palier de butée est situé à l'extérieur par rapport aux paliers porteurs et du côté opposé à celui où est monté l'accouplement.

- **Paliers porteurs (radiaux)** : Ce sont des paliers lisses et ils positionnent radialement le rotor à l'intérieur du stator et doivent supporter le poids du rotor, ils peuvent accepter des pressions spécifiques jusqu'à 20 bars.

- **Les paliers radiaux** : Ils peuvent être des patins pivotants comprenant une coquille d'acier (cage du coussinet), de semelles ou des paliers à patins oscillants, possédant une bonne capacité d'amortissement jusqu'à 130°C. Ils sont équipés de thermocouples et ils supportent la résistance permettant de mesurer la température de surface du métal blanc.

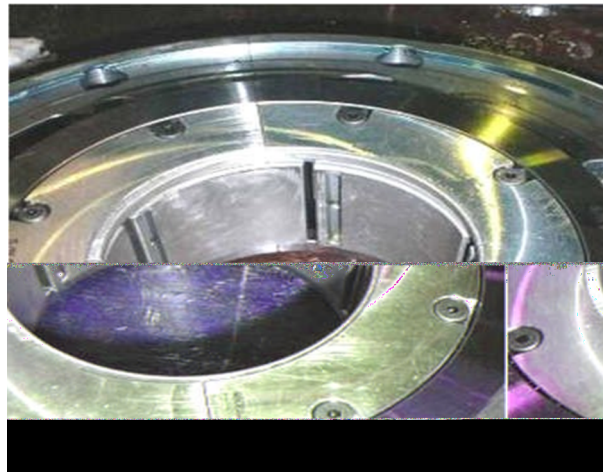


Figure 3.28 : Palier porteurs.

- Palier à butée

Le palier à butée, monté sur l'une des extrémités du corps, est à double action (effet). Il est logé sur les deux côtés du collet de butée du rotor.

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

Il est muni d'une bande élastique de raclage d'huile (Oil Control Ring ou O.C.R) afin de minimiser toute perte de puissance due à la turbulence de l'huile dans la cavité du palier à cause de la haute vitesse de fonctionnement. Dans d'autre cas, un anneau porte-palier forme une chambre annulaire autour du collet ayant ainsi la fonction d'O.C.R.

A l'extérieur du palier est montée une bague ayant un trou calibré dont le but est de régler la qualité d'huile pour le graissage. Les diamètres des paliers employés par Nuovo Pignone vont de 4 à 12 pouces.

Les limites dans le choix du palier à employer sont imposées par la vitesse périphérique du collet qui ne peut pas dépasser 190m/s et par la charge sur le palier, qui ne doit pas dépasser 50 de la valeur maximale déclarée par le constructeur.

Les garnitures d'étanchéité à l'huile sont constituées d'une mince couche de métal blanc, ou de métal blanc sans cuivre lorsque ce dernier est incompatible avec le gaz comprimé.



Figure 3.29: Palier à butée.

3.3.6 Système d'étanchéité

- Garnitures à labyrinthes

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

Ces garnitures sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter l'endommagement de ce dernier en cas de contact accidentel. Les garnitures peuvent être extraites aisément, le nombre des lames et le jeu dépendent des conditions de fonctionnement. Les garnitures à labyrinthes sont en alliage d'aluminium recuit.

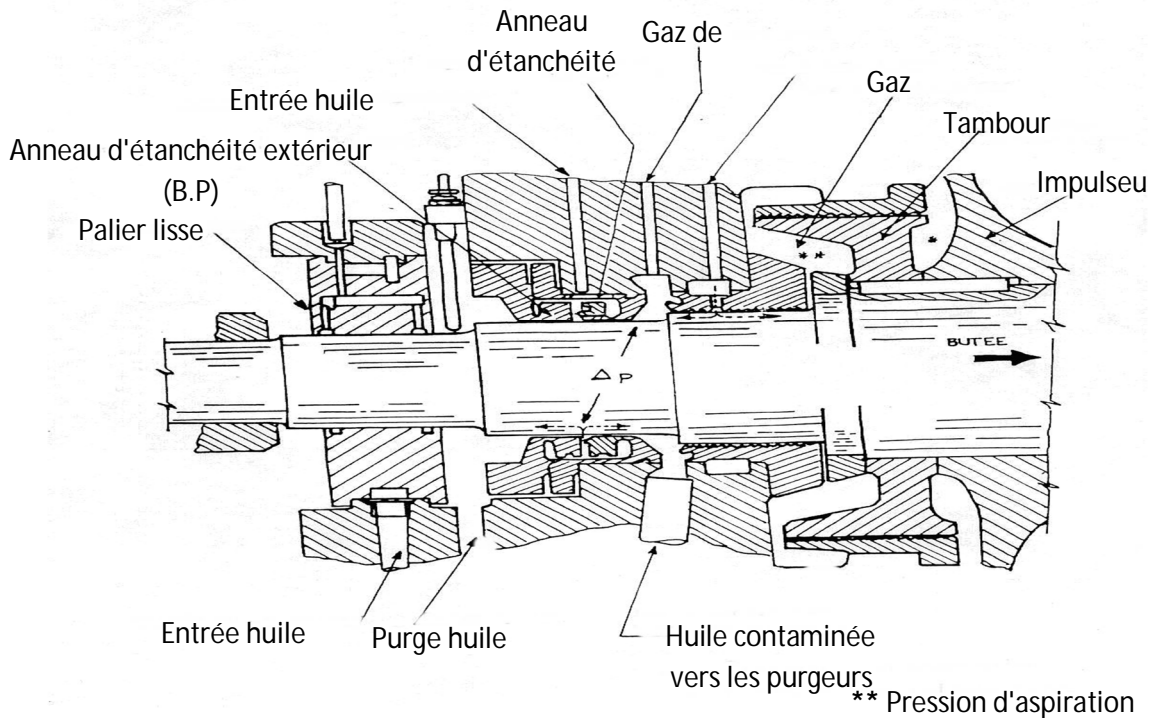


Figure 3.30 : Système d'étanchéité sur l'arbre.

Les garnitures d'étanchéité à l'huile sont constituées de deux anneaux (bagues) flottants (de haute pression de côté H.P. et basse pression du côté B.P) revêtus à l'intérieur de métal anti-frottement l'huile d'étanchéité, à une pression légèrement supérieure à celle de gaz, arrive dans l'espace annulaire compris entre les deux bagues et passe dans l'espace annulaire laissé par le jeu entre les bagues et l'arbre.

L'huile qui est échappée du côté basse pression revient dans le réservoir et ensuite elle est réintroduite dans le système ; l'huile sortie du côté haute pression est purgée par deux purgeurs automatiques.

L'entrée d'huile dans le gaz est empêchée par une large garniture à labyrinthe entre les garnitures d'étanchéités à huile et l'intérieur du compresseur et pourvue de chambres intermédiaires d'équilibrage de la pression.

Les garnitures d'étanchéité à huile sont constituées d'une bague de support en acier au carbone revêtue d'une mince couche de métal blanc.

-circuit d'étanchéité à l'huile :

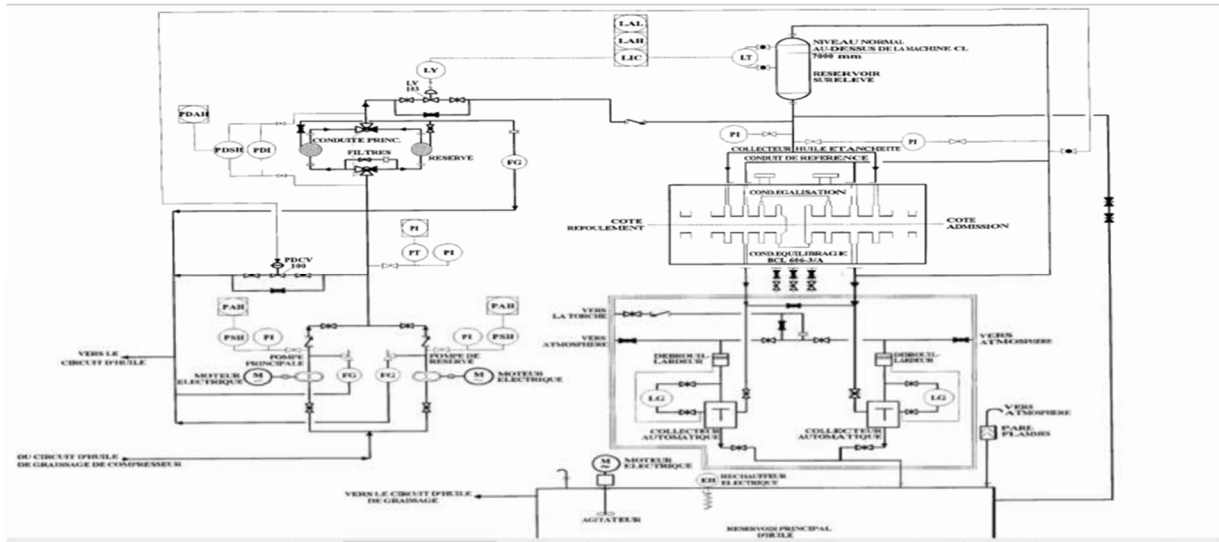


Figure 3.31 : Schéma simplifié à gaz d'étanchéité.

- Circuit de l'huile de graissage : Le bon fonctionnement du compresseur nécessite l'apport d'une quantité d'huile suffisante pour évacuer la chaleur dégagée par frottement et pour éviter le contact métal, dont le but d'éviter l'usure des paliers et de la butée.

Le système d'huile de lubrification est composé d'un réservoir, d'un filtre, d'un aérateur-refroidisseur, d'une vanne de régulation de pression et d'autres accessoires de sécurité et de régulation.

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

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

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

Un réservoir de secours en cas d'urgence est monté à trois (03) mètres au-dessus de l'axe du compresseur, dont sa taille est calculée pour assurer l'alimentation d'huile suffisante en cas de défaillance dans le système principal d'huile de lubrification ou en cas de coupure de courant électrique.

4.1 Etude thermodynamique de la compression du gaz

D'après la thermodynamique, la quantité d'énergie fournie au gaz à savoir le travail " dW " et la quantité de chaleur " dQ " peuvent être exprimées par la variation de l'enthalpie " dh " et celle de l'énergie cinétique " $d(\omega^2/2)$ " pour l'unité de masse " $m = 1\text{kg}$ ".

$$dW + dQ = dh + d\left(\frac{\omega^2}{2}\right) \text{ En [J/kg]} \quad (4.1)$$

ω : Vitesse de lumière angulaire du gaz en [rad/s]

Cette équation représente une des formes de l'équation du premier principe de la thermodynamique relatif à l'écoulement du gaz.

La chaleur est toujours négative pour les compresseurs et la vitesse ($d\mathbf{v} = \mathbf{0}$) car les vitesses du gaz à l'entrée et la sortie d'un compresseur sont approximativement égales et le travail nécessaire à la compression du gaz peut être calculé de la forme suivante :

$$\text{On a : } d(\omega^2/2) = 0$$

Et donc :

$$1) \quad du = dw + dq \quad (4.2)$$

$$2) \quad dw = du - dq \quad (4.3)$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes (t, s), permet de déterminer la variation de l'enthalpie ($h = h_2 - h_1$) dans le compresseur.

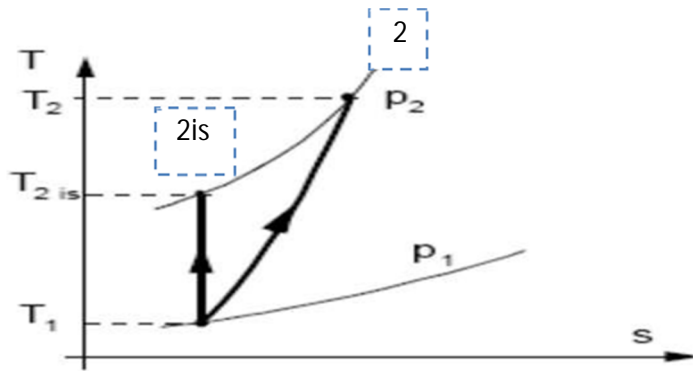


Figure 4.1 : Diagrammes (T, s).

- la compression adiabatique réversible dans un compresseur idéal sans perte d'énergie est représentée par la droite (1-2) parce que dans ce cas ($Q = 0$) et la variation de l'enthalpie h ,

$(S_2 - S_1 = 0)$.

$\Rightarrow h = W$

compression

$$\eta_c = \frac{\Delta w_{Tis}}{\Delta w_T} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1}$$

- la compression réelle sans refroidissement à lieu suivant la courbe (1-3) et elle est toujours accompagnée des pertes h_p ainsi que l'augmentation de l'enthalpie et ($dS > 0$).
- la compression avec refroidissement (1-4) pour laquelle d'après l'équation (2) $h = W - Q$.
- pour les gaz parfaits h se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante C_p .

$(W = \Delta h = C_p (T_2 - T_1))$ (4.3)

Où :

- T_1 : température d'aspiration
- T_2 : température de refoulement

Il est plus commande parfois d'analyser le fonctionnement des compresseurs à l'aide d'un diagramme (p, V) parce que l'aire dans ce diagramme correspond à la valeur du travail.

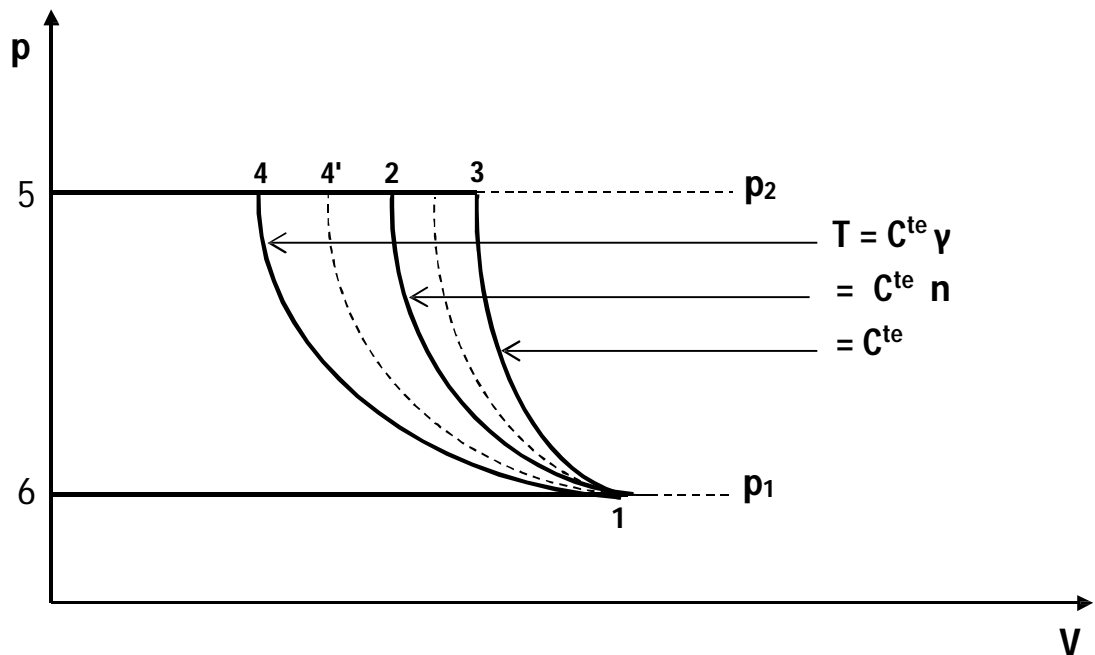


Figure. 4.2 : Diagrammes (p, V).

Afin d'exprimer le travail **W** en fonction de la pression **p** et du volume spécifique du gaz (**V**) on doit utiliser la relation pour l'enthalpie.

D'où
$$h = U + pV \tag{4.4}$$

$$dh = du + pdV + Vdp \tag{4.5}$$

D'après l'équation du premier principe de la thermodynamique pour un système à volume variable telle que ($dp = 0$) ; pression constante.

On a :
$$dQ = dU + pdV \tag{4.6}$$

En rapportant (4.5) et (4.6) à (4.1) nous obtenons :

$$dW = Vdp \tag{4.7}$$

$$W = \int Vdp \tag{4.8}$$

Et donc le travail est représenté dans le diagramme (p - V) par l'aire qui est limitée par la courbe de transformation thermodynamique.

- pour la compression adiabatique (1-2) le travail (W) correspond à l'aire (1-2-5-6-1) qui se trouve entre l'adiabatique (1-2) avec l'exposant adiabatique ($\gamma = cst$) et les deux droites (1-6) et (2-5).

La compression réelle accompagnée des pertes interne est effectuée avec l'exposant polytrophique.

La compression isothermique est représentée par l'isotherme (1-4).

4.1.1 Travail de compression des gaz :

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la compression adiabatique sans refroidissement du corps de la machine, le travail adiabatique peut être calculé à partir de l'expression (4.3) pour les gaz parfaits.

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

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} \tag{4.9}$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on a :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma - 1 / \gamma)} \tag{4.10}$$

En remplaçant l'équation (4.10) dans l'équation (4.3) on trouve :

$$W_{ad} = z \cdot c_p \cdot T \left(\varepsilon^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} - 1 \right) \tag{4.11}$$

C_p : peut être calculé à partir de l'équation de MAYER:

$$C_p - C_v = R$$

R : constante universel gaz parfait en [kJ / kg.°k]

$$\text{Et } \gamma = \frac{C_p}{C_v} \tag{4.12}$$

$$C_p = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot R \quad (4.13)$$

En remplaçant l'équation (13) dans (11) on trouve :

$$W_{ad} = (\gamma / \gamma - 1) \cdot z \cdot R \cdot T_1 \left(\varepsilon^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1 \right) \quad (4.14)$$

Cette équation permet de calculer le travail adiabatique de la transformation réversible et sans pertes internes dit: " Travail isentropique ".

En remplaçant l'exposant adiabatique γ par l'exposant polytropique " n " on peut utiliser toutes les équations adiabatiques pour calculer les transformations polytropiques. Il en ressort que le travail polytropique d'une transformation réversible sans pertes d'énergie avec ($n = \mathbf{var}$) se calcule à partir de l'équation:

$$W_p = \left(\frac{n}{n - 1} \right) \cdot z \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\varepsilon^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} - 1 \right) \quad (4.15)$$

Le travail adiabatique réel W_r d'une transformation irréversible avec ($n = \mathbf{var}$) suivant l'expression (3) est égal à:

$$W = c_p (T_{2r} - T_1) \quad (4.16)$$

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

Si l'on sait que l'exposant ($n = \mathbf{c}^{\text{te}}$) du polytrope (1-3) (fig.2) qui passe par le point 3 correspond à la compression réelle nous pouvons écrire:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\varepsilon^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} \right) \quad (4.17)$$

Rapportant les équations (13) et (17) à l'équation (16) on obtient:

$$W_r = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot Z \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\varepsilon^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} - 1 \right) \quad (4.18)$$

4.1.2 Rendement thermodynamique d'un compresseur :

Afin de calculer le travail réel W_r nécessaire à comprimer (**1kg**) de gaz, on utilise un des rendements thermodynamiques du compresseur:

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{W_r} \quad (4.19)$$

W_{th} : travail thermodynamique du compresseur $(n-1)$

Il doit être adapté selon les particularités de la compression réelle. Pour les turbocompresseurs qui sont souvent dépourvus de refroidissement du corps, on emploie généralement le travail adiabatique W_{ad} et le rendement adiabatique.

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} \quad (4.20)$$

$$\eta_{iso} = \frac{W_{is}}{W_r} \quad (4.21)$$

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r} \quad (4.22)$$

Ce rendement polytropique ne tient pas compte exactement des pertes réelles mais il caractérise seulement la différence entre le travail réel et le travail thermodynamique avec ($n=c^{\text{te}}$).

Des relations (11), (16) et (20) pour les compresseurs sans refroidissement on a:

$$\eta_{ad} = \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{T_{2r}}{T_1} - 1 \right)^{-1} \quad (4.23)$$

D'après : (15), (18) et (22):

$$\eta_p = \left(\frac{n}{n-1} \right) \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \quad (4.24)$$

Dans le pratique l'exposant polytropique n'est pas connu et il doit être remplacé par le taux de compression et la température réelle de refoulement T_{2r} à aide de la relation (17) on tire :

$$\frac{n}{n - 1} = \frac{\log \frac{\varepsilon}{T_r}}{\log \frac{T_a}{T_r}} \quad (4.25)$$

$$\eta_p = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left(\frac{\log \frac{\varepsilon}{T_r}}{\log \frac{T_a}{T_r}} \right) \quad (4.26)$$

4.2 Calcule thermodynamique

Ce calcul thermodynamique des compresseurs centrifuges peut être effectué aussi bien pour le compresseur en projet que pour les machines en service.

Pour les machines en marche le calcul de vérification sert à justifier les choix initiaux par rapport au taux de compression et au débit.

4.2.1 Les données de départ

a)-Paramètres de fonctionnement du compresseur

- Pression d'aspiration $P_a=56$ bars
- pression de refoulement $P_r=100$ bars
- température d'aspiration $T_a=56^\circ\text{c}$
- température de refoulement $T_r=113^\circ\text{c}$
- nombre des roues $i=6$
- le débit massique $Q_m= 659710$ kg/h
- la vitesse de rotation de compresseur 99%

b)-Caractéristiques des composants du gaz

Tableau 4.1 : Caractéristiques des composants du gaz.

Désignation a symbole des composants	Concentration moléculaire X%	Masse molaire (μ) KG/K mol	La masse de composant $= X_i * \mu_i$	Chaleur spécifique a pression constante C_p (J/Kg°k) 50°C – 60°C	la concentration molaire $g_i = \frac{X_i * \mu_i}{\mu_{mél}}$	$C_{pi} * g_i$	Température critique T_{cr} (K)	Pression critique P_{cr} (bar)
H2O	0,5836	18,0153	0,10513729	1480	0,00540564	8,00034332	646,995	221,2
N ₂	5,6582	28,0134	1,5850542	1040	0,08077547	84,0064888	126,3	33,92
CO ₂	0,2159	44,0095	0,09501651	929	0,00484211	4,49832019	304,3	73,84
CH ₄	81,8910	16,0425	13,1373637	2 371	0,66948924	1587,35899	191,2	46,41
C ₂ H ₆	7,7498	30,069	2,33028736	1 903	0,11875307	225,987092	305,7	48,94
C ₃ H ₈	2,1325	44,0956	0,94033867	1 834	0,04792032	87,8858669	369,75	42,57
iC ₄ H ₁₀	0,3746	58,1222	0,21772576	1879	0,01109546	20,3490736	408,3	36,48
nC ₄ H ₁₀	0,6348	58,1222	0,36895973	1 867	0,01880245	34,4836933	425,3	37,97
iC ₅ H ₁₂	0,1615	72,1488	0,11652031	1851	0,00593796	10,8902186	460,7	33,3
nC ₅ H ₁₂	0,1999	72,1488	0,14422545	1 839	0,00734983	13,4795882	469,7	33,75
C ₆ H ₁₄	0,1888	86,1754	0,16269916	1 832	0,00829126	15,2061708	507,8	29,9
NC ₇ H ₁₆	0,0866	100,2019	0,08677485	1 948	0,00442211	8,11014974	540,6	27,4
NC ₈ H ₁₈	0,0553	114,2285	0,06316836	1 822	0,0032191	5,9038294	568,83	24,9
NC ₉ H ₂₀	0,0315	128,2551	0,04040036	1820	0,00205883	3,77589422	594,7	22,8
NC ₁₀ H ₂₂	0,0156	142,2817	0,02219595	1 818	0,00113112	2,07447408	617,7	21,1
NC ₁₁ H ₂₄	0,0075	156,3083	0,01172312	1 826	0,00059742	1,09566828	338,8	20,08
NC ₁₂ H ₂₆	0,0129	170,3348	0,02197319	1 822	0,00111977	2,05365818	685,5	18,2
La somme	100%	La masse molaire de mélange $\mu_{mél} = \sum X_i * \mu_i$ $\mu_{mél} = 19,449564$ g/mol	La chaleur spécifique de mélange $C_{p\,mél} = \sum C_{pi} . g_i$ $C_{p\,mél} = 2115,15952$ J /Kg.K	$T_{cr} =$ 207,78204K	$P_{cr} =$ 46,6829858 bar			

b)-Caractéristiques des composants du gaz :

$$\mu_{\text{mél}} = 19,449564 \text{ Kg/K mol} \quad \mu_{\text{mél}} = \sum \mu_i X_i$$

d) Densité du gaz de mélange :

$$D_{\text{mél}} = \mu_{\text{mél}} / \mu_{\text{air}}$$

$\mu_{\text{mél}}$: la masse molaire de mélange.

μ_{air} : la masse molaire d'air.

Donc la densité du mélange est : $D_{\text{mél}} =$

$$19,449564 / 29 = 0,67067462$$

$$\mathbf{D = 0,67}$$

4.2.2 Détermination de facteur de compressibilité (Z)

$$Z = P_R \cdot (A \cdot T_R + B) + C \cdot T_R + D$$

$$P_R = p / p_{\text{cr}}$$

$$T_R = T / T_{\text{cr}}$$

P_R : pression réduite.

T_R : température réduite.

A, B, C et D : sont des constantes de corrélations, qui sont en fonction des pressions et des températures réduites.

Température critique du mélange :

$$T_{\text{cr}} = \sum (X_i \cdot T_{\text{cri}}) / 100$$

$$T_{\text{cr}} = 207,78204 \text{ (K).}$$

Pression critique du mélange :

$$p_{\text{cr}} = \sum (X_i \cdot p_{\text{cri}}) / 100$$

$$p_{\text{cr}} = 46,6829858 \text{ bars.}$$

Les constantes A, B, C et D sont données dans le tableau suivant :

Tableau 4.2 : Détermination de facteur de compressibilité (Z).

	$1.05 \leq T_R \leq 1.2$	$1.2 \leq T_R \leq 1.4$	$1.4 \leq T_R \leq 2.0$	$2.0 \leq T_R \leq 3.0$
$0.2 \leq p_R \leq 1.2$	A= 1.6643 B= - 2.2114 C= - 0.3647 D= 1.4385	A= 0.5222 B= - 0.8511 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
$1.2 \leq p_R \leq 2.8$	A= - 1.357 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= 0.8580	A= 0.0211 B= - 0.0527 C= 0.0127 D= 0.9549
$2.8 \leq p_R \leq 5.4$	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= 0.0039 C= 0.0607 D= 0.7927

a)- aspiration

On a :

$$T_{ra} = T_a / T_{cr} ; \quad T_{ra} = 329 / 207,78204 = 1,58338998$$

$$P_{ra} = p_a / p_{cr} ; \quad P_{ra} = 56 / 46,6829858 = 1,19958051$$

Donc :

$$A = 0,1391$$

$$B = - 0,2988$$

$$C = 0,0007$$

$$D = 0,9969$$

$$Z_a = p_{Ra} \cdot (A \cdot T_{Ra} + B) + C \cdot T_{Ra} + D$$

$$Z_a = 1,19958051 \cdot (0,1391 \cdot 1,58338998 - 0,2988) + 0,0007 \cdot 1,58338998 + 0,9969$$

$$Z_a = 0,903$$

b)- refoulement

On a :

$$T_{Rr} = T_r / T_{cr}; \quad T_{Rr} = 386 / 207,78204 = 1,8577159$$

$$p_{Rr} = p_r / p_{cr}; \quad p_{Rr} = 100 / 46,6829858 = 2,14210806$$

Donc :

$$A = 0.0984$$

$$B = - 0.2053$$

$$C = 0.0621$$

$$D = 0.8580$$

$$Z_r = p_{Rr} \cdot (A \cdot T_{Rr} + B) + C \cdot T_{Rr} + D$$

$$Z_r = 2,14210806 \cdot (0,0211 \cdot 1,8577159 - 0,2053) + 0,0621 \cdot 1,8577159 + 0,858$$

$$Z_r = 0,925$$

Alors :

$$Z_{moy} = (Z_a + Z_r) / 2 = (0,903 + 0,925) / 2 = 0,914$$

$$\mathbf{Z_{moy} = 0,914}$$

- Facteur de compressibilité du gaz est :

$$\mathbf{Z = 0,914}$$

4.2.3. Détermination de la constante spécifique du gaz :

$$R_{\text{mél}} = R / \mu_{\text{mél}}$$

D'où :

R : constante universelle des gaz parfaits.

$\mu_{\text{mél}}$: masse moléculaire du mélange.

$$R_{\text{mél}} = 8,314 / 0,019449564 = 427 \text{ J / Kg k.}$$

$$R_{\text{mél}} = \mathbf{0,427 \text{ KJ / kg K}}$$

a)-Chaleur spécifique de mélange :

$$C_{p \text{ mél}} = \sum C_{pi} \cdot g_i \quad g_i = \frac{X_i \cdot \mu_i}{\mu_{\text{mél}}}$$

$$C_{p \text{ mél}} = \sum C_p \cdot \frac{X_i \cdot \mu_i}{\mu_{\text{mél}}}$$

$$C_{p \text{ mél}} = 2115,15952 \text{ j/kg K}$$

$$C_{p \text{ mél}} = \mathbf{2,11515 \text{ KJ /Kg.}}$$

b)- Coefficient adiabatique :

$$\gamma = C_p / C_v \quad \text{et} \quad C_p - C_v = R_{\text{mél}}$$

Donc :

$$\gamma = C_p / (C_p - R_{\text{mél}})$$

$$\gamma = 2,11515 / (2,11515 - 0,42746) = 1,2532831$$

$$\gamma = \mathbf{1,2532831}$$

4.2.4. Coefficient polytropique de compresseur

- Taux de compression :

$$\begin{aligned}\varepsilon &= p_r / p_a \\ &= 100 / 56 \\ \varepsilon &= 1.78\end{aligned}$$

- Taux de compression de chaque étage :

$$\begin{aligned}\tau &= (\varepsilon)^{1/n} \\ &= (1.78)^{1/6}\end{aligned}$$

$$P_6/P_5 = 1,1014$$

D'où

n : nombre d'étages = 6 impulseurs (roues).

- Coefficient polytropique :

$$n = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon - \log \frac{Tr}{Ta}} \quad \text{donc :}$$

$$n = \frac{\log 1.78}{\log 1.78 - \log \frac{386}{329}} = 1,38039245$$

$$n=1,38$$

- Calcul des pressions intermédiaires :

Connaissant le taux de compression, on pourra calculer facilement les pressions intermédiaires par la formule suivante :

$$p_{i+1} = \tau p_i$$

I : numéro de l'étage ;

p_i : pression de l'étage i ;

p_{i+1} : pression dans l'étage $i+1$.

Tableau 4.3 Les résultats de calcul sont portés sur le tableau ci-dessous :

Pressions en bar						
p_{asp}	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_{ref}
56	61,68	67,93	74,83	82,42	90,78	100

- Calcul des températures intermédiaires

$$\frac{T_{i+1}}{T_i} = \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

T_{i+1} : température dans l'étage $i+1$;

T_i : température de l'étage i .

Tableau 4.4 Les résultats de calcul sont portés sur le tableau suivant :

Températures en °C						
T_{asp}	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_{ref}
60	64,87	73,99	83,36	92,97	102,85	113

4.2.5. Calcul de différents travaux du compresseur :

a) -Calcul du travail adiabatique

$$W_{ad} = (\gamma/\gamma-1) \cdot Z \cdot R_{mel} \cdot T_a [\varepsilon^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]$$

$$W_{ad} = (1,25/1,25-1) \cdot 0,914 \cdot 0,4274 \cdot 329 [1,78^{(1,25-1)/1,25} - 1]$$

$$W_{ad} = 79,11 \text{ kJ/kg}$$

b)-Calcul du travail polytropique

$$W_P = n / (n - 1) \cdot Z \cdot R_{\text{mel}} \cdot T_a [\varepsilon^{(n-1)/n} - 1]$$

$$= 1,38 / (1,38 - 1) \cdot 0,914 \cdot 0,4274 \cdot 329 [1,78^{(1,38-1)/1,38} - 1]$$

$$W_P = 80,86 \text{ kJ/kg}$$

c)-Calcul du travail réel

$$W_r = \gamma / (\gamma - 1) \cdot Z \cdot R_{\text{mel}} \cdot T_a [\varepsilon_t^{(n-1)/n} - 1]$$

$$= 1,25 / (1,25 - 1) \cdot 0,914 \cdot 0,4274 \cdot 329 [1,78^{(1,38-1)/1,38} - 1]$$

$$W_r = 110,25 \text{ KJ / Kg.}$$

4.2.6 Calcul des rendements :**a)- Rendement adiabatique**

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r}$$

$$\eta_{ad} = \frac{79,11}{110,25} = 0,7334 \Rightarrow \eta_{ad} = 71,76 \%$$

Alors le rendement adiabatique est :

$$\eta_{ad} = 71,76 \%$$

b)-Rendement polytropique

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r}$$

$$\eta_p = \frac{80,85}{110,25} = 0,7334 \Rightarrow \eta_p = 73,34 \%$$

Alors le rendement polytropique est :

$$\eta_p = 73,34$$

4.2.7 Calcul de la puissance :

a)-la puissance réelle du compresseur

$$P_r = Q_m \cdot W_r$$

D'où :

P_r : puissance réelle.(kw)

Q_m : débit massique.(kg/s)

Donc

$$Q_m = 659710 \text{ kg/h} = (659710/3600) \text{ (kg/s)}$$

$$P_u = (649710/3600) \cdot 110 \cdot 25 = 19897,83811 \text{ kw}$$

$$P_u = \mathbf{19897,83811 \text{ kw}}$$

b)-la puissance absorbée: du compresseur

Connaissant la puissance transmise au gaz on peut calculer la puissance absorbée en introduisant un certain coefficient de pertes :

- pertes par fuite aux garnitures : $ig = 2\%$
- pertes par frottement sur paliers : $fd = 2\%$

Pertes par fuite au piston d'équilibrage, ces pertes sont comprises entre 1% et 4% et dépendent de l'augmentation de la pression réalisée par la machine on prendra 3%.

Les pertes : $2 + 2 + 3 = 7\%$

Donc :

$$P_{ua} = \frac{P_r \cdot 7}{100} + P_r$$

$$P_{ua} = \frac{19897,8381 \cdot 7}{100} + 19897,8381 = 21290,69 \text{ (KW)}$$

$$P_{ua} = \mathbf{21290,687 \text{ (kw)}}$$

4.2.8 Tableau de comparaison

Tableau 4.5 : Tableau de la comparaison.

	Données de départ				Le taux de pression	Rendement polytropique (%)	Puissance absorbée (KW.)
	Ta (k)	Tre (k)	Pa (Bar)	Pre (Bar)			
Constructeur	338	395	55.5	104.8	1.87	82.8	20250
Résultat de calcul	329	386	56	100	1.78	73.34	21296
Ecart relatif %						9.46	4

4.3 Interprétation

Cette étude estimative nous donne des écarts relatifs des rendement polytropique (9,46%), et puissance absorbée (4%).

Par comparaison des résultats entre le constructeur et notre travail, on remarque que l'écart est relativement acceptable. On note que le rapport de pression a un peu diminué ceci, à influencé sur certains paramètres de la machine par exemple, on cite la puissance qui a légèrement chuté. Il est très important de noter aussi, que cette installation fonctionne continuellement depuis 2003.

5.1 Introduction

Après un certain temps d'exploitation, tout équipement tend à se détériorer sous l'action de plusieurs phénomènes internes et externes tel que :

- L'usure corrosive et érosive.
- Déformation et dégradation due à l'excès de température et de pression.
- Détérioration ou défaillance dues à la négligence des consignes techniques d'exploitation.

Tous ces phénomènes peuvent endommager l'équipement et même causer des dangers pour les personnels ainsi que des pertes de matériels qui vont entraîner des pertes de productions considérables.

Pour assurer le maintien des équipements industriels et de diminuer leur taux de défaillance, il faut mettre en œuvre un système de maintenance adéquat, et agir rapidement lorsqu'il survient afin d'augmenter la possibilité du matériel (production continue).

5.2 Notions générales sur la maintenance

La maintenance est définie comme étant « selon AFNOR ‘‘NFX60-010’’ » l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un dispositif, un équipement ou un système dans des états spécifiés ou en mesure d'assurer un service bien déterminé.

5.2.1 Types de la maintenance :

Ce schéma résume les différents types de la maintenance

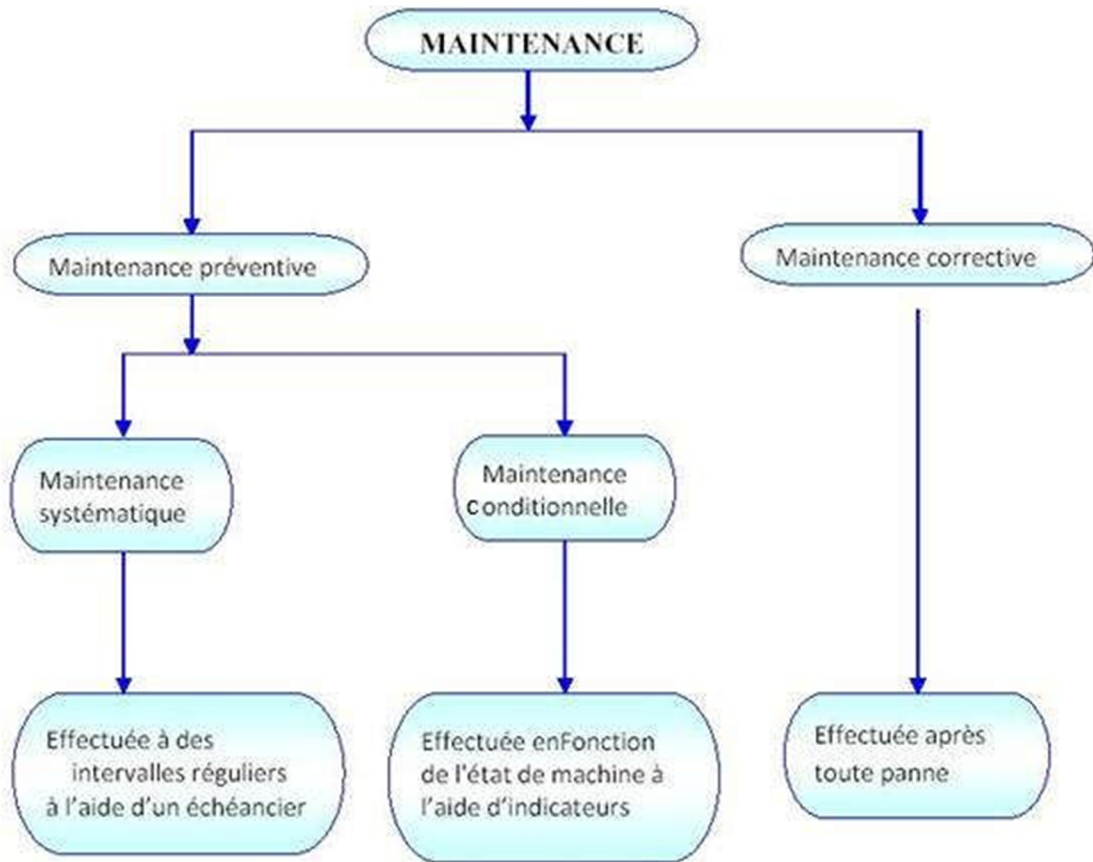


Figure 5.1 : Les différents types de maintenance.

5.2.2 Maintenance préventive

La maintenance est effectuée selon des critères prédéterminés, dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou de dégradation d'un service rendu.

Elle doit permettre d'éviter les défaillances du matériel en cours d'utilisation.

L'analyse des coûts doit mettre en évidence un gain par rapport aux défaillances qu'elle permet d'éviter.

a-Maintenance préventive systématique

Elle est effectuée selon un échéancier établi suivant le temps ou le nombre d'unités d'usage. Elle s'applique dans les cas suivants : réservoirs sous pression, équipements dont

l'accident risque de provoquer des conséquences graves (avions, trains etc...), et enfin les équipements ayant un coût de défaillance élevé.

b- Maintenance préventive conditionnelle

C'est la maintenance préventive subordonnée à un type d'événements prédéterminés (auto, diagnostics, information d'un capteur, mesure d'une usure...). Elle se caractérise par la mise en évidence des points faibles et leur mise sous surveillance pour prendre une décision d'une intervention lorsque le seuil est atteint, mais le contrôle y demeure systématiquement.

5.2.3 Les opérations de la maintenance préventive

➤ Inspection

Ce sont des activités de surveillance constante à relève périodiquement des anomalies simples d'exécution et ne nécessitent pas d'outillages spécifiques ou l'arrêt des équipements.

➤ visite

Ce sont des opérations de surveillance de la maintenance préventive systématique.

➤ Contrôle

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement. Le contrôle peut comporter une activité d'information, inclure une décision, une acceptation ou un rejet.

5.2.4 Maintenance corrective

C'est la maintenance effectuée après défaillance. Cette dernière est définie comme étant l'altération ou la cessation d'un équipement qui donne à accomplir la fonction requise. Elle peut, en effet, être accidentelle, programmée ou d'inspection.

Les opérations de la maintenance corrective

➤ Dépannage

C'est l'action sur un équipement en vue de la remettre en état de fonctionnement. Le dépannage est une opération de maintenance corrective et n'a pas de condition d'application particulière. La connaissance du comportement du matériel et du mode de dégradation est indemnisable.

Le dépannage s'applique en générale sur équipement qui travail en continu.

➤ Réparation

C'est une intervention limite de la maintenance corrective après panne et défaillance.

L'application de la représentation peut être décidée immédiatement à la suite d'un incident ou défaillance soit après un dépannage pour la maintenance corrective, soit après une visite pour une maintenance préventive.

5.3 Modes opératoires des révisions des compresseurs

Présentation du compresseur BCL 606/A--.

Le compresseur sis à Hassi R'mel, du constructeur NUOVO PIGNONE, de type BCL 606/A. Son rôle, c'est de comprimer le gaz brut de 56 à 100 bars, par un étage de compression de six roues. L'utilisation du compresseur six roues, dépend de la pression de gisement.

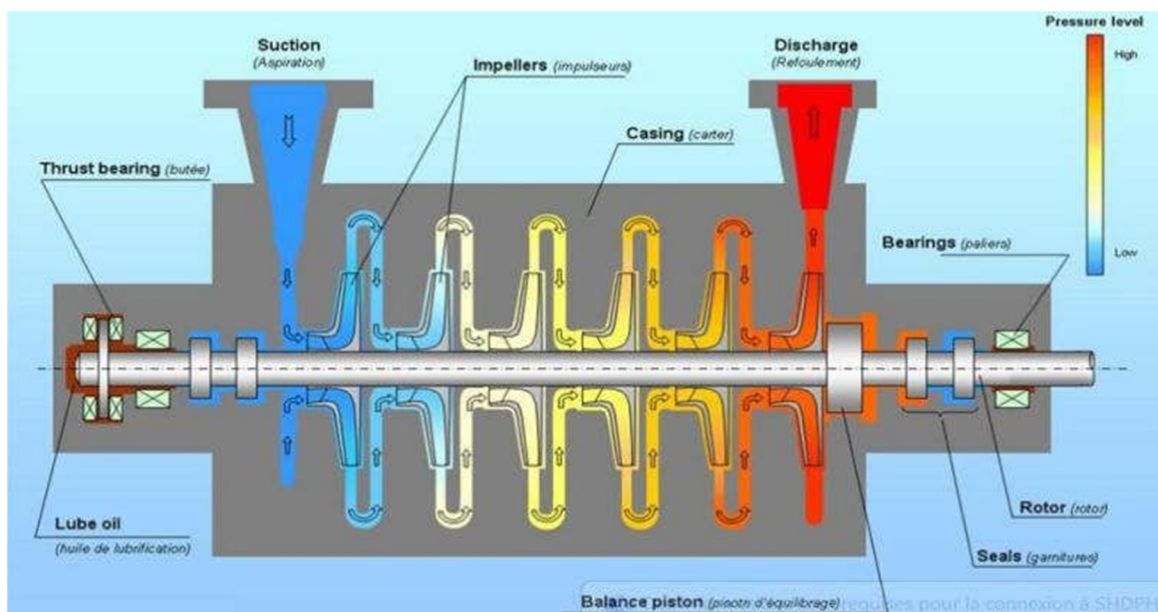


Figure 5.2 Compresseur BCL 606/A.

- **La politique de maintenance appliquée sur le compresseur BCL 606 A station boosting :**

Il est important d'établir un programme « Intervalle de contrôle et de procédures d'entretien basé sur l'utilisation des équipements et sur l'expérience acquise au cours du fonctionnement. Un programme établi de cette manière entrainera un temps d'arrêt minimum et un cout d'entretien global minimum ». Le schéma ci-dessous indique des intervalles conseillés pour les révisions des compresseurs BCL 606A.

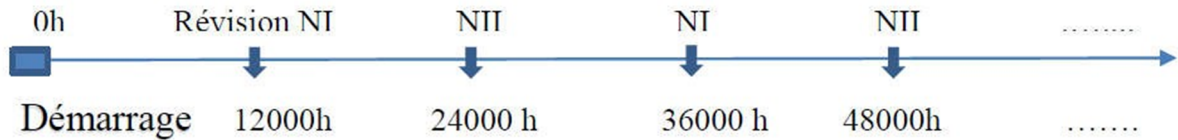


Figure 5.3 : Intervalles conseillés pour les révisions des compresseurs BCL 606A.

Révision N I : Démontage de toutes les pièces mécaniques, coté aspiration et coté refoulement sans démontage du flasque et du bundle, généralement, elle est effectuée après 8000 heures de travail.

Révision N II : On laisse uniquement l'enveloppe "casing", elle nécessite des outillages spécifiques et une main d'œuvre qualifiée, elle assure le démontage complet du compresseur et la vérification de toutes les mesures.

Objectifs de révision générale Niveau II :

Le but d'une révision générale est d'examiner toutes les pièces intérieures, des paliers porteurs, les paliers de butées, les bagues d'étanchéité jusqu'au système aérodynamique "rotor et stator", y compris l'étalonnage des instruments de mesure.

5.3.1 les différentes phases de révision générale Niveau II

a) Phase démontage

- Démontez les conduites et les caches.



Figure 5.4 : Conduites et caches.

- Démontez la trappe et demandez l'intervention d'un instrumentiste.
- Démontez l'accouplement.
- Démontez le manchon d'accouplement.



Figure 5.5 : Trappe et l'accouplement Démonté.

- Utilisez le dispositif pour mesurer le jeu de fonctionnement
- Démontez le palier de butée actif. "utiliser les guides et le treuil de levage"



Figure 5.6 : Palier de butée actif Démonté.

- Mesurer le jeu d'aspiration en utilisant le même dispositif utilisé pour mesurer le jeu de fonctionnement.
- Afin de démonter le disque de butée, libérez et desserrez l'écrou de butée.
- Démontez le disque de butée par pression, qui est générée par une pompe SKF.

Remarque : Cette dernière tâche est dangereuse car la pression générée pour écarter le disque de butée est très élevée.



Figure 5.7 : Démontage le disque de butée par pression.

- Mesurer le jeu total et déduire le jeu de refoulement.
- Démontez le palier de butée inactif.
- Démontez le palier porteur.

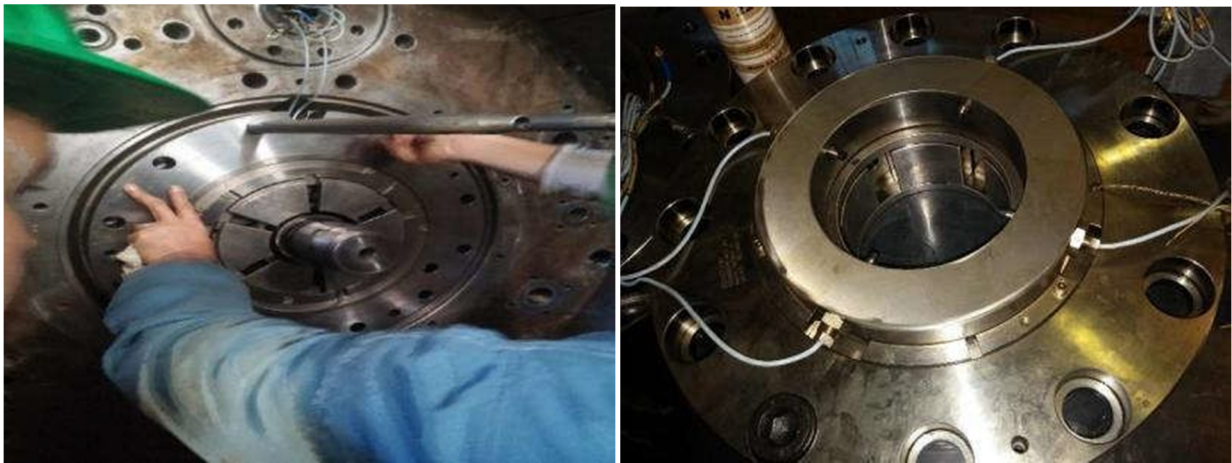


Figure 5.8 : Démontage du palier de butée inactif et le palier porteur.

- Afin de démonter le porte bague, il faut l'extraire par des extracteurs.
- Extraire les labyrinthes d'extrémités.



Figure 5.9 : Labyrinthes d'extrémités.

- Utiliser l'outillage spécifique pour lever le flasque.
- Pour démonter le bundle, il faut d'abord démonter la clavette de freinage.

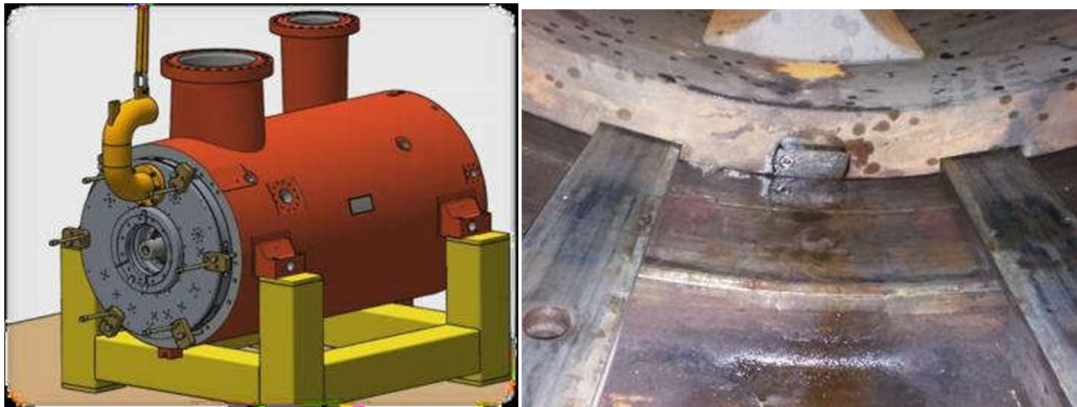


Figure 5.10 : Démontage du flasque et de la clavette de freinage.

- A l'aide d'un outillage spécifique extraire le bundle.



Figure 5.11 : Extraire le bundle.

- Après leur manutention desserrer les écrous et les goupilles et séparer les parties du bundle.
- Lever le rotor et vérifier l'état des roues, l'état des chemise 'zone bague' et leurs dimensions à l'aide d'un micromètre extérieur 'palmer'.
- Dans le cas où le rotor est très sale, il faut faire le sablage.

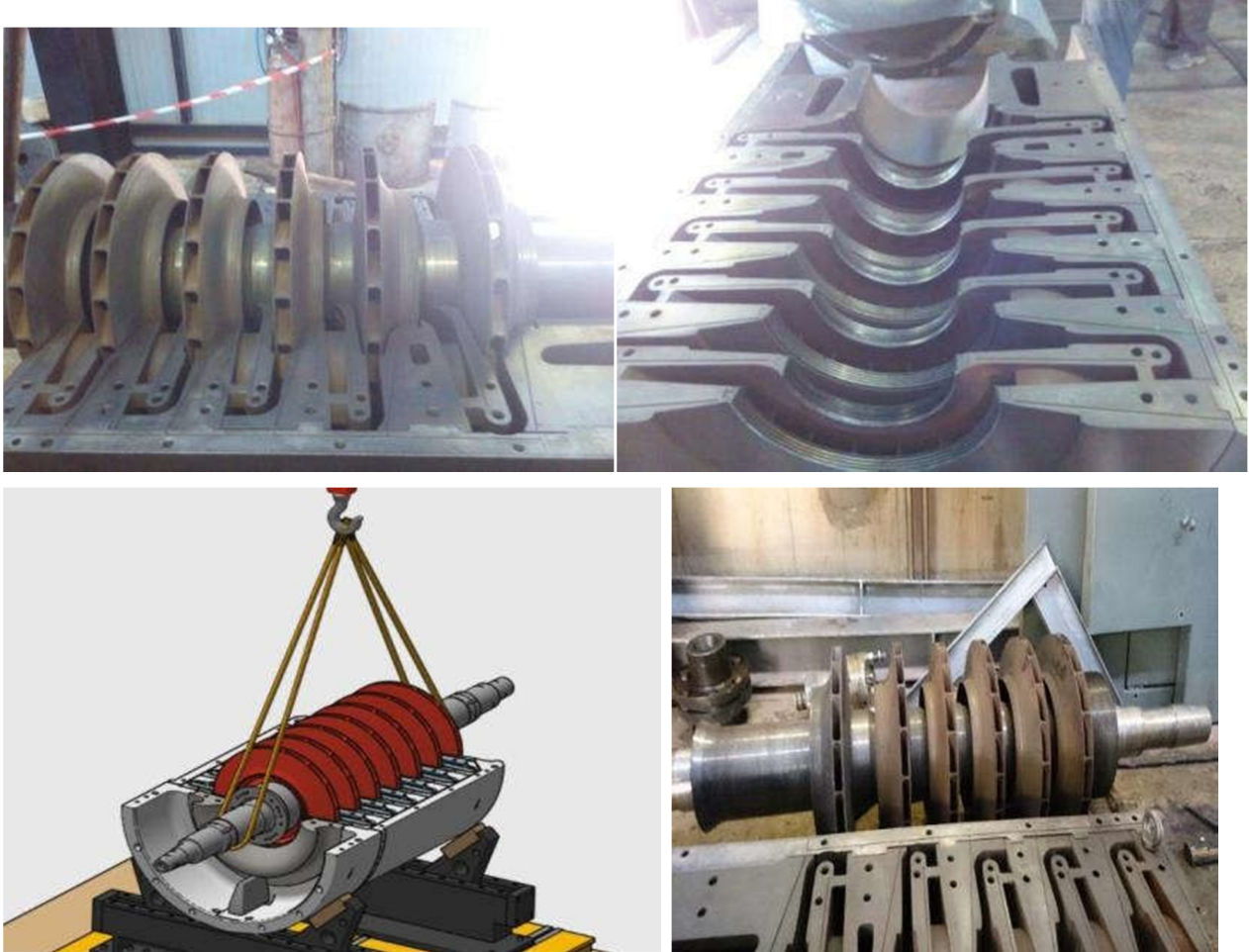


Figure 5.12 : Démontage du rotor.

- Enlever les diaphragmes.
- Démontez le labyrinthe de piston d'équilibrage.



Figure 5.13 : Diaphragmes.



Figure 5.14 : Labyrinthe de piston d'équilibrage.

b) Phase intermédiaire :

- Envoyer le rotor et les diaphragmes pour le sablage.
- Après le sablage, envoyer le rotor pour l'équilibrer.
- Avant l'équilibrage, monter le manchon d'accouplement et le disque de butée.



Figure 5.15 : Sablage et équilibrage.

- Nettoyer les secteurs et préparer les paliers et porte-bagues pour le remontage.

c) **Phase remontage :**

Toujours le remontage est l'opération inverse de démontage.

- Remonter les diaphragmes.
- Remonter le rotor.



Figure 5.16 : Remontage les diaphragmes et le rotor.

- Mesurer les jeux entre les labyrinthes, les roues et les entretoises en utilisant le jeu de cale.
- Faire les calculs de centrage.
- Le centrage du rotor.

1- Le bon centrage, nous donne un rendement optimal.

2- Faire le centrage par rapport à l'avant dernière roue.

Comment effectuer le centrage ?

1- A l'aide de la base magnétique, fixer le comparateur sur la demi-caisse, coté refoulement.

2- Déplacer le rotor de façon à ce que la surface interne de la roue et le diffuseur soient en tangente.

3- Cette tangente est assurée par une règle droite et rigide.

4- Régler l'indicateur "l'aiguille" du comparateur.

5- Mesurer le jeu 'Asp ou ref ' selon le déplacement du rotor.

J asp ↔ déplacement vers l'aspiration.

J ref ↔ déplacement vers le refoulement.

6- Régler l'indicateur "l'aiguille" du comparateur une autre fois pour mesurer le jeu total.

7- Mesurer le jeu total.



Figure 5.17 : Centrage du rotor.

- Pour immobiliser les joints, utiliser la graisse.
- Utiliser les goupilles pour remonter la partie supérieure du bundle sur la partie inférieure.
- Serrer les boulons puis tester le serrage par le jeu de cale.
- Utiliser la haute température pour délatter le joint en Téflon puis le monter sur le bundle.
- Laisser le bundle 24 heures pour que le joint reprenne sa dimension initiale.
- Mesurer les jeux entre l'arbre et les labyrinthes "labyrinthes d'extrémités et labyrinthes de piston d'équilibrage" et s'assurer que les valeurs soient en tolérances.
- Remonter le labyrinthe du piston d'équilibrage.
- Utiliser le système de levage pour lever le bundle.
- Utiliser le même dispositif de démontage pour le remontage du bundle.
- Remonter la clavette de freinage.
- Avant de remonter le flasque vérifier l'état des joints.
- Remonter le flasque.
- Remonter les secteurs.
- Mesurer le jeu total.
- Remonter les labyrinthes d'extrémité.
- Remonter les porte bagues.
- Remonter les paliers porteurs.

- Remonter la couronne REF.
- Mesurer les jeux "totale et radiale 'ASP et REF' ".
- Demander l'intervention d'un instrumentiste pour remonter et étalonner les VIAS.
- Remonter le palier inactif.
- Remonter le disque de butée.
- Remonter le palier actif.
- Remonter le manchon d'accouplement.
- Remonter les caches.
- Demander l'intervention d'un instrumentiste pour remonter et étalonner les sondes de déplacement.
- Et enfin remplir le rapport de révision " historique " et signer la fin des travaux.
- Après la fin des travaux des autres services de maintenances sur la ligne turbocompresseur, les exploitants effectuent des tests et la machine 03-K901-A n'engendre aucune fuite, et la machine démarre normalement.

5.4 Modes opératoires des révisions des turbines à gaz

La maintenance présente un intérêt très important dans la prolongation de la durée de vie, l'augmentation du taux de disponibilité et l'assurance du bon fonctionnement des équipements. Les turbines à gaz comme toutes machines tournantes doivent être suivies de près par des programmes d'examen périodiques qui peuvent être classés selon 3 types essentiels :

a) Examens en service :

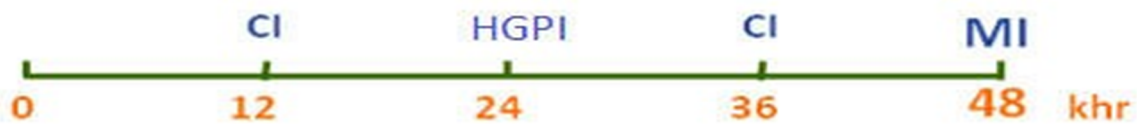
La turbine est observée en marche selon un relevé des paramètres de fonctionnement pour permettre l'évaluation des performances de la machine et des besoins d'entretien.

b) Examens en attente :

Ils comprennent l'entretien des instruments, le remplacement des filtres, la vérification du niveau d'huile et d'autres travaux d'entretien préventif, lorsque la turbine n'est pas exploitée.

c) Examens à l'arrêt : il comprend les inspections suivantes :

- ✓ Inspection des chambres de combustion (CI) toutes les 12000 h.
- ✓ Inspection des pièces de l'écoulement du gaz chaude (HGPI) toutes les 24000 h.
- ✓ Révision générale MI toutes les 48000 h.



Figures 5.18 : Intervalles conseillés pour les révisions des turbines à gaz MS5002c.

Une révision provoque une longue durée d'indisponibilité, pour cela, elle nécessite une bonne préparation, une vérification de la disponibilité des pièces de rechange, un contrôle de l'outillage, une constitution des équipes et une distribution des tâches.

5.4.1 Révision générale d'une turbine à gaz MI (Major Inspection)

Une révision générale MI d'une turbine à gaz est un ensemble d'opérations qui consiste à remettre la machine dans son état initial de précision. La révision peut s'accompagner d'une rénovation par modification de certains organes ou adjonction de pièces de conception plus modernes.

La révision générale concerne tous les organes composants la turbine à gaz, elle comprend quatre phases :

- Phase de démontage.
- Phase d'inspection et réparation.
- Phase de remontage.

a) Phase de démontage.

- Nettoyage de la machine.
- Démontage d'accouplement auxiliaire.
- Démontage d'accouplement de charge.
- Lecture d'alignement turbine-auxiliaire.
- Lecture d'alignement turbine-charge.



Figure 5.19 : Accouplements démontés.

- Démontage des gaines d'extraction et conduites.
- Démontage des panneaux latéraux et le toit de turbine.
- Démontage du coude d'admission.
- Démontage des conduites de gaz de combustion.
- Démontage des injecteurs.
- Démontage des becs d'injecteurs.

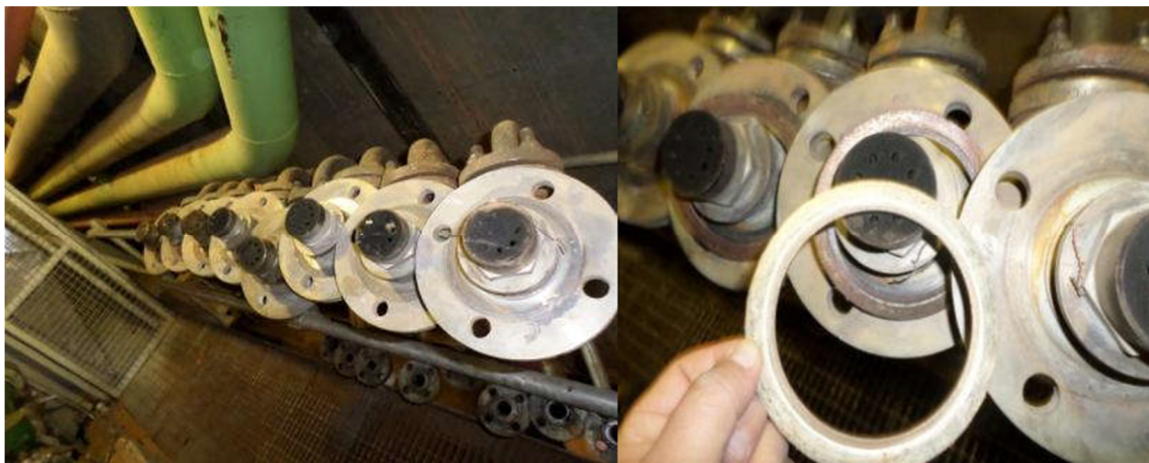


Figure 5.20 : Les injecteurs et les becs d'injecteurs démonter.

- Démontage des flasques.
- Démontage des languettes de fixation.
- Démontage des tubes d'interconnexion.
- Démontage des tubes à flamme.
- Démontage des chambres de combustion.



Figure 5.21 : Démontage des chambres de combustion.



Figure 5.22 : Tubes à flamme démontés.

- Démontage du caisson d'admission.
- Démontage du manifold de gaz.
- Démontage de la vanne anti-pompage.
- Démontage de la caisse convoyeur.
- Démontage des pièces de transition.
- Démontage du caisson d'échappement.
- Démontage de la caisse turbine.
- Démontage de la demi lune de diffuseur.
- Démontage de la caisse d'admission (Bellmoth).
- Démontage de la caisse de décharge.
- Démontage de la caisse de compresseur.



Figure 5.23 : Démontage de la caisse de compresseur et la caisse turbine.

- Démontage de la caisse étanche.
- Prise des jeux directeurs 1^{er} étage.
- Démontage de la directrice 1^{er} étage .
- Déplacement axial du rotor HP et lecture du jeu de sécurité.
- Déplacement axial du rotor BP et lecture du jeu de sécurité.
- Prise des jeux turbine.
- Prise des jeux compresseurs axiaux.
- Démontage des chapeaux de paliers (1,2,3, et 4) .
- Prise des jeux au niveaux des paliers.
- Démontage du rotor HP.
- Démontage du rotor BP.



Figure 5.24 : Démontage des rotors HP et BP.

b) Phase inspection :

- Inspection du palier No. 1 et 2, les paliers de butée et l'étanchéité.



Figure 5.25 : Inspection des paliers 1 et 2.

- Inspection des paliers à patins oscillants no. 3 et 4, paliers de butée et étanchéité.

Les paliers doivent être nettoyés en utilisant du kérosène et des chiffons mous, propres. Inspection à la recherche de polissage excessif, effacement ou perte de l'antifriction, perte de la goupille-support ou usure de la surface d'étanchéité de l'huile du dispositif de retenue.

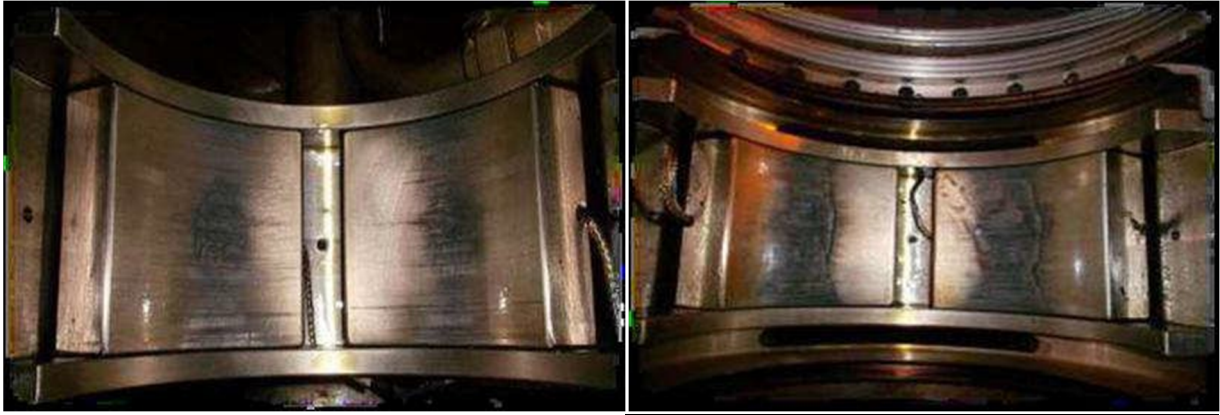


Figure 5.26 : Paliers à patins oscillants N°3 et N°4.

- Inspection des différentes parties du compresseur :

Nettoyage, inspection du rotor compresseur, des aubes du stator, des aubes directrices d'entrée et des carters du compresseur et de la turbine.

- ✓ L'enlèvement du rotor est nécessaire pour le nettoyage si les encrassements sur le compresseur ne peuvent pas être enlevés.
- ✓ Inspection des aubes avec attention en vue des dépôts, de l'érosion ou des piqûres de corrosion et vérification des jeux.



Figure 5.27 : Inspection de la partie supérieure des IGV et les aubes statoriques.

- Inspection des composantes du système de combustion suivant :

- ✓ Inspection des injecteurs de combustible.
- ✓ Inspection des tubes de flamme.



Figure 5.28 : Inspection des injecteurs de combustible et des tubes à flamme.

- Inspection des pièces de transition.



Figure 5.29 : Pièces de transition.

- Inspection des chambres combustion.
- ✓ Inspecter et tester les bougies d'allumage.
- ✓ Inspecter et tester les détecteurs de flamme.

Phase de remontage :

Toujours, le remontage est l'opération inverse de démontage.

Conclusion

La révision générale MI des turbines MS5002 comme tout projet est exposé à plusieurs problèmes retardant l'avancement de sa réalisation. Un grand nombre de ces problèmes est répétitif et peut être évité avec une bonne préparation et suivi.

L'indisponibilité des pièces de rechange et la réparation externe sont des facteurs critiques influant sur la durée des révisions, de plus, les problèmes organisationnels peuvent contribuer selon leur répétition au dépassement des délais.

Conclusion générale

Dans ce travail entrepris, nous avons étudié l'installation Boosting au niveau de Hassi R'Mel – Sonatrach. Cette installation est d'une grande importance. Elle permet d'avoir une pression nécessaire pour le fonctionnement des modules de traitement.

Cette étude nous a permis :

- de vérifier par un calcul thermodynamique le bon fonctionnement du compresseur centrifuge au niveau de la station **Boosting** ceci, est obtenu en déterminant les paramètres thermodynamiques de fonctionnement répondant au besoin demandé (Travail, taux de pression, rendement et puissance).
- Une comparaison entre nos calculs et les valeurs du constructeur, ont donnés une satisfaction.

Par la suite, cette étude nous à permis aussi de connaître la liaison de la structure de l'ensemble du turbocompresseur (La turbine à gaz **MS5002C** et le compresseur centrifuge **BCL606A**) et de bien comprendre son fonctionnement.

Le bon fonctionnement de l'ensemble turbocompresseur dépend du programme de maintenance préventive dans le but est de maintenir les équipements en bon état de marche, de détecter les problèmes existants, diagnostiquer la nature et la gravité des pannes mécaniques qui surviennent et comment rechercher les solutions à ces problèmes.

Références Bibliographiques

1. Meherwan P. Boyce , ., Ph.D.,P.E, Gas Turbine Engineering Handbook Third edition “Gas Turbine Inlet Air Cooling System” Presented by Bob Omidvar
2. Nuovo Pignone ,Engineering book «Manuel d’utilisation de la turbine à gaz MS 5002c», Florence,1999.
3. M. Necir «Memore : Étude Technique et Calcul des Performances du Compresseur Centrifuge Type BCL». Boumerdes .2008.
4. NUOVO PIGNON «Description du compresseur centrifuge». Document sonatrach.1995.
5. NUOVO PIGNON «Coure de formation sur les compresseurs centrifuge». Document sonatrach.1993.
6. NUOVO PIGNON «Protection mécanique de compresseur centrifuge». Document sonatrach.1995/1996.
7. Manuel Operatoire de Compresseur Centrifuge BCL606/A (SBC).
8. Manuel operatoire SBC.
9. NEOVO PIGNONE, « Manuel d’entretien de la turbine à gaz MS 5002 et instruction», 1982.
10. T.Abdalla «Optimisation du temps de la révision générale de la turbine MS5002C» . Boumerdes.2013.
11. Document de la société Hassi R’mel.

ملخص

الغاز الخاه هو الطاقة غير المتجددة، لذلك هناك انخفاض الضغط في مستوى خزن حاسي الرمل. تم تصميم وحدتا معالجة مفرا لغاز (الوحدتا 0 و 1 و 4) للعمل على الحد الأدنى من مدخل الضغط 100 بار لمعالجة الغاز ويستند على عدة محفز، تا وحداو تاسترداد أكبر قدر ممكن من السائل (GPL او لمكثفات). و بالنظر إلى هذه المعلمتين، وتعزيز جهود هو ضرورة و لا منها. لذلك سوناطر كا قد خلق هذه الوحدة تسليم الغاز، مما يزيد من الضغط ولحفاظ على تدفق الخزن ا توريد

المعالج

Abstract

The raw gas is a non-renewable energy, for which there is a pressure drop at the Hassi R'mel deposit. The gas treatment units (modules 0, 1 and 4) are designed to operate at a minimum inlet pressure of 100 bar because the gas treatment is based on several detents and to recover the maximum of liquids (LPG and Condensate). Taking these two parameters into account, Boosting is a must. For this purpose, SONATRACH has created this gas delivery unit, which increases the pressure and keeps the flow of the supply of the processing modules.

Résumé

Le gaz brut est une énergie non renouvelable, pour cela il y a une baisse de pression au niveau de gisement de Hassi R'mel. Les unités de traitement de gaz (modules 0, 1 et 4) sont conçues pour fonctionner à une pression d'entrée minimale de *100 bars* car le traitement du gaz se base sur plusieurs détentes, et pour récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât). Tenant compte de ces deux paramètres, le *Boosting* est une nécessité incontournable. Pour cela la *SONATRACH* a créé cette unité de refoulement de gaz, qui fait augmenter la pression et garder le débit du gisement d'alimentation des modules de traitement.