

Tables des matières

Pages

Remerciement	
Dédicace	
Table des Matières	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale	

Chapitre I Présentation du Champ de Hassi R'mel

Introduction	1
I.1. PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL :	1
I.1.1. Développement des champs de HASSI R'MEL :	1
I.2.Situation Géographique de Hassi R'Mel (HR) :	2
I.3. production de champ :	3
I.4. Exploitation du champ de Hassi R'mel :	3
I.4.1.Centre de traitement de gaz Djebel-Bissa :	6
I.4.2.Centre de traitement de gaz HR-Sud :	6
I.4.3.Station récupérations des gaz associés (SRGA) :	6
I.4.4.Les Stations de Compression :	6
I.4.5.Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF) :	6
I-5.Technique de traitement du gaz naturel :	7
I.5.1.procédé HUDSON:	7
I.5.2.procédé PRITCHARD :	7
I-6. Description générale de l'usine MPP III :	7
I.7. Organisation du MPP3 :	8
I.7.1.Service Exploitation :	8
I.7.2. Service Maintenance :	9
I.7.3Service Sécurité :	9
I.8.Spécifications des produits finis :	9
I.8.1. Spécifications des produits finis :	9
I.8.1.1. Spécifications du gaz de vente :	9
I.8.1.2. Spécifications du GPL :	9
I.8.1.3. Spécification du Condensât :	10

I.8.2. Description du procédé :	10
I.9. Les Unités du MPP3	12
Conclusion :	13

Chapitre II Généralités sur les compresseurs

Introduction	15
II.1.Définition	15
II.2.But de la compression	15
II.3. Classification et différent type de compresseur	16
II.3.2.type de compresseur	17
II.3. 2.1.Compresseurs volumétriques	17
II.3.2.1.1.Les Compresseurs alternatifs	17
II.3.2.1.1.1.Compresseur à piston	17
II.3.2.1.1.2.Compresseur a membrane	18
II.3.2.1.2.Les compresseur rotatif	18
II.3.2.1.2.1.Compresseur à palettes mobile	19
II.3.2.1.2.2.Compresseur à vis	19
II.3.2.1.2.3.Compresseur à lobes	20
II.3.2.1.2.4.Compresseur à anneau liquide	20
II.3.2.2.Compresseurs dynamique	20
II.3. 2.2.1.Compresseurs axiaux	21
II.3. 2.2.2.Compresseurs centrifuge	21
II.4.Type et classification des compresseurs centrifuge : II.4.1.type des compresseurs centrifuge	22
II.4.1.1. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical	22
II.4.1.2. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal	24
II.4.1.3. Compresseur avec corps en forme de cloche	25
II.4.2.classification des compresseurs centrifuge	26
II.5. Une comparaison entre les différents types des compresseurs	27
II.6.diagramme des domaines conventionnels d'utilisation des différents types de compresseurs	28
II.7. Description de compresseur centrifuge	28
II.6.1.Principe de fonctionnement	29
II.8.Évolution de la vitesse et de la pression	31
II.8.1.Cellule de compression	31

II.8.2.Roue	32
II.8.3.Diffuseur	32
II.8.4.Canaux de retour	32
II.9.Triangle des vitesses	33
II.10.L'influence de l'inclinaison des aubages	34
II.10.1.Les roues à aubes couchées en avant.....	34
II.10.2.Les roues à aubes radiales	34
II.10.3.Les roues à aubes coucher en arrière	34
II.11. Représentation du procédé de compression sur le diagramme (Z, S).....	35
II.12.Limites d'utilisation.....	36
II.11.1.Température de refoulement.....	36
II.11.2.Vitesse de rotation	36
Conclusion.....	37

Chapitre III Compresseur centrifuge BCL 606-3/A

Introduction	38
III.1.Discription de compresseur type BCL	38
III.2 Caractéristique du compresseur BCL606	38
III.2.1 Donnée générales de conception	38
III.3 Eléments constitutifs du compresseur type BCL 606-3/A	39
III.3.1 Le corps BCL	40
III.3.2 Diaphragmes BCL	42
III.3.3 ROTOR	43
III.3.4 Tambour d'équilibrage	45
III.3.5. paliers porteurs	46
III.3.6. Palier de Butée	48
III.3.7. Douilles intermédiaires	49
III.3.8. Accouplement d'entraînement	49
III.3.9.Etanchéités en bout d'arbre	49
III.3.9.1.Etanchéités à l'huile	49
III.3.9.2 Etanchéités à labyrinthe « internes »	50
III.3.9.3 Raccords de gaz sur le compresseur BCL606-3/A	51
III.4.Systèmes auxiliaires du compresseur	53
III.4.1.Circuits d'huiles	53

III.4.1.1.Caisse à huile	55
III.4.1.2.Pompes de lubrification	55
III.4.1.3.Pompes d'étanchéité	55
III.4.1.4 Pompes de relancement et entraînement	56
II.4.1.5.Réfrigérants	56
II.4.1.6.Filtres	56
II.4.1.7.Ensemble de régulation et de mesure	56
III.4.2.Circuits de sécurités	57
III.4.2.1.Sur le circuit d'huile	57
III.4.2.2.Sur le compresseur	57
III.4.2.3.Capteur de déplacement axial	57
III.4.2.4.Capteur de déplacement radial	58
III.4.2.5.Capteur de Température des patins de butée et de palier	58
III.5.Courbes du compresseur	59
III.5.1.Représentation des courbes	59
III.5.2.Limitations des courbes	60
III.6. Pompage et anti-pompage	60
III.6.1.Phénomène du pompage	60
III.6.2.Anti-Pompage	62
III.7.Système d'entraînement de compresseur BCL606-3/A	63
Conclusion.....	65

Chapitre IV Calcul et interprétation

Introduction	66
IV.1.Rebundling	66
IV.2.Etude thermodynamique du compresseur centrifuge	66
IV.2.1.Transformation isentropique	70
IV.2.2 .Transformation polytropicque	71
IV.2.3.Transformation réelle	71
IV.2.4.Transformation polytropicque	71
IV.3.Définition des paramètres physiques concernant la compression	72
IV.3.1.Travail de compression	72
IV.3.1.1.Travail isentropique	72
IV.3.1.2.Travail polytropicque	72

IV.3.1.3.Travail réel	73
IV.4.Rendements	74
IV.4.1.Rendement adiabatique	74
IV.4.2.Rendements polytropique	74
IV.5.Puissance réelle	74
IV.6.Caractéristiques du gaz alimentation gaz brut	74
IV.7.Calcul thermodynamique	76
IV.7.1.Les données de service de gaz alimentation (gaz brut)	76
IV.7.2.Calcul les points de fonctionnement	77
IV.7.3.Comparison des resultants	85
IV.7.4.Calcul des resultants.....	86
VI.7.5.Les courbes	88
IV.7.6.Interprétation des résultats	93
Conclusion	94
Conclusion générale.....	95
Références Bibliographiques.....	96
Annexes	98
Résumé	

Nomenclature

- C : couple moteur sur l'arbre (N.m) ;
- ω : vitesse angulaire de rotation (rd/s) ;
- Pa, P1, Pasp : pression d'aspiration [bar] ;
- Pr, P2, Pref : pression de refoulement [bar] ;
- Tasp, T1 : Température d'aspiration [K] ;
- Tref, T2 : Température de refoulement [K] ;
- Q : Chaleur spécifique échangée avec le milieu extérieur [J / kg] ;
- W : Travail spécifique échangé avec l'extérieur et le fluide [J / kg] ;
- H : Enthalpie spécifique du gaz [J / kg] ;
- S : Variation de l'entropie [J / kg.K] ;
- v : Vitesse de l'écoulement du gaz [m/ s] ;
- k : Coefficient isentropique du gaz;
- n : Coefficient polytropique du gaz ;
- C_p : Coefficient de chaleur spécifique [J / kg.K] ;
- V : Volume spécifique du gaz [m³ / kg] ;
- U : Vitesse d'entraînement [m/ s] ;
- W : Vitesse relative dans la roue [m/ s] ;
- C : Vitesse absolue [m/ s] ;
- Q_v : Débit volumique d'aspiration [m³ / s] ;
- Q_m : Débit massique [kg / s] ;
- Z: Coefficient de compressibilité;
- R : Constante de gaz parfaits [J / kg.K] ;
- τ : Taux de compression de l'étage ;
- Wis : Travail isentropique du compresseur [J/kg] ;
- Wpoly : Travail polytropique du compresseur [J / kg] ;

$W_{\text{réel}}$: Travail réel du compresseur [J / kg] ;

r : Constante relative de gaz brut [$kJ/kg.K$] ;

ρ_m : Masse volumique [kg/m^3];

η_{is} : Rendement isentropique;

η_{pol} : Rendement polytropique;

M_{mol} : Poids moléculaire [$kg / K.mol$] ;

$P_{\text{réel}}$: Puissance réelle [W] ;

Rapport-Gratuit.com

Liste des figures

Figure I.1 : Situation graphique de site de Hassi R'Mel	02
Figure I.2 : Exploitation du champ de Hassi R'mel	04
Figure I.3 : Schéma générale du module	07
Figure I.4 : Processus MPP3.....	12
Figure II.1 : Classification des compresseurs	15
Figure II.2 : Principe de fonctionnement	16
Figure II.3 : Compresseur à piston	17
Figure II.4 : Compresseur à membrane.....	17
Figure II.5 : Compresseur a palette mobile.....	18
Figure II.6 : Compresseur à vis	19
Figure II.7 : Compresseur à lobes.....	19
Figure II.8 : Compresseur à anneau liquide	20
FigureII.9 : Compresseur axial	21
Figure II.10 : Compresseur centrifuge	21
Figure.II.11 : Compresseur BCL	22
Figure.II.12 : Compresseur 2BCL	23
Figure.II.13 : Compresseur DBCL	23
Figure.II.14 : Compresseur MCL	24
Fig.II.15 : Compresseur 2MCL	24
Figure.II.16 : Compresseur 3MCL.....	25
Figure.II.17 : Compresseur type BCL-VHP	25
Figure.II.18 : Compresseur type SR	26
Figure .II.19 : Classification des compresseurs centrifuges	26
Figure.II.20 : Diagramme d'utilisation des compresseurs	28
Figure. II.21 : Schéma typique d'un compresseur centrifuge	29

Figure.II.22 : Parcours du gaz à l'entrée de compresseur (brides d'aspiration)	30
Figure.II.23 : Parcours du gaz dans la roue	30
Figure.II.24 : Parcours du gaz au niveau de diffuseur	31
Figure.II.25 : Parcours du gaz à la sorties du compresseur	31
Figure.II.26 : Evolution des pressions dans un étage de compression	32
Figure.II.27 : Triangle de vitesse	33
Fig.II.28 : Triangle des vitesses pour différente inclinaison des aubes	34
Figure II.29 : Diagramme du procédé de compression (Z, S)	35
Figure.III.1 : Compresseur BCL606/A 6 roues	39
Figure.III.2 : Compresseur BCL606/A 3 roues	40
Figure.III.3 : Corps du compresseur BCL	41
Figure.III.4 : Stator de type barrel	41
Figure.III.5 : Paquet de diaphragme	42
Figure.III.6 : Diaphragme	43
Figure.III.7 : Rotor	44
Figure.III.8 : Zone impulseur et aspiration	44
Figure.III.9 : Composants intérieurs de compresseur.	45
Figure.III.10 : Tambour D'équilibrage.	46
Figure. III.11 : Palier porteur du compresseur BCL 606-3/A	47
Figure. III.12 : Côté opposé à la butée logement en deux moitiés	47
Figure. III.13 : Côté de la butée logement en une pièce.	48
Figure.III.14 : Paliers de butée	49
Figure.III.15 : Etanchéité a labyrinthe	51
Figure.III.16 : Circuit d'huile d'étanchéité sur compresseur	52
Figure.III.17 : Système d'huile de graissage.	54
Figure.III.18 : Circuit d'huile d'étanchéité	55



Figure.III.19 : Circuit d'huile.	57
Figure.III.20 : Circuits de sécurités.	58
Figure.III.21 : Différentes courbes caractéristiques.	59
Figure.III.22 : Limitation des courbes caractéristiques.	60
Figure.III.23 : Fluctuation de pression et de débit.	61
Figure.III.24 : Circuit d'anti-pompape d'un compresseur centrifuge.	62
Figure.III.25 : Courbe typique de performance.	63
Figure.III.26 : Système d'entraînement du BCL606/A	64
Figure.III.27 : Turbine à gaz MS 5002C et compresseur centrifuge BCL606-3/A.	65
Figure IV.1 : Variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S	68
Figure IV.2 : Variation de la pression P en fonction du volume	69
Figure IV.3 : Conception d'installation du BCL606-3/A (HYSYS 3.2)	76
Figure IV.4 : Courbe de taux de pression en fonction de débit volumique d'aspiration.	88
Figure IV.5 : Courbe de taux de pression en fonction de débit volumique d'aspiration de constructeur.	89
Figure IV.6 : Courbe de rendement polytropique en fonction de débit volumique d'aspiration.	89
Figure IV.7 : Courbe de rendement isentropique en fonction de débit volumique d'aspiration.	90
Figure IV.8 : Courbe de taux de rendement polytropique en fonction de débit volumique d'aspiration de constructeur.	90
Figure IV.9 : Courbe de puissance réel en fonction de débit volumique d'aspiration.	91
Figure IV.10 : Courbe de puissance réel en fonction de débit volumique d'aspiration de constructeur.	91
Figure IV.11 : Courbe de température de refoulement en fonction de débit volumique d'aspiration.	92
Figure IV.12 : Courbe de température de refoulement en fonction de débit volumique d'aspiration de constructeur.	92

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Comparaison entre les différents types de compresseur	27
Tableau IV.1 : Caractéristiques des composants du gaz	77
Tableau IV.2 : Comparaison des résultats entre deux compresseurs 3 roues et 6 roues.	85

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie occupe une place prépondérante dans la vie des êtres humains, les sciences et les progrès techniques ont permis à l'homme de découvrir de nouvelles ressources énergétiques à savoir tous les produits à vocation énergétique dont nous citons ; le pétrole et le gaz naturel ; seuls capables de répondre à l'accroissement des besoins en énergie.

Face au pétrole, le gaz, son concurrent sur les marchés des combustibles est apparu comme une forme d'énergie difficile à mettre en œuvre ; tout particulièrement en raison du poids des investissements et des coûts de transport jusqu'au consommateur.

La section de compression est d'une importance capitale dans l'industrie pétrolière. L'emploi d'un turbocompresseur est nécessaire dans ces types d'installations, ce dernier assure une fonction préliminaire dans la section puisqu'il sert à comprimer l'air à une pression de travail demandée, avec la quelle on assure les autres fonctions ultérieures qui sont nécessaires pour la production.

Les compresseurs sont des appareils qui fournissent de l'énergie aux gaz, est très importante au sein de l'entreprise SONATRACH. Cette énergie permet au fluide de couler dans une conduite, de monter au niveau le plus élevé. Les compresseurs augmentent les énergies des gaz.

Ajoutons aussi que chaque mécanicien doit être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques, les paramètres principaux, les règles de l'entretien et la base théorique pour prévoir l'état de la machine dans les différentes conditions d'exploitation.

Notre étude consiste une description de compresseur et de faire le calcul thermodynamique de compresseur centrifuge BCL 606-3/A.

Le travail apporté dans ce mémoire est structuré en quatre chapitres:

Dans le premier chapitre, nous avons décrit le site de HASSI R'MEL - Module 3 (MPP3) de Sonatrach et la compagnie qui le dirige, ainsi que le matériel et l'instrumentation sur lesquels se base l'entreprise.

Le deuxième chapitre, présente les généralités sur les compresseurs centrifuges, la classification de différents types de compresseurs ainsi que leurs principes de fonctionnement des compresseurs.

Le troisième chapitre est consacré à la description du compresseur centrifuge type BCL 606-3/A.

Le quatrième chapitre est consacré au calcul thermodynamique et interprétation des résultats obtenus du compresseur BCL 606-3/A.

En outre, le mémoire comporte aussi une introduction, conclusion générale, références bibliographiques.

Chapitre I :
Présentation du site de
HASSI R'MEL

Introduction

L'industrie des hydrocarbures est très important dans l'économie des pays vue leurs demandes et leurs utilisations devenues essentiel dans chaque foyer et dans chaque entreprise dans le monde.

Le gaz naturel depuis sa découverte aux USA en 1921, est utilisé comme fuel gaz à l'usage domestique et son utilité ne cesse de croître dans le domaine industriel comme étant l'énergie principale utilisée pour le transport et la production d'électricité.

La production du gaz naturel, son traitement jusqu'à son transport, sont des procédés qui visent à améliorer la qualité du produit pour qu'ils répondent aux spécifications demandées tout en limitant les pertes.

L'Algérie une importe industrie de gaz naturel et important producteur de gaz au niveau mondial à la fin 1953 plusieurs compagnes de sismiques aboutirent a la mise en évidence d'un zone haute pouvant constitue un anticlinal, notamment dans la région de Hassi R'Mel, un premier forage (HR1) a été réalisé en 1956. Huit puits sont alors réalises, délimitant ainsi une structure constituant un grand réservoir de gaz.

I.1. PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI R'MEL ^[1] :

Le réservoir de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 500 Km au sud d'Alger, à une altitude de 760 m. Ce gisement s'étend sur une superficie de 3500 Km² soit 70 Km environ dans la direction Nord-sud et 50 Km environ dans la direction ouest.

I.1.1. Développement des champs de HASSI R'MEL ^[1]:

Le développement du champ de HASSI R'MEL s'est trouvé étroitement lié au développement de l'industrie du gaz dans le monde et les importantes réserves décelées par ce gisement, plus de 2000 milliards de m³ ont constitué un atout important pour lancer une politique d'industrie gazière de grande envergure pour le pays.

Trois étapes importantes ont marqué le développement du champ de HR :

* Première étape (1961) : Réalisation d'une petite unité de traitement de gaz de 1,3 milliards de m³/an, cette réalisation a coïncidé avec la construction de la première usine de liquéfaction de gaz en 1964.

* Deuxième étape : La capacité de traitement des champs de HASSI R'MEL atteint, après la nationalisation des hydrocarbures en 1971, 14 milliards de m³/an.

* Troisième étape : Cette période a permis de caractériser un plan de développement qui concerne l'ensemble du champ en mesure de répondre aux besoins énergétique du pays ainsi qu'aux besoins de nos partenaires.

Le gisement de Hassi R'Mel est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale. Il a une forme d'ellipse s'étale sur plus de 3500 km², 70km du nord au sud et 50km d'est en ouest, il se situe à une profondeur de 2200m, la capacité du gisement est de l'ordre de 3000 milliards mètre cubes récupérables.

Le gisement de Hassi R'Mel contient les éléments suivants :

- Gaz naturel ;
- Gaz de pétrole liquéfié GPL (c'est un gaz sous forme liquide) ;
- Condensât – Gazoline – Liquide.

Cette richesse naturelle est convoitée par plusieurs entreprises nationales et étrangères pour l'exploitation et faire des plans d'investissement tel que SONATRACH, SONELGAZ, ENGTP, GENERAL ELECTRIC, NOUVO PIGNONE, JGC ... etc.

I.3. production de champ ^[3] :

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

- 100 milliards de m³ de gaz sec.
- 12 millions de tonnes de condensât.
- 3.5 millions de tonnes de GPL.
- 700 milles tonnes de pétrole brut par an.

I.4. Exploitation du champ de Hassi R'mel ^[4] :

La forme géométrique, la nature de l'effluent et l'homogénéité du réservoir du champ de Hassi R'mel ont conduit au choix d'un schéma d'exploitation alterne comportant trois zones de production (nord, centre et sud), intercalées par deux stations de compression et de réinjection du gaz.

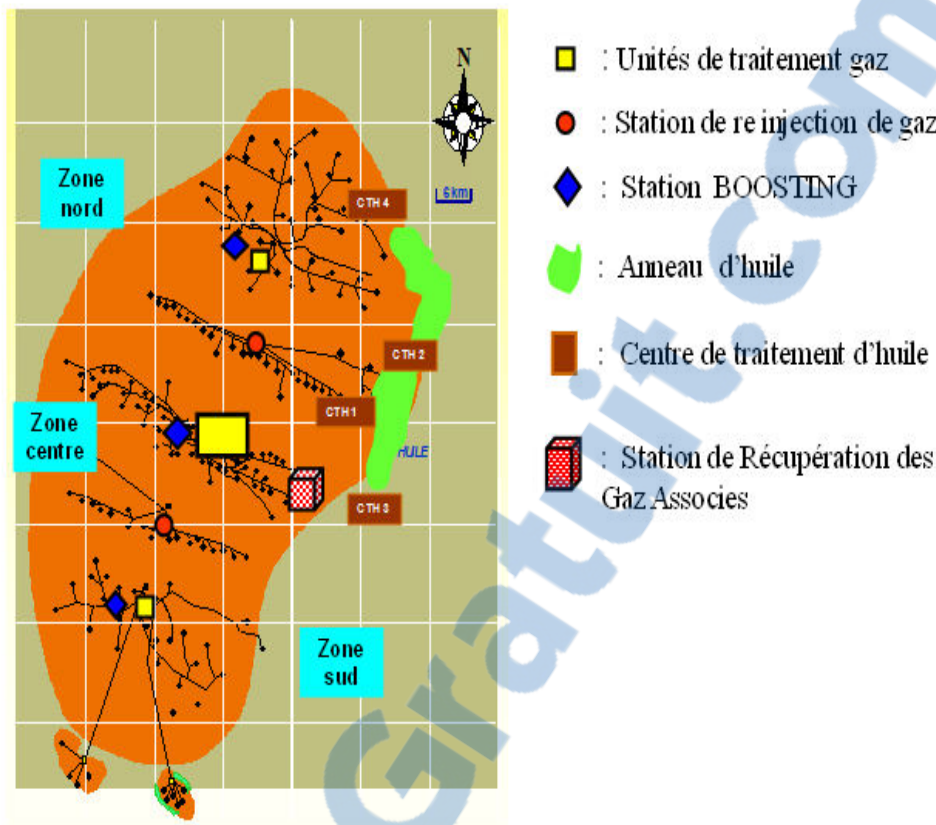


Figure I.2 :L'exploitation du champ de Hassi R'mel

A- Module : C'est le diminutif de « Module Processing Plant » qui désigne une unité de traitement. Il est constitué d'un ensemble d'équipements conçus et réalisés pour permettre un traitement spécifique du gaz, condensat et GPL, conformément à un procédé approprié et répondant aux spécifications commerciales.

Cinq modules sont implantés à Hassi R'mel. Quatre ont une capacité unitaire de 60 millions de m^3 /jour. Le cinquième est le module « 0 » qui a une capacité de 30 millions de m^3 /jour.

Un sixième module dessert le petit gisement de « Djebel Bissa », en rapport avec sa capacité modeste de 6 millions de m^3 /jour. Il est désigné par l'appellation de centre de traitement de gaz.

Les modules de traitement de gaz sont reliés pour le stockage des liquides au centre de stockage CSTF.

B- Stockage et Transfert des Hydrocarbures : Tout le condensat et le GPL produits par les différents modules sont acheminés vers le CSTF : « Central Stockage and Transfer Facilities», qui est un centre de stockage et transfert des hydrocarbures liquides se trouvant dans la zone centrale de Hassi R'mel.

Ils y subissent une dernière décantation pour les débarrasser des éventuelles quantités d'eau résiduelles, avant de les expédier à travers un système de comptage vers Arzew au moyen d'un Oléoduc de 28 pouces pour le condensat et 24 pouces pour le GPL

C- CNDG (Le Centre National de Dispatching Gaz) : Il est constitué d'un ensemble d'installations « pipelines, vannes automatiques, équipements de régulation, équipements de comptage...etc. », commandées à partir d'une salle de contrôle et qui permettent la récupération de tout le gaz produit dans le sud Algérien et à Hassi R'mel et sa répartition vers les différents destinataires.

- Les centrales de production d'électricité.
- Les usines de liquéfaction du GN à Arzew et Skikda.
- Les gazoducs desservant l'Italie via la Tunisie.
- Les gazoducs desservant l'Espagne via le Maroc.
- Les stations de compression et de réinjection de gaz dans les gisements de Hassi R'Mel.
- La consommation domestique et industrielle du pays.

D- Station Boosting : L'historique de production montre une baisse de pression du gisement conformément au programme de soutirage.

Les unités de traitement de gaz sont conçues pour fonctionner à une pression minimale de 100 bars à l'entrée. Tenant compte de ces deux paramètres, le Boosting est une nécessité incontournable.

Compte tenu du profil de soutirage considéré, l'échéance Boosting a été repoussée à 2003, moyennant les actions suivantes :

- Forage de puits additionnels,
- Mise en exploitation du collecteur W8 sur le Module 3, 4
- Modification sur le réseau de collecte existant.

Le projet consiste en la réalisation de :

- Un forage de 59 puits répartis sur les trois zones: Centre, Nord et Sud. Ce chiffre 59 a été optimisé par modèle.
- Un nouveau réseau de collectes et la modification du réseau de collectes existant pour le rendre compatible avec les nouveaux paramètres de service des modules à partir de l'année 2003.

- Trois stations Boosting implantées au niveau du Module 2, du Module 3 et de la zone centrale regroupant les Modules 0, 1 et 4.

E- La station compression : Le but de réinjection du gaz sec au niveau du gisement pour le maintien de pression afin de récupérer le maximum des liquides (GPL et condensat). La capacité de réinjections de chaque unité des deux stations de compressions nord et sud est de 90 millions standard de m³/jour.

I.4.1.Centre de traitement de gaz Djebel-Bissa :

C'est un sixième module dessert le petit gisement de Djebel Bissa en rapport avec sa capacité modeste de 6 millions de m³ par jour, il est désigné par l'appellation "centre de traitement de gaz".

I.4.2.Centre de traitement de gaz HR-Sud :

Ce projet comporte une unité de traitement de gaz naturel, destinée à traiter le gaz brut pour obtenir du gaz sec et la récupération des hydrocarbures liquides estimés à 2830 millions de tonnes/mois (à 2000 millions standard de m³ par jour), sa capacité est de 10 millions standard de m³/jour de gaz sec.

HR-Sud comporte trois unités de traitement de gaz, une de 6 millions de m³/jour et deux de 2 millions de m³/jour pour chacune.

I.4.3.Station récupérations des gaz associés (SRGA) :

C'est une unité qui a démarré le 13 avril 1999 avec une capacité de 4000 m³/jour. Elle comporte quatre turbocompresseurs avec une capacité unitaire de 1 million de m³/jour.

I.4.4.Les Stations de Compression :

Les deux stations de compression sud et Nord compriment le gaz sec (traités et non commercialisés) qui arrivent des unités au modules jusqu'à une pression de 350 bars et le réinjectent au niveau du gisement, à l'aide de 18 compresseurs centrifuges entraînés par des turbines à gaz pour chaque station, afin de :

- Maintenir la pression du gisement.
- Balayer le gaz humide pour bien extraire les hydrocarbures liquides.
- Optimiser la production en GPL et Condensât.

I.4.5.Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF) :

Le condensât et le GPL, produits par tous les modules sont acheminés vers le centre de stockage et de transfert (CSTF) qui se trouve dans la zone centrale de Hassi R'Mel, ils sont



débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelle et comptabilisée avant d'être expédié vers SP4 puis vers Arzew.

Le CSTF comprend trois bacs de 35000m³ et quatre bacs de 45000m³ chacun pour le stockage du condensât, douze sphères de 7000m³ chacun pour le stockage du GPL. Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante sont comprimées par des turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage pour éviter le boil-off et l'envoi du GPL vers la torche.

I-5. Technique de traitement du gaz naturel ^[5]:

I.5.1. Procédé HUDSON:

Il est basé sur le refroidissement du gaz par échange thermique et par une série de détentes complétées d'une détente à travers une machine appelée «Joule Thomson» qui permet d'atteindre un niveau de température de -18°C puis par «Turbo-Expander» pour atteindre une température jusqu'à -38°C.

Le procédé Hudson est très performant car il permet une grande récupération des hydrocarbures liquides.

I.5.2. Procédé PRITCHARD :

Il est basé sur le refroidissement du gaz par échange thermique et par détente avec utilisation d'une boucle de propane comme système réfrigérant pour atteindre en fin de cycle une température voisine de -23°C.

I-6. Description générale de l'usine MPP III ^[6] :

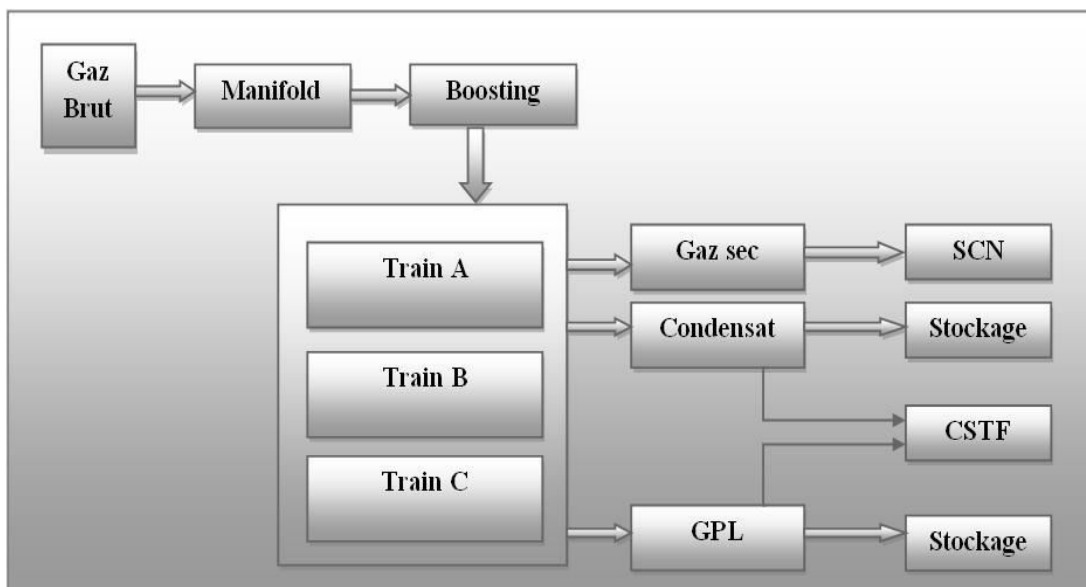


Figure I.3 : Schéma général du module

Le module 3 a été construit par contrat signé entre la société nationale Sonatrach et la société Japonaise "JGC Corporation"; cette dernière assura l'étude et la réalisation de cette usine (MPP3) dont le démarrage eut lieu le 26/10/1980, date de début de l'exploitation officielle par JGC.

Ce module est situé dans le secteur Nord et alimente en gaz naturel brut, provenant des puits situés au Nord de Hassi R'Mel (55 puits) réunis par l'intermédiaire de 10 collecteurs gaz (N1 à N8). Etant donné la chute de pression observée au niveau du gisement Nord, les exploitants ont eu recours à l'alimentation de celui-ci au moyen de deux (02) collecteurs W8 et E6 provenant du secteur Centre.

L'usine MPP3 est un ensemble d'installations qui permettent de récupérer les hydrocarbures lourds (GPL et Condensât) des gaz bruts recueillis à partir de nombreux puits et de produire des gaz traités (gaz de vente ou gaz de réinjections).

Le MPP3 (Modul Processing Plant) se compose de trois trains, chaque train comporte les mêmes appareillages de processus et sont de même capacité. Ce module assure une production journalière de :

- 60x106 m³/jour de gaz traitée. (Toute fois, il est prévu 65x106 m³ /jour).
- 1709 tonnes /jour de condensât.
- 4200 tonnes /jour de GPL.
- 215 tonnes/jour de butane

Les hydrocarbures liquides récupérés en GPL et Condensât s'écoulent vers les installations centrales de stockage et de transfert (CSTF). On distingue aussi dans ce module deux types de fonctionnement :

- ✓ Le fonctionnement normal qui se présente en fonction de la pression d'entrée du gaz brut et de pression de sortie du gaz traité.
- ✓ Le fonctionnement spécial qui se présente dans le cas où un ou plusieurs des principaux appareillages sont à l'arrêt.

I.7. Organisation du MPP3 :

I.7.1. Service Exploitation :

Ce module se situe dans le secteur Nord et il est alimenté en gaz naturel par dix (10) collecteurs. Sa capacité de production de gaz sec est de 60 millions m³/jour.

Il est constitué de 3 trains (A, B et C) et possède une sphère pour le stockage de GPL et deux bacs pour le condensat.

Une unité de production de butane et de propane permet au MPP3 d'approvisionner l'entreprise Naftal en butane.

Comme pour les autres modules, le gaz sec produit au niveau du MPP3 est expédié vers la station de réinjection.

Les liquides (condensat et GPL) ON-SPEC (c'est-à-dire conformes aux spécifications) sont envoyés au CSTF, mais les liquides OFF-SPEC (hors normes) sont stockés pendant une période suffisante pour leur décantation et leur dégazage, suivie d'une opération de drainage avant d'être retournés aux trains pour subir un retraitement. Lorsque le CSTF ne peut pas recevoir la production du module en GPL et condensat, ces produits sont alors stockés dans les unités de stockage du module, pour une durée qui ne doit pas dépasser néanmoins 24 h.

C'est le service principal qui assure le bon fonctionnement des opérations 24h/ 24h.

I.7.2. Service Maintenance :

Il comprend les sections suivantes :

- * Section Electricité.
- * Section Instrumentation.
- * Section Mécanique.

I.7.3. Service Sécurité :

Le service sécurité assure la sécurité du personnel et des équipements du module (prévention et intervention).

I.8. Spécifications des produits finis :

I.8.1. Spécifications des produits finis :

L'usine en exploitation normale permet d'obtenir les produits dont les spécifications sont les suivantes :

I.8.1.1. Spécifications du gaz de vente :

- ✓ Point de rosée : - 6°C (max) à 80,5 Kg/cm² G
- ✓ Teneur en eau: 50 ppm en volume (Max)
- ✓ Pouvoir calorifique supérieur : 9350~9450 k cal/m³ :(à 15°C ,1atm)
- ✓ Densité : 0.676~0.680
- ✓ Teneur en: 0,5 % molaire (max)

I.8.1.2. Spécifications du GPL :

- ✓ Teneur en: 3 % molaire (max)
- ✓ Teneur en: 0,5 % molaire (max)
- ✓ Densité : 0.540~0.547

1.8.1.3. Spécification du Condensât :

- ✓ Tension de vapeur Reid (TVR) :10 Psia (max).
- ✓ Densité : 0,7040.

1.8.2. Description du procédé ^[7]:

Le gaz d'alimentation provenant des puits producteurs à 56Kg/cm²G et 60 °C, pénètre dans les installations sous forme d'un mélange triphasique (gaz, condensât et H₂O).

Il est envoyé via le collecteur d'entrée de la section de Boosting vers chaque unité de Boosting par le passage à travers les ballons de séparation gaz-liquide (D901-A, B/C) qui sert à séparer le liquide en gouttelettes du gaz pour assurer l'exploitation des machines turbocompresseurs.

Le gaz brut comprimé par les compresseurs (K901) de 56 Kg/cm² G à 103 Kg/cm²G après l'élimination des liquides par les ballons d'aspiration (D902) de (K901)

Le gaz brut sort à 103 Kg/cm²G et 75 °C alimente une batterie d'aéroréfrigérants (E901) qui le refroidit de 75 °C à 60 °C avant de passer à travers un diffuseur pour être distribué d'une manière égale aux trois trains parallèles de séparation de condensât – gaz.

Le gaz à 103 Kg/cm² G et 60 °C alimente la batterie d'aéroréfrigérants qui le refroidit de 60 °C à 40 °C, le mélange refroidit est récupéré dans un ballon haute pression (D101).

L'eau récupérée au niveau du ballon est évacuée vers le puisard.

Le gaz à 103 Kg/cm² G et une température de 40 °C est refroidit dans la batterie d'échangeurs de chaleur (E102-A/B...F), (E103-A/B) de 40 °C à -6 °C puis subit une détente isenthalpique dans une vanne « Joule Thomson » de (112 Kg/cm²G, - 6 °C) à (100Kg/ cm²G, - 15 °C).

Le mélange biphasique est récupéré dans un ballon (D102) où les hydrocarbures liquides et gazeux sont séparés.

Le gaz en tête du ballon (D102) subit une détente isentropique à travers une machine dynamique appelée Turbo – Expander (K101).

Le mélange ainsi obtenu (56 Kg/cm²G, -35 °C) est récupéré dans un ballon (D103) où il sera réchauffé dans une batterie d'échangeurs (E102) de -35°C à +30 °C, puis comprimé par le compresseur (K101) de (64 Kg/cm²G à 72 Kg/cm²G) et (+30 °C à 40 °C). Le gaz sec obtenu alimente la pipe «42"pouces» de gaz de vente.

Pour éviter la formation des hydrates au niveau des échangeurs à basse température, une solution de mono éthylène glycol (MEG) à 80 % est injectée dans la plaque tubulaire d'entrée de chaque échangeur.

Le liquide (C5⁺) récupéré au niveau des ballons HP : (D901, D101) subit un flash de 112 Kg/cm²G, (60 °C et 40 °C) à (32 °C et 30 °C) dans un ballon MP (D105), le liquide sortant de ce ballon est réchauffé dans un échangeur liquide – liquide (E104) de 35 °C à 125 °C et constitue ainsi l'alimentation chaude de la colonne de distillation appelé déethaniseur (C101).

Le liquide récupéré au niveau des ballons (D102) et (D103) est flashé dans le ballon MP (D104) à 36 Kg/cm²G et - 42 °C.

Le liquide froid sortant du ballon (D104) refroidit les vapeurs de tête de la colonne C101 à travers un échangeur liquide – gaz (E106), et se réchauffe de - 40 °C à - 25 °C, et constitue ainsi l'alimentation froide de (C101). Les vapeurs de tête de (C101) sont condensées et récupérées au niveau du ballon de reflux (D107).

Les gaz froids sortant de (D107) et (D104) sont mélanges et réchauffés de - 38°C à 40 °C à travers un échangeur gaz – gaz (E103-A/B), puis envoyés vers le compresseur (K002) pour être comprimés jusqu'à 74Kg/cm²G et injectés dans le pipe contenant le gaz de vente.

La partie liquide soutirée de la colonne de la rectification (C101) est introduite dans le débutaniseur (C102). Le GPL sort en tête de colonne et refroidit dans la batterie des aéroréfrigérants (E108) de 65 °C à 48 °C.

Une partie de ce GPL sert de reflux froid pour la colonne (C102), tandis que la deuxième partie est envoyée vers CSTF pour commercialisation et vers une unité de dépropanisation pour l'extraction du butane destiné à la commercialisation.

Le condensât (C5⁺) stabilisé est récupéré en fond de colonne à 14 Kg/cm²G et 185 °C préchauffe la charge du déethaniseur (E104) et circule vers le système de dégazage à travers le refroidisseur de condensât (E107) de 82 °C à 35 °C.

Après dégazage le condensât produit s'écoule par le pipeline vers CSTF s'il répond aux spécifications (On Spec), dans le cas où il ne répond pas aux spécifications (Off Spec) il est envoyé vers les bacs (T001 A/B).

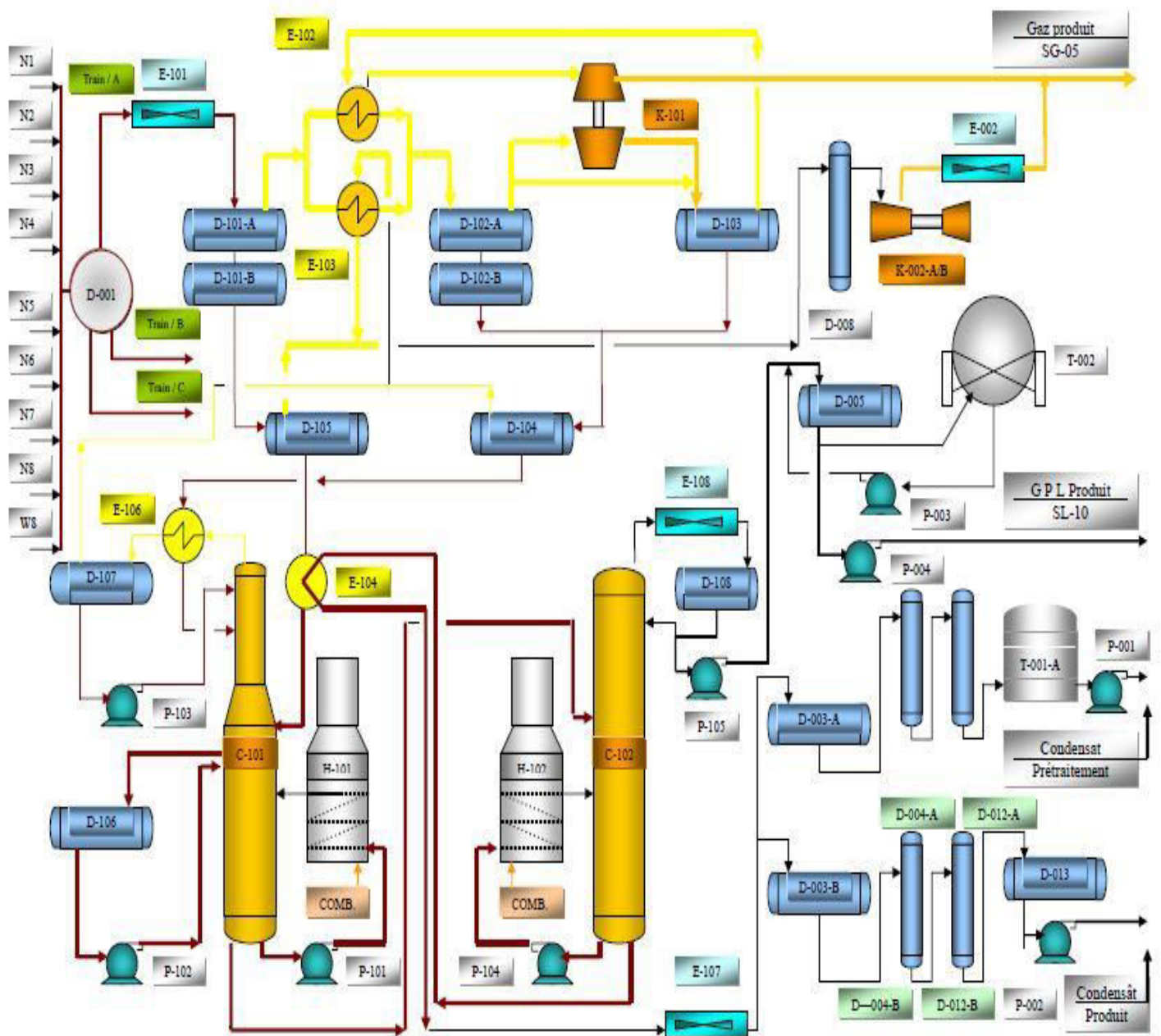


Figure I.4 Processus MPP3

I.9. Les Unités du MPP3

Le module 3 comprend les unités suivantes :

- * **SBN (Station Boosting Nord)** : elle sert à comprimer le gaz brut provenant des 10 collecteurs devant alimenter le module 3.
- * **Unité 30** : dont la fonction est la décompression du gaz moyenne pression, le dégazage, le stockage et l'expédition du GPL et du condensat.

- * **Unités 31, 32 et 33** : il s'agit de 3 trains identiques qui assurent le traitement du gaz et dont la capacité unitaire de traitement est de $20.10^6 \text{ m}^3/\text{jour}$.
- * **Unité 34** : chargée de la préparation, du stockage et de l'injection de la solution de glycol "MEG" (mono éthylène glycol).
- * **Unités 35 et 36** : ces deux sections identiques réalisent la régénération du "MEG".
- * **Unité 37** : elle sert à produire l'air comprimé (air instrument et air service), l'eau potable, l'eau de service, l'eau de refroidissement, l'eau anti-incendie ainsi que l'électricité au moyen d'un turbogénérateur (K403) et du gaz inerte (N_2). Notons que deux (02) lignes d'électricité fournie par SONELGAZ, arrivent au niveau de la section 30.
- * **Unité 38** : conçue pour le traitement du GPL afin de produire du butane et du propane commerciaux avec une capacité nominale de 400 T/ jour de GPL traité.

Conclusion :

Ce chapitre a pour but de nous permettre de voir de près les différentes structures de l'entreprise et de connaître les procédés et les installations de traitement de gaz et de prendre ainsi une vision globale sur le champ de Hassi R'mel.

Chapitre II :
Généralités sur les
compresseurs

Introduction

Toutes les turbomachines qui sont les turbocompresseurs, les ventilateurs, les turbines à vapeur, à gaz, hydrauliques, les pompes centrifuges, et axiales...etc., fonctionnent théoriquement d'après les mêmes principes, et obéissent en particulier à la loi de réversibilité. On peut donc imaginer qu'il soit possible d'utiliser la même méthode de calcul pour des machines de cette nature.

Mais en réalité l'existence de phénomènes physiques tels que la viscosité, la compressibilité des gaz, etc... modifient les règles qui ne sont valables, que pour un fluide idéal; et il est impossible de négliger ces éléments sous risque de lourdes erreurs (d'autre part, la réversibilité ne peut avoir lieu et qu'entre certaines limites surtout s'il s'agit de liquide).

Les turbocompresseurs sont des machines dans lesquelles, un fluide échange de l'énergie avec des impulseurs munis d'aubes, tournant autour d'un axe.

L'indice principal de ces compresseurs est la continuité de l'écoulement de l'entrée à la sortie.

Les aubes ménagent entre elles des canaux par lesquels le fluide s'écoule. Elles sont des obstacles prolongés donnant la direction au fluide qui les traverse.

Les turbocompresseurs peuvent être divisés en plusieurs types à savoir:

- Ventilateurs
- Soufflantes
- Compresseurs

Les turbocompresseurs sont appliqués dans divers domaines, ils peuvent être utilisés dans l'industrie du gaz, la métallurgie mécanique etc....

Les avantages de ces machines sont qu'elles peuvent être accouplées directement à un moteur électrique ou à une turbine sans mécanisme bielle-manivelle. C'est pour cette raison qu'elles sont moins encombrantes par rapport aux compresseurs à piston.

Les compresseurs sont des appareils qui transforment l'énergie mécanique fournie par une machine motrice en énergie de pression; (en réalisant un accroissement de pression d'un fluide à l'état gazeux).

II.1.Définition :

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

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

II.2.But de la compression ^[8] :

La compression en général, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée.

Cette opération a pour but de:

- faire circuler un gaz dans un circuit fermé
- produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques
- envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur
- obtenir de l'air comprimé pour la combustion
- récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres)
- stockage dans les cavités
- liquéfaction ou la séparation
- cycles de réfrigération
- alimentation des réseaux d'air comprimé...etc

II.3. Classification et différent type de compresseur ^[9] :

II.3.1. Classification des compresseurs :

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques

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

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

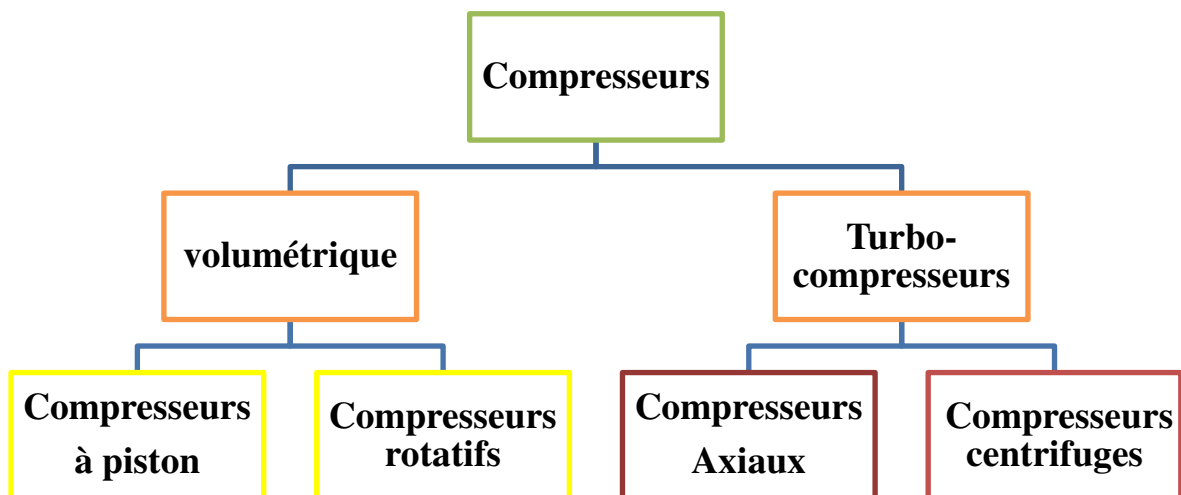


Figure II.1. Classification des compresseurs ^[9]

II.3.2.type de compresseur ^[10] :

II.3. 2.1.Compresseurs volumétriques :

Leur principe de fonctionnement c'est, une masse fixe de gaz à la pression d'aspiration P_1 est emprisonnée dans une enceinte de volume variable. Pour augmenter la pression, ce volume est progressivement réduit, d'une manière qui diffère selon la technique utilisée généralement, la transformation suit une loi voisine d'un polytropique.

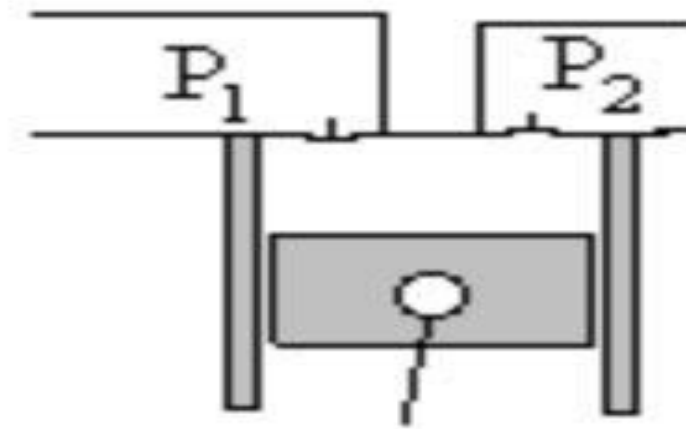


Figure II.2 : principe de fonctionnement ^[10]

On divise cette famille en deux catégories

II.3.2.1.1.Compresseurs alternatifs :

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

II.3.2.1.1.1.Compresseur à piston :

Ces compresseurs réalisant la compression de gaz par réduction de volume qui lui est offert. La variation de volume et le déplacement du gaz sont obtenus par le mouvement alternatif de piston à l'intérieur d'un cylindre. On classe les compresseurs à piston d'après ces différents indices :

- disposition des cylindres (horizontal, vertical) ;
- nombre des cylindres (monocylindrique,...) ;
- Méthode de refroidissement (air, eau) ;

- Méthode de graissage (barbotage, sous pression,...).

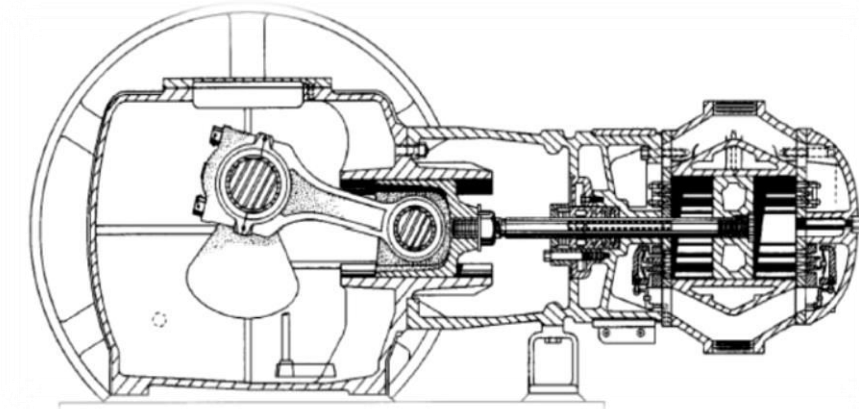


Figure II.3 : compresseur à piston ^[10]

II.3.2.1.1.2. Compresseur à membrane :

C'est la déformation élastique d'une membrane qui assure l'aspiration et la compression du gaz. Un système hydraulique permet d'assurer la flexion de la membrane : un piston se déplace dans le cylindre et agit sur le fluide hydraulique qui transmettra sans mouvement oscillatoire à la membrane.

Le rôle du plateau à trous est d'assurer une bonne répartition du fluide sous la membrane qui est souvent constituée de trois disques métalliques : ce système a l'avantage de permettre la détection de la rupture de la membrane par une mesure de pression.

La membrane assure une étanchéité statique coté gaz procédé de ce fait, les compresseurs à membrane sans utiliser pour des gaz dangereux, nocifs et corrosif.

La membrane permet également de réaliser les étanchéités vis-à-vis de la partie mécanique.

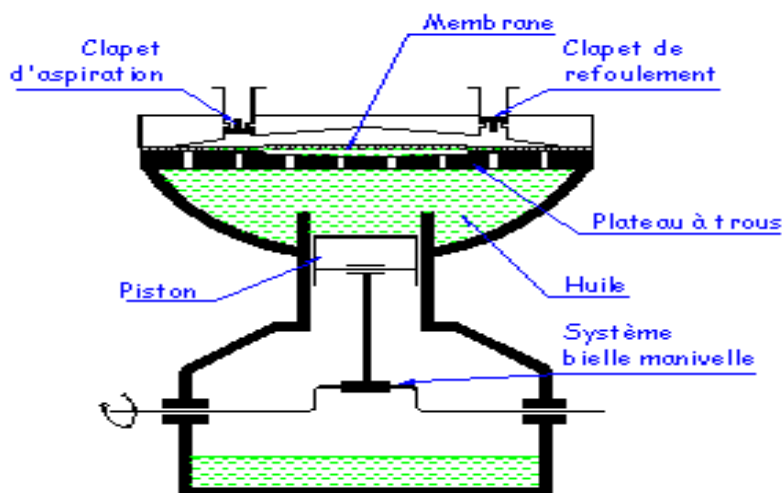


Figure II.4 : compresseur à membrane ^[10]

II.3.2.1.2. Compresseurs rotatifs :

Ils sont de plusieurs types :

- Compresseur à palettes mobile
- Compresseur à anneau liquide
- Compresseur à rotors hélicoïdaux
- Compresseur à lobes

Dont le principe de fonctionnement fondamental est le suivant :

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

II.3.2.1.2.1. Compresseur à palettes mobiles :

Il consiste d'un stator dans lequel tourne un rotor excentré ce dernier est muni de rainures dans lesquelles coulisent des palettes qui sont plaquées contre la paroi de stator par la force centrifuge.

Sous l'action de la force centrifuge, les palettes sont continuellement appliquées contre le cylindre. Le volume compris entre deux palettes est variable.

Le gaz aspiré par augmentation progressive de volume est ensuite emprisonné entre deux palettes et transporté vers le refoulement. Dans cette zone de refoulement, le volume diminue et le gaz comprimé s'échappe dans la tuyauterie de refoulement.

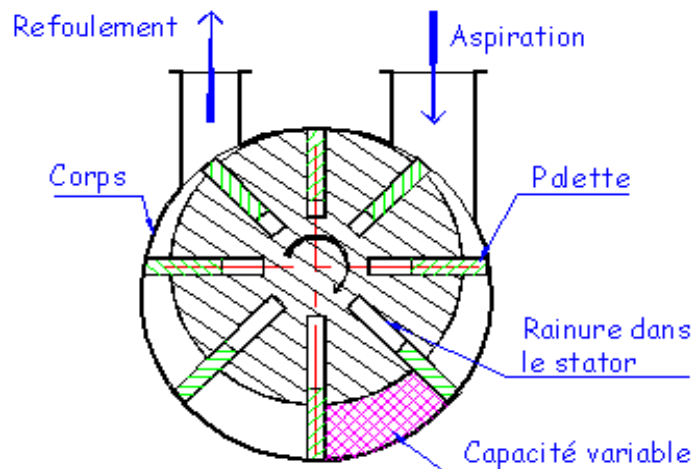
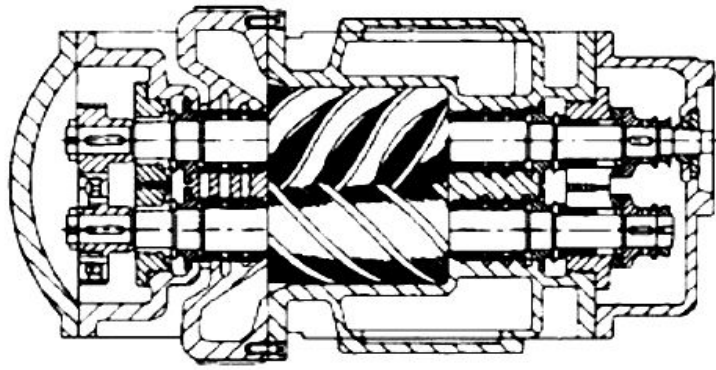


Figure II.5 compresseur à palette mobile ^[10]

II.3.2.1.2.2. Compresseur à vis :

La partie mobile est composée de deux vis s'engrenant l'une dans l'autre. Ces deux vis tournant en sens contraire. Le passage de gaz s'effectue parallèlement aux axes des deux vis.

La vis femelle comporte toujours un pas de plus que la vis mâle avec un profil différent.

Figure II.6 : compresseur à vis ^[10]

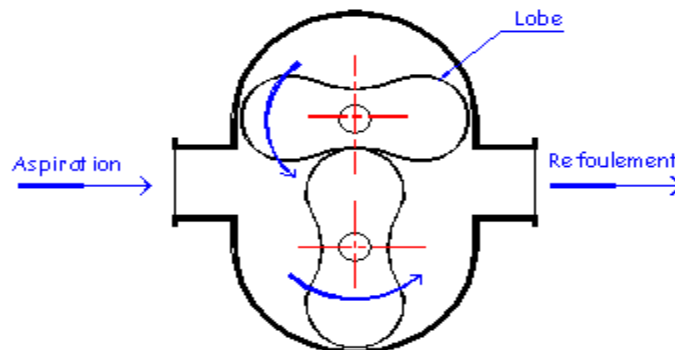
II.3.2.1.2.3. Compresseur à lobes :

Ils comprennent deux rotors engrangés qui ont le profil de lobe. Ils sont logés dans un corps muni de deux orifices, un pour l'aspiration et l'autre pour le refoulement.

L'engrenage des deux rotors est réalisé à l'aide d'un couple de pignons de synchronisation placé à l'extérieur de la machine.

Le jeu entre le rotor peut varier de 0.1 à 1 mm suivant le type de machine.

Les arbres des rotors sont portés par des roulements placés à l'extérieur. L'étanchéité vers l'extérieur est assurée soit par des presses étoupes, soit par des garnitures mécaniques. L'entraînement des deux rotors se fait en sens inverse l'un de l'autre.

Figure II.7 : compresseur à lobes ^[10]

II.3.2.1.2.4. Compresseur à anneau liquide :

Les compresseurs à anneau liquide compriment les gaz d'une basse pression vers une haute pression. La plupart des gaz peuvent être comprimés, même ceux contenant des poussières ou une phase liquide, en raison de la technologie utilisée et de la présence d'un anneau liquide ; la compression est quasiment isotherme.

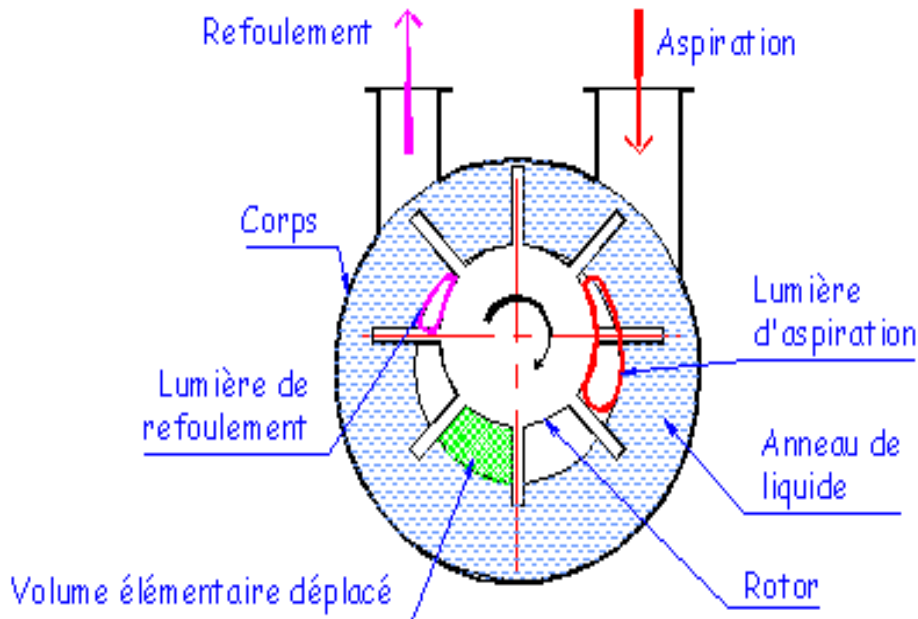


Figure II.8 : compresseur à anneau liquide ^[10]

II.3.2.2. Compresseurs dynamique ^[11] :

Dans ces machines, l'énergie est transférée au gaz par l'intermédiaire d'un aubage animé d'un mouvement rotatif, ce qui confère à ces machines le nom de "roto-dynamique" (dans les "techniques de l'ingénieur"). La forme du trajet du fluide les classent comme pour les pompes en :

- machines centrifuges (radial flow), où le gaz sort de l'aubage dans un champ perpendiculaire à l'axe de rotation
- machines axiales (axial flow), où le gaz sort de l'aubage dans une direction générale parallèle à l'axe de rotation
- machines hélico-centrifuges (mixed flow) où le gaz sort de l'aubage dans une direction intermédiaire aux deux précédentes

Ces dernières machines, peu présentes en industrie de procédé, se rencontrent parfois sur des compresseurs de transport par gazoduc.

II.3. 2.2.1. Compresseurs axiaux ^[10] :

Les compresseurs axiaux sont des machines réceptrices à écoulement axial du compressible, ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation, ils sont caractérisés par le nombre d'étage important et le taux de compression n'est pas élevé.

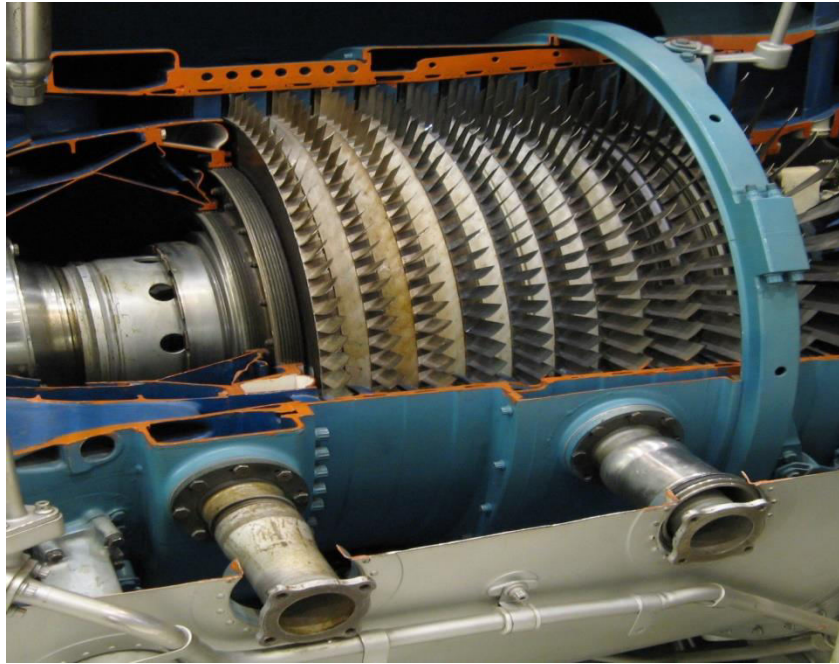


Figure II.9 : compresseur axial

II.3. 2.2.2. Compresseurs centrifuge ^[10] :

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

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



Figure II.10 : compresseur centrifuge.

II.4.Type et classification des compresseurs centrifuges :

II.4.1.type des compresseurs centrifuges

La construction de ces compresseurs étant adaptée au cas particulier de chaque réalisation, on distingue :

II.4.1.1. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical :

Ces compresseurs sont généralement multi étagés, et peuvent fonctionner à haute pression. L'étanchéité est assurée par un joint torique monté entre le corps et le couvercle, ce dernier est rapporté à l'enveloppe par boulonnage qui facilite le montage et le démontage de l'ensemble aérodynamique.

Les corps ouverts verticalement sont constitués d'un cylindre fermé aux extrémités par deux flasques. C'est pour cette raison que ce type de compresseur est dénommé « barrel ». Ces compresseurs, généralement multi-étages, peuvent fonctionner à des pressions élevées (jusqu'à 700 kg/cm^2).

Le rotor et les diaphragmes situés à l'intérieur du corps ne diffèrent pas fondamentalement de ceux des compresseurs MCL.

- Compresseurs BCL : Ce sont des compresseurs du type barrel prévoyant un seul étage de compression.

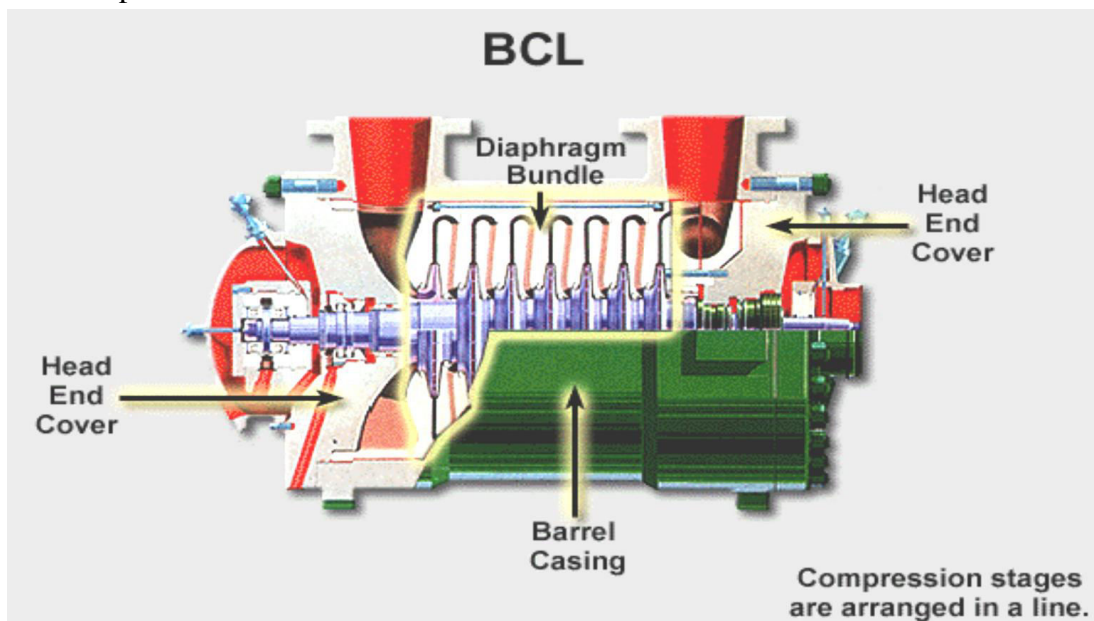


Figure.II.11.Compresseur BCL

- Compresseurs 2BCL : Il s'agit de compresseurs de type barrel avec deux étages de compression en série dans un seul corps.

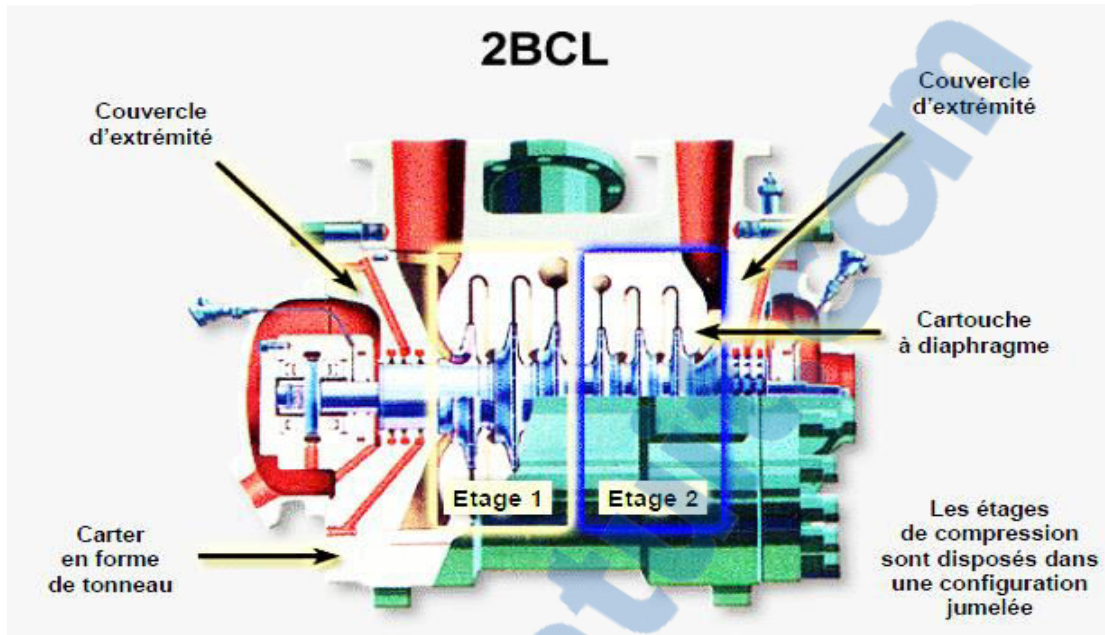


Figure.II.12.Compresseur 2BCL

- Compresseurs DBCL : sont des compresseurs barrels à haute pression ; ont des corps en forme de cloche et sont fermés par des segments à la place des boulons.

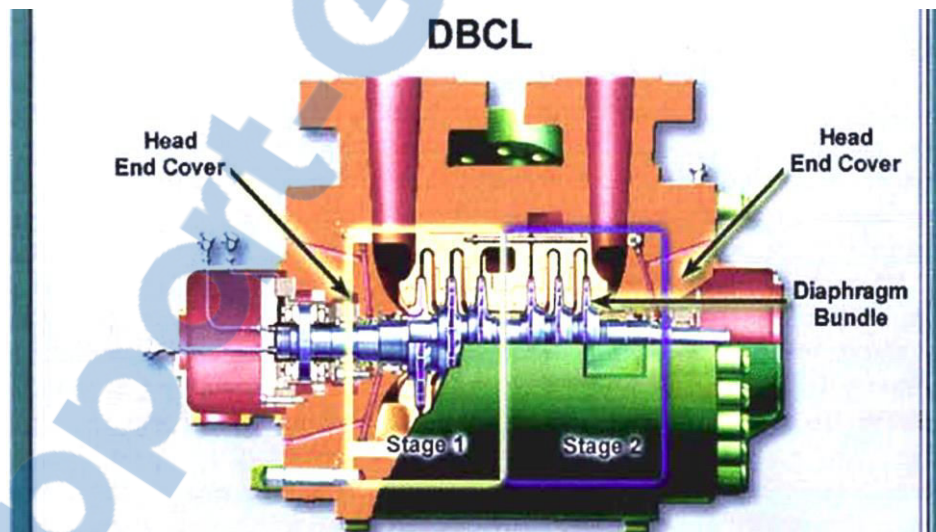


Figure.II.13.Compresseur DBCL

II.4.1.2. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal :

Ces compresseurs fonctionnent généralement à de basses pressions et débits importants. Le corps ouvert horizontalement est constitué évidemment de demi corps unis sur le joint horizontal, les tubulures d'aspiration et de refoulement ainsi celles intermédiaires, les tuyauteries d'huile de graissage et tous les raccords du compresseur et le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi corps inférieur, ce qui permet une maintenance aisée.

L'enveloppe est moulée et généralement avec une surépaisseur de corrosion de 3 mm. Les tubulures en fonderie utilisent une volute extérieure au niveau du refoulement pour réduire l'entraxe entre les paliers.

Les compresseurs avec corps ouvert horizontalement sont indiqués par le signe MCL et peuvent être subdivisés à leur tour suivant le nombre de section.

- Les compresseurs MCL : ce sont des compresseurs multi-étages et comprennent un étage de compression.

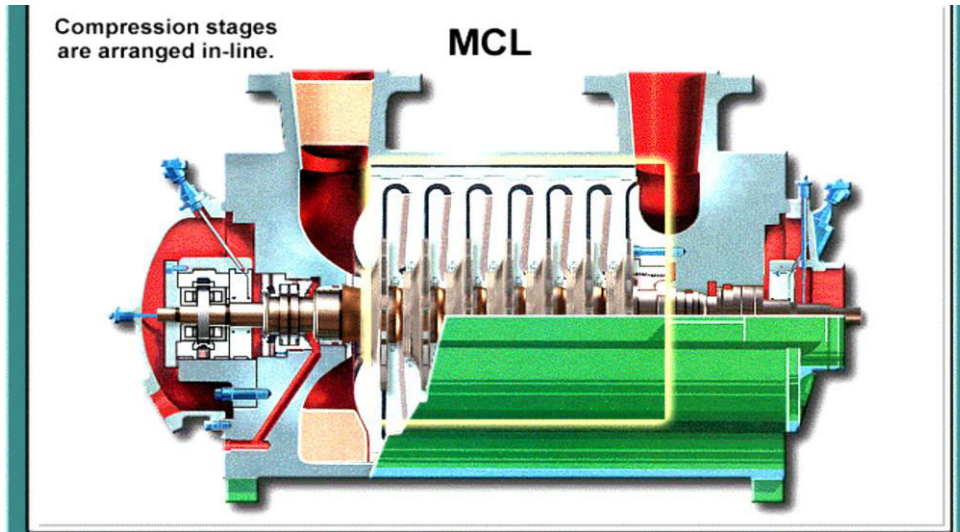


Figure.II.14.Compresseur MCL

- Les compresseurs 2MCL : Il s'agit de compresseur multi étagés groupant deux étages de compression en série avec une réfrigération intermédiaire dans la même machine.

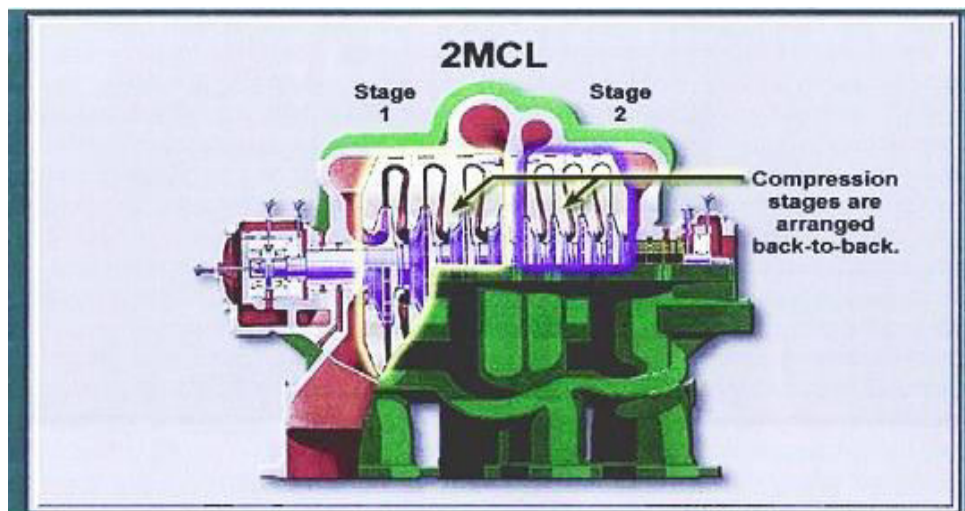


Fig.II.15.Compresseur 2MCL

- Les compresseurs 3MCL : Ce sont des compresseurs multi-étagés généralement avec plus de deux étages de Compression réalisés dans un seul corps ; en général, ils sont utilisés pour des services où on a besoin de comprimer des débits de gaz divers à des niveaux de pression différentes, soit avec injection ou avec extraction de gaz pendant la compression.

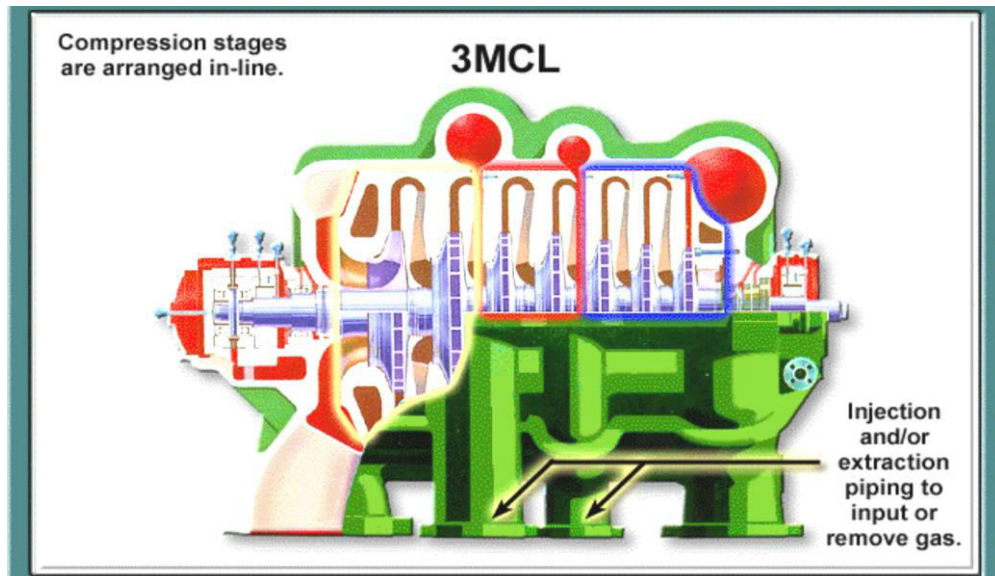


Figure.II.16.Compresseur 3MCL

II.4.1.3. Compresseur avec corps en forme de cloche :

- Les compresseur de type BCL-VHP (compresseur des canalisations) : Les corps de ces compresseurs sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical au lieu de deux : comme pour les BCL, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel les brides d'aspiration et de refoulement sont latérales et opposées pour pouvoir les raccorder plus facilement aux canalisations du gazoduc.

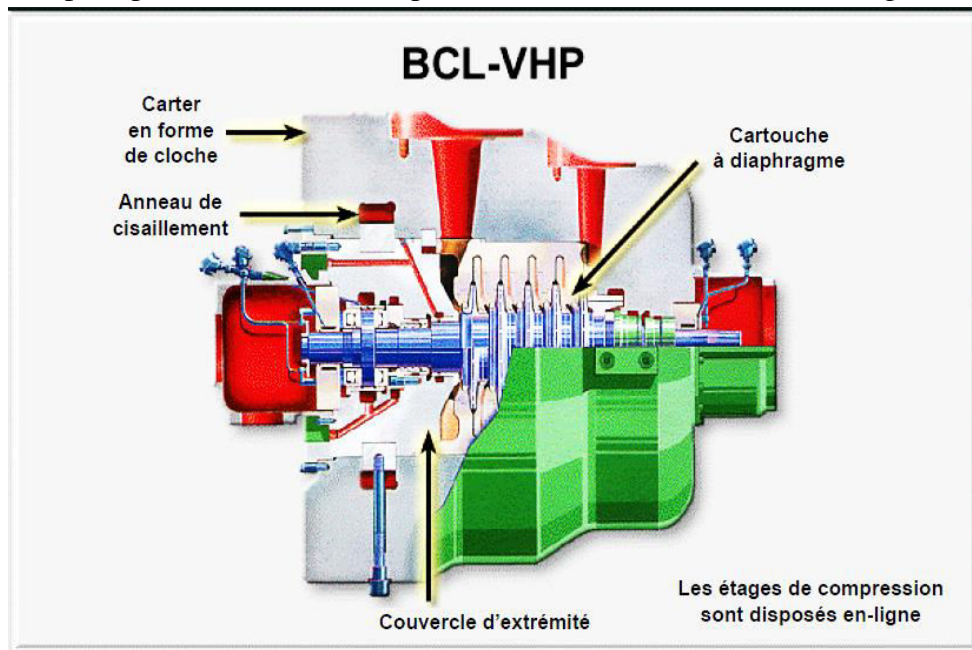


Figure.II.17.Compresseur type BCL-VHP

- Les compresseur de type SR (stage-réseau), il s'agit de compresseur pour service à des pressions relativement basses. Leur caractéristique est d'avoir plusieurs arbres et roues relatives. L'aspiration se fait axiale et le refoulement est radial, généralement, utilisés pour compresser de l'air, de la vapeur et pour des applications géothermiques.

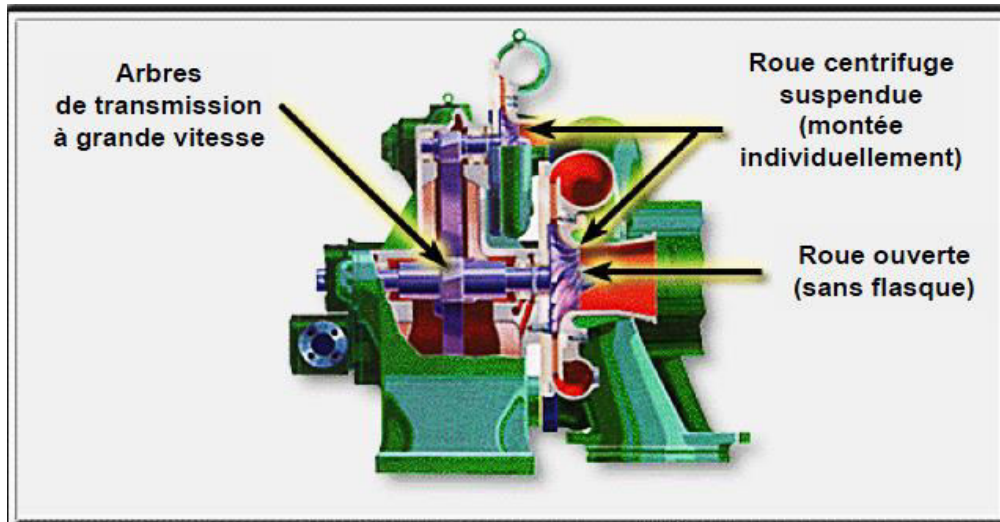


Figure.II.18.Compresseur type SR

II.4.2.Classification des compresseurs centrifuge :

Les compresseurs centrifuges ont des formes différentes en fonction du service pour lequel ils doivent être utilisés, et en fonction de la pression nominale.

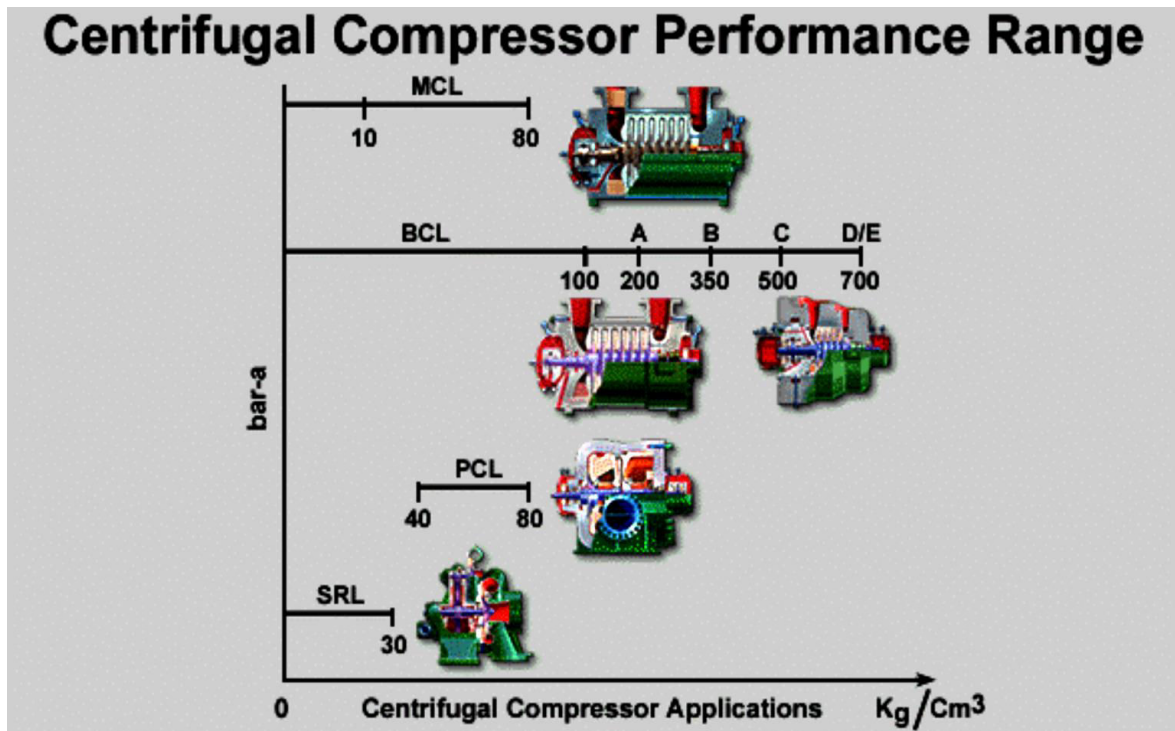


Figure .II.19.Classification des compresseurs centrifuges

II.5. Une comparaison entre les différents types des compresseurs ^[10] :
le tableau suivant indique la comparaison entre les différents types des compresseurs.

Tableau II.1 : la comparaison entre les différents types de compresseurs

Type		Mouvement linéaire	Mouvement rotatif	Débit	Pression	Rendement
volumétrique	Compresseur à piston	+		Faible à moyen	Elevée	Très bonne
	Compresseur à membrane	+		faible	Elevée	Moyen
	Compresseur à vis		+	faible	Moyenne	Faible
Volumétrique	Compresseur à roots		+	Faible	Basse	Faible
	Compresseur à palette		+	Faible	Basse	Faible
Dynamique	Compresseur centrifuge		+	important	Elevée	Très bonne
	Compresseur axial		+	Très important	Basse	Très bonne

II.6. Diagramme des domaines conventionnels d'utilisation des différents types de compresseurs :

Sur le diagramme ci-après sont précisés les domaines d'application des machines citées précédemment. Les limites qui sont indiquées sont d'abord d'origine économique avant d'être technique. La pression de refoulement maximale, le débit correspond au débit volume aspiré.

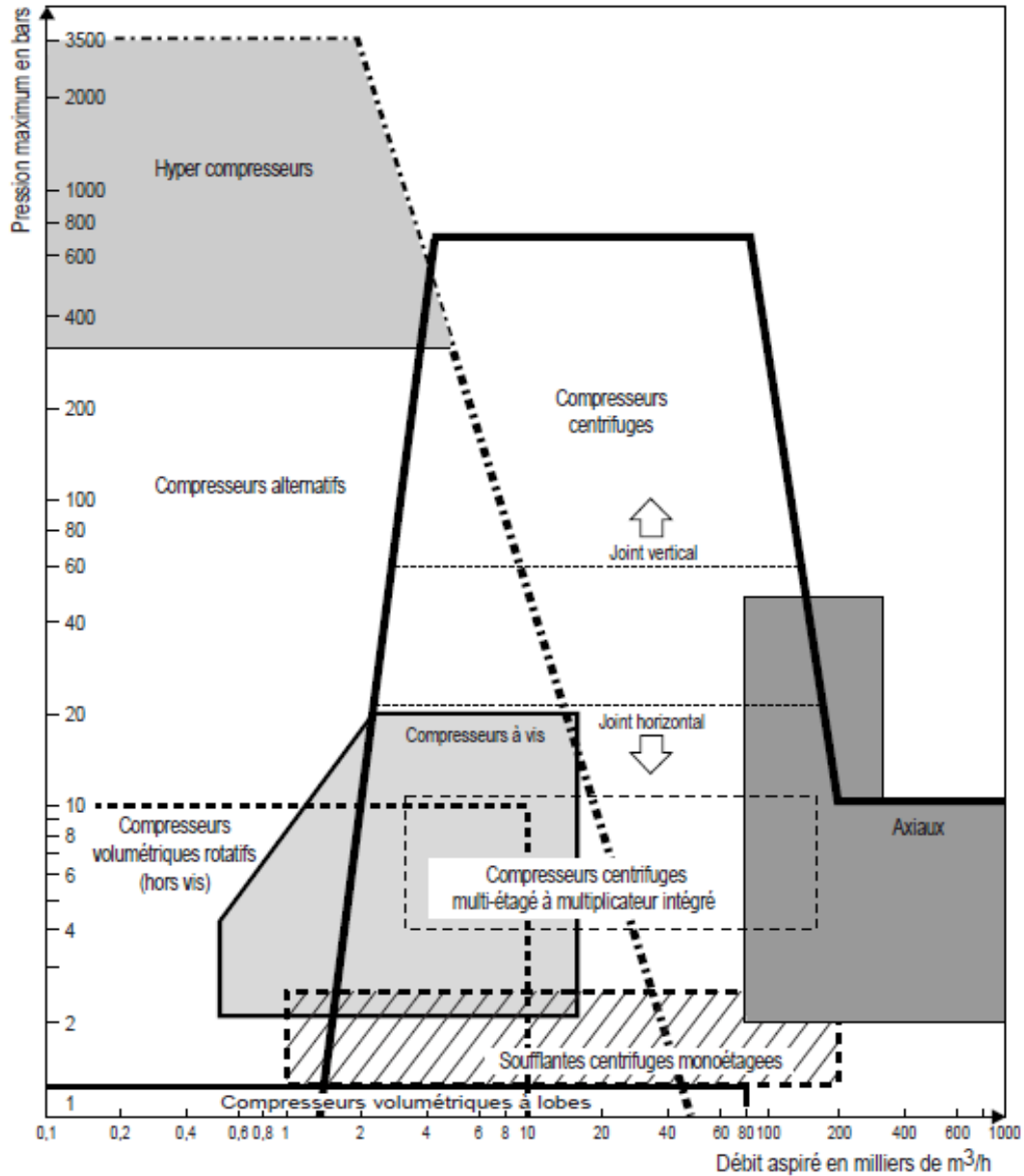


Figure.II.20. Diagramme d'utilisation des compresseurs

II.7. Description de compresseur centrifuge :

Le rotor est composé d'un arbre sur lequel sont montées les roues. Le poids du rotor et sa vitesse de rotation imposent cependant des paliers spécifiques assurant une rotation sans vibration, ni échauffement excessif, avec une très grande fiabilité. La butée qui positionne axialement le rotor est prévue pour encaisser des efforts normaux élevés et des effets supplémentaires sur incidents.

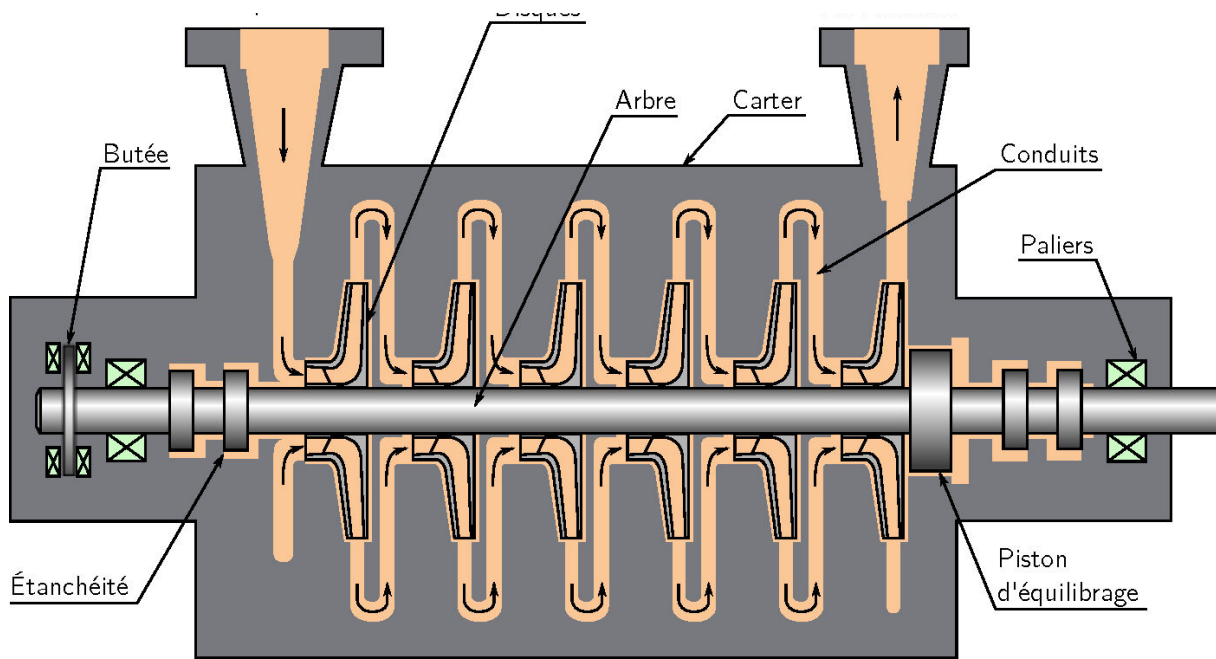


Figure. II.21.Schéma typique d'un compresseur centrifuge

II.6.1.Principe de fonctionnement

Pour comprimer un gaz, il est nécessaire de dépenser de l'énergie, cette énergie dans le cas d'un compresseur centrifuge est fournie par l'organe d'entraînement soit une turbine à gaz ou un moteur électrique, qui fait tourner le rotor du compresseur à une vitesse N (tr/min) en lui appliquant un couple d'entraînement C .

Rappelons que la puissance P délivrée par l'organe d'entraînement est :

$$P = C \omega \quad (\text{II.1})$$

C : couple moteur sur l'arbre (N.m).

ω : vitesse angulaire de rotation (rd/s).

Ainsi, le gaz à la sortie de la roue peut avoir une vitesse élevée, mais cette forme d'énergie cinétique est peu intéressante et l'objectif recherché est de la transformer en énergie de pression.

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

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

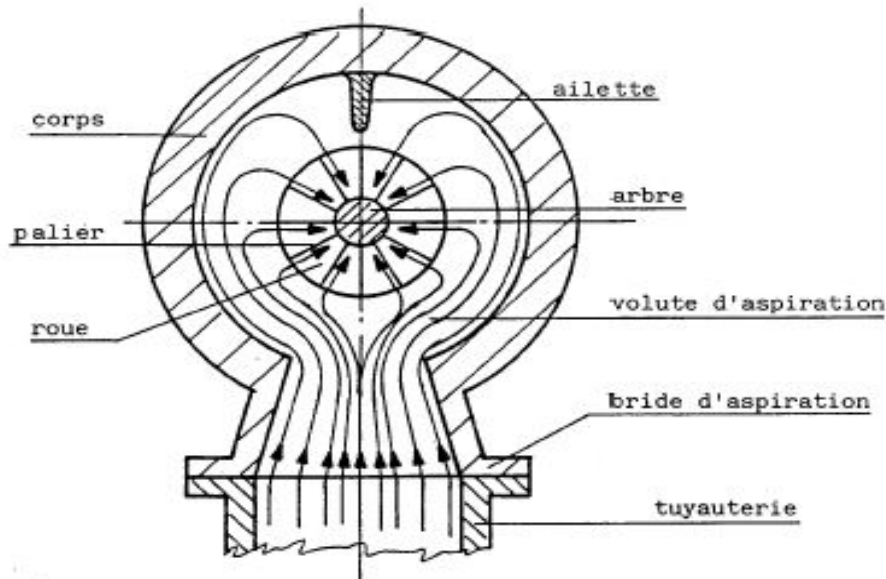


Figure.II.22. Parcours du gaz à l'entrée de compresseur (brides d'aspiration)

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration il est donc aspiré par la première roue

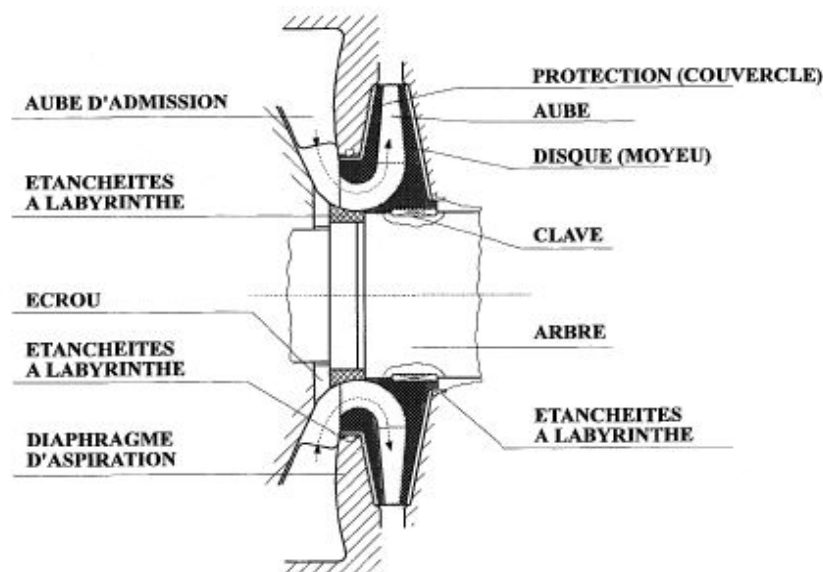


Figure.II.23. Parcours du gaz dans la roue

La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression, le gaz parcourt une chambre annulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue et donc la pression augmente.

Puis le gaz parcourt le canal de retour, celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire, où se trouvent les aubes qui ont la tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante. Ensuite le gaz est aspiré par la deuxième roue. Le même parcours se répète pour chaque roue.

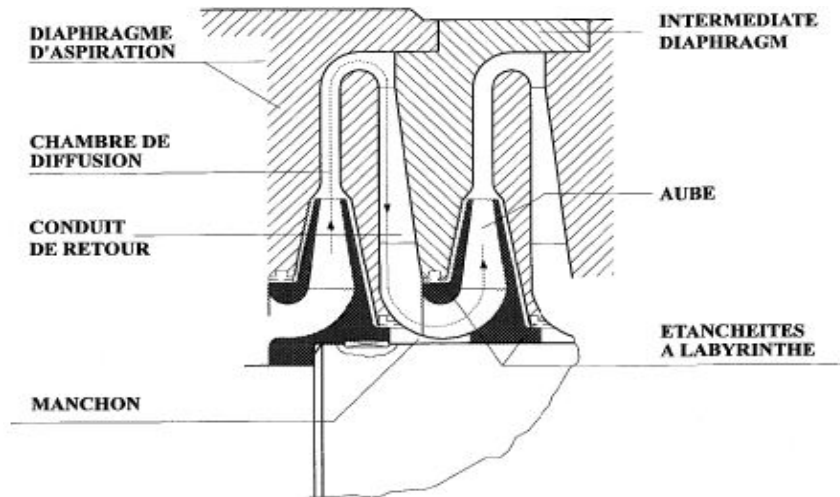
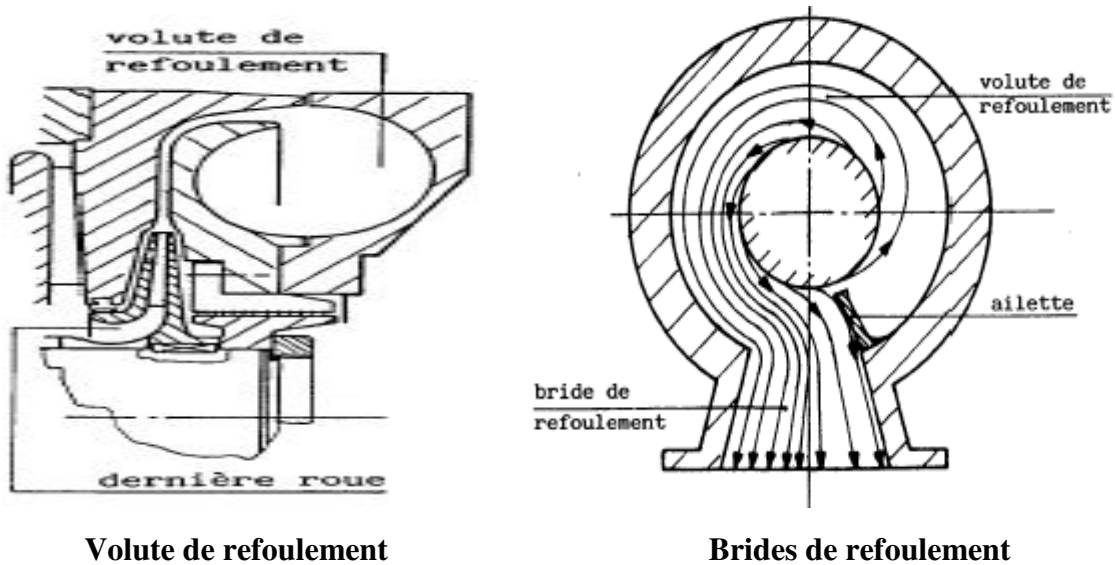


Figure.II.24.Parcours du gaz au niveau de diffuseur

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement (Fig.II.25)

La volute de refoulement est une chambre circulaire collectant le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirige vers la volute de refoulement, près de cette dernière il y a une ailette qui empêche le gaz de continuer à tourner dans la volute et qui l'envoie à la bride de refoulement.



Volute de refoulement

Brides de refoulement

Figure.II.25. Parcours du gaz à la sortie du compresseur

II.8.Évolution de la vitesse et de la pression :

II.8.1.Cellule de compression :

Le gaz entre dans le compresseur par la tubulure d'aspiration et arrive par un canal de distribution à la première roue. Il traverse ensuite un ensemble de pièces mobiles, les roues, et de parties fixes, les diffuseurs et canaux de retour.

Le gaz est évacué à la sortie du dernier diffuseur par la volute et la tubulure de refoulement.

II.8.2.Roue :

Le gaz est aspiré au centre de la roue, passe dans les canaux formés par les aubes pour sortir de la roue par sa périphérie.

À la traversée de la roue, le gaz reçoit de l'énergie centrifuge qui se traduit par une augmentation de pression, de vitesse et de chaleur. L'énergie fournie augmente très vite avec la vitesse de rotation, ce qui explique les hautes vitesses des compresseurs centrifuges.

II.8.3.Diffuseur :

À la sortie de la roue, le gaz pénètre dans un diffuseur fixe où il est ralenti, ce qui crée une nouvelle augmentation de pression de gaz.

II.8.4.Canaux de retour :

Le gaz est guidé jusqu'à l'entrée de la roue suivante par des canaux de retour qui freinent progressivement le mouvement de rotation du gaz autour de l'axe du compresseur. On peut estimer que dans une cellule (roue + diffuseur + canal de retour), l'augmentation de pression s'effectue pour 70 à 80 % dans la roue, le reste se fait dans le diffuseur.

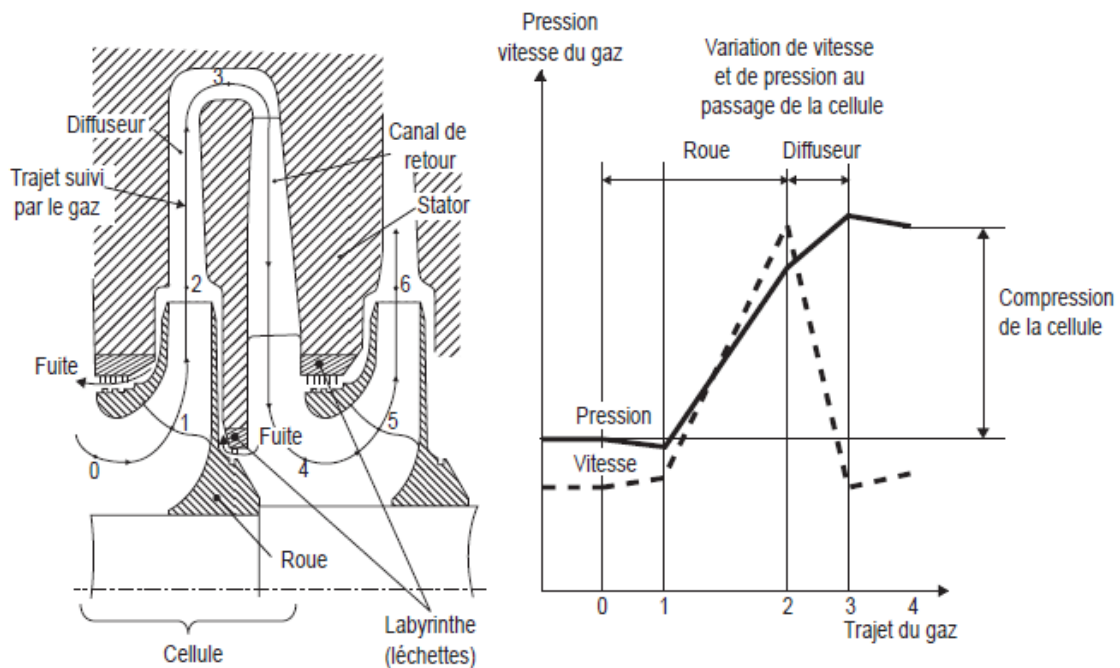


Figure.II.26. Evolution des pressions dans un étage de compression

II.9. Triangle des vitesses :

Les particules de fluides pénètrent dans la roue par un passage axial de la section définie, ensuite radial avec une vitesse \vec{C}_1 inclinée d'un rayon r_1 par rapport à la vitesse périphérique \vec{U}_1 et en sortant par une surface cylindrique de rayon r_2 , avec une vitesse absolue \vec{C}_2 inclinée d'un angle α_2 par rapport à la vitesse périphérique.

Les états d'un mouvement à l'entrée et à la sortie de la roue tournant à une vitesse angulaire constante ω , sont représentés par le triangle de vitesse.

Nous décomposons la vitesse absolue \vec{C}_1 sur le bord d'attaque en vitesse périphérique $\vec{U}_1 = \omega r_1$ et en vitesse relative \vec{W}_1 tangente au premier élément de l'aube.

La composante méridienne de la vitesse absolue \vec{C}_1 , sera désignée par le symbole \vec{C}_{m1} et la composante périphérique par \vec{C}_{u1} de la même façon, nous décomposons la vitesse absolue \vec{C}_1 à la sortie de la roue, pour obtenir les vitesses $\vec{U}_2 = \omega r_2$ et \vec{W}_2 tangente au dernier élément de l'aube. La composante méridienne de la vitesse absolue à la sortie sera désignée par \vec{C}_{m2} et la composante périphérique par \vec{C}_{u2} .

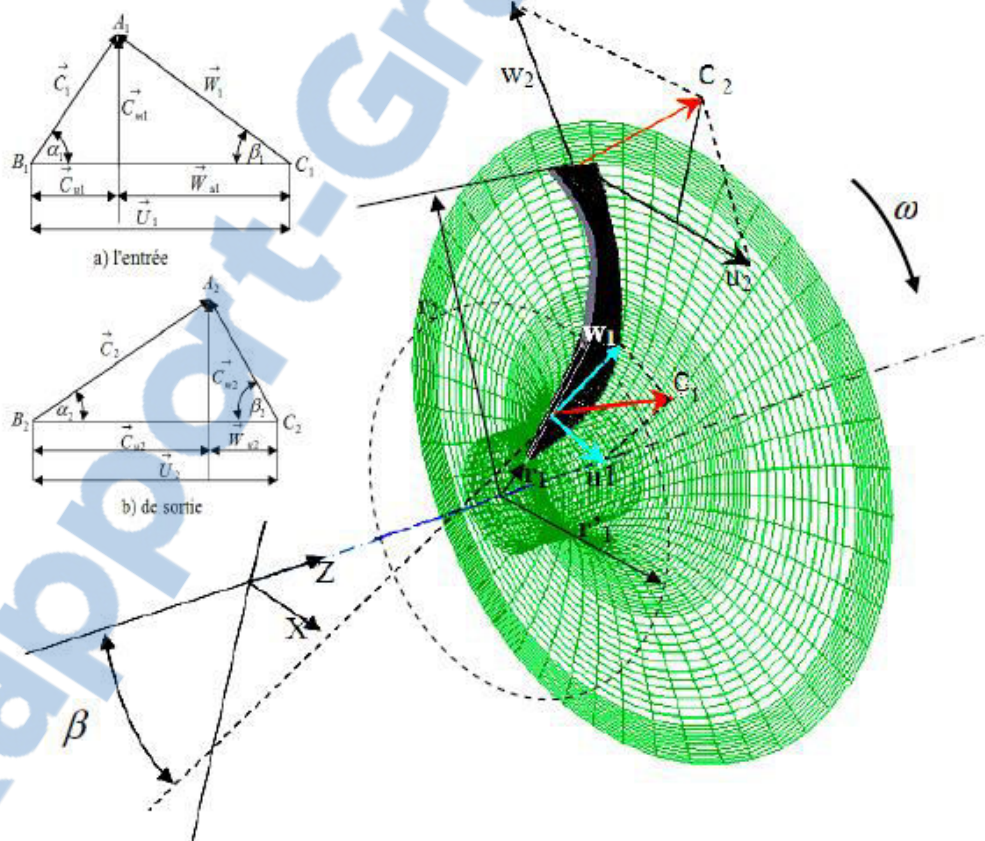


Figure.II.27. Triangle de vitesse

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement par les vecteurs $(\vec{C}_1 \text{ et } \vec{U}_1)$, $(\vec{C}_2 \text{ et } \vec{U}_2)$ sont appelés angles des vitesses absolues respectivement à l'entrée et à la sortie, tandis que les angles β_1 et β_2 formés respectivement par les vecteurs $(\vec{W}_1 \text{ et } \vec{U}_1)$ et $(\vec{W}_2 \text{ et } \vec{U}_2)$ sont les angles des vitesses

relatives respectivement d'entrée et de sortie de la roue les angles β_1 et β_2 constituent en même temps les angles de l'aube, que l'on appelle habituellement angle à l'entrée de l'aubage et à la sortie de l'aubage respectivement

II.10. Influence de l'inclinaison des aubages ^[8] :

II.10.1. Roues à aubes couchées en avant :

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

II.10.2. Roues à aubes radiales :

Pour des raisons constructives beaucoup de roues sont à aubes radiales qui sont résistantes et permettent des vitesses périphériques élevées.

Permettant une hauteur de refoulement importante, la nécessité d'utiliser des diffuseurs lisses et par conséquent les caractéristiques décroissantes, la zone de stabilité est faible.

II.10.3. Roues à aubes couchées en arrière :

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

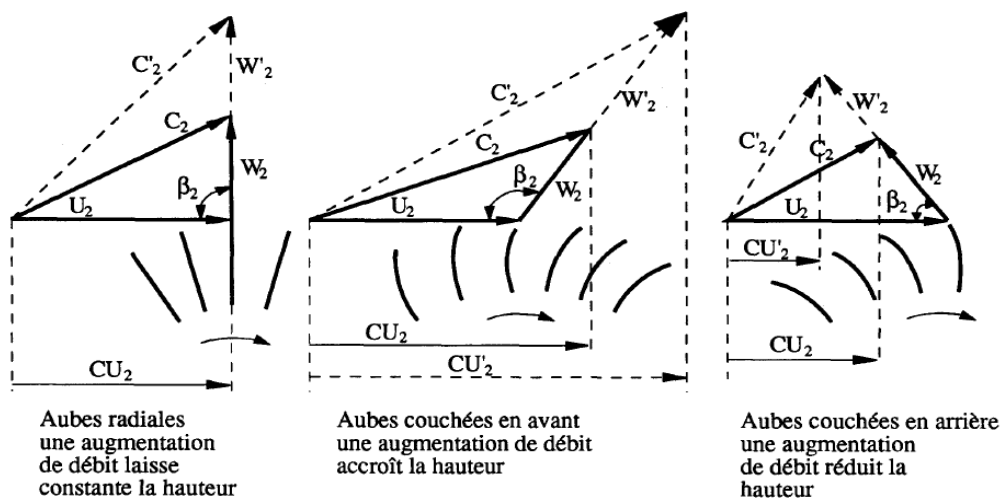


Fig.II.28. Triangle des vitesses pour différentes inclinaisons des aubes

II.11. Représentation du procédé de compression sur le diagramme (Z, S) ^[8]

Il est possible d'analyser tout le procédé de compression qui a lieu dans un étage d'un compresseur sur un diagramme Mollier (h, S) du fluide traité voir figure II.26.

Toute la phase de compression, c'est-à-dire tout le procédé de traitement du gaz dans l'étage, a pour but d'augmenter la pression du gaz de la pression initiale P_A à la pression finale P_B .

Cependant ce procédé a eu lieu en plusieurs phases, chacune se produisant dans une partie différente de la machine.

Admettons que l'étage soit l'étage initial. Le fluide qui se trouve à l'extérieur de la machine à la pression P_A , température T_A ...etc. c'est-à-dire dans les conditions du point A (figure I.9) arrivera à l'entrée de la tubulure d'aspiration du compresseur dans les conditions 0, c.-à-d. à une vitesse C_0 , une pression P_0 , une température T_0 ...etc.

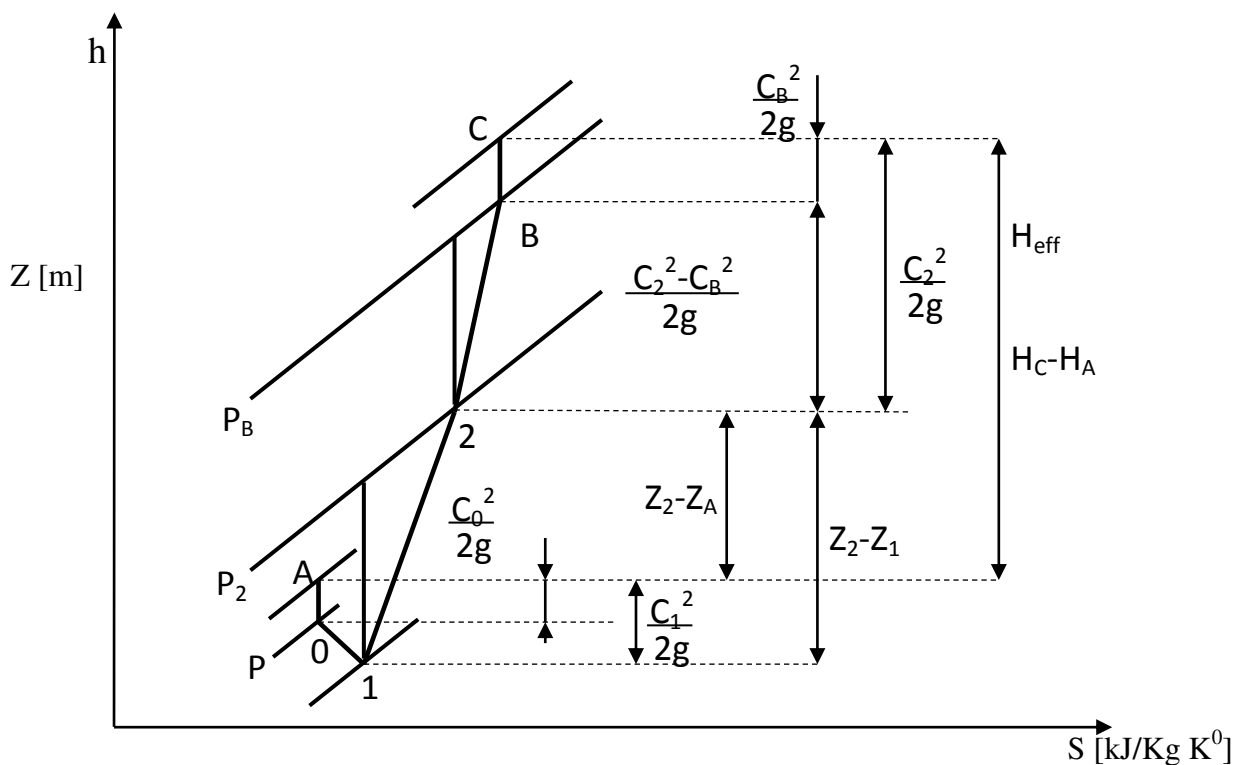


Figure II.29. Diagramme du procédé de compression (Z, S).

II.12. Limites d'utilisation

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

II.11.1. Température de refoulement

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

II.11.2. Vitesse de rotation

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

Roues moulées:	$u_p \text{ max}$	250 m/s
Roues rivetées:	$u_p \text{ max}$	280 m/s
Roues soudées:	$u_p \text{ max}$	350 m/s
Roues usinées ouvertes :	$u_p \text{ max}$	400 m/s

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

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

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

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

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

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

$$a = \sqrt{k r T} \quad (\text{II.2})$$

Avec :

a: Vitesse du son en m/s.

k: Coefficient de compression isentropique.

r: Constante spécifique du gaz parfait en kJ / kg K.

T: Température en K.

Conclusion

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée.

Le compresseur centrifuge assure le grand débit continu et un rapport de compression très élevée selon le besoin de débit et de pression de refoulement.

Chapitre III :
Compresseur centrifuge
BCL 606-3/A

Introduction

Le premier objectif du présent dans ce chapitre une étude technique du compresseur Centrifuge BCL 606, en premier lieu on cite la description et les caractéristiques techniques, ensuite on présente les différents éléments de construction de ce compresseur, le circuit de lubrification et le système d'étanchéité.

Enfin on présentera les différentes courbes de compresseur, et le système de pompage et d'anti-pompage, et le système d'entraînement de compresseur BCL 606.

III.1. Description de compresseur type BCL ^[14] :

Le compresseur centrifuge Nuovo pignon est indiqué par une série de lettres majuscules et du numéro.

Les lettre majuscules « BCL » indiquant les caractéristiques de corps (BCL : compresseur ayant un corps ouvert vertical, corps de type forme barrel). Les numéros placés après la lettre indiquant le diamètre nominal et le nombre des roues. On étudie dans cette expérience un compresseur ayant un corps a division vertical, a un étage de compression et un rotor avec six roues et de diamètre nominal de 600 mm ; Est indiqué par le sigle BCL 606.

Les lettres majuscules places après les numéros de sigle indique que la pression de projet du corps est supérieur au standard.

- **Codification du compresseur BCL 606-3/A :**

- B : corps de type à tonneau « Barrel ».
- C : roue fermée à contre disque.
- L : diffuseur à vortex libre
- 60 : 600 mm de diamètre des roues.
- 6-3 : 6 ou 3 roues.
- /A : code pression d'étude, A=200kg.

Ce compresseur comprend principalement un ensemble des éléments statoriques : (corps, extrémités supérieures diaphragmes,....) et un ensemble rotatif (rotors constitués par un arbre des roues et un tambour d'équilibrage) ; et il est entraîné par une turbine à gaz du type MS 5002/C fournie par NUOVO PIGNONE accouplée directement au compresseur au moyen d'un accouplement, et d'un multiplicateur.

Le compresseur type BCL a été conçu expressément pour comprimer les gaz à haute pression.

III.2 Caractéristique du compresseur BCL606 ^[14] :

III.2.1 Donnée générales de conception :

- poids:
 - Poids totaux 66000 Kg.
 - Poids du rotor 1760 Kg.
 - poids maximal pour entretien « rotor + diaphragme » 16500 Kg.
- Conditions de fonctionnement :
 - Gaz comprimé En grande quantité C₁, C₂ et C₃.
 - Ecoulement Massique 1063169 Kg /h.
 - Poids moléculaire 19,83 Kg/k Mole.
 - Facteur de compressibilité 0,895.
 - Pression d'aspiration 56,14 BAR.
 - Température d'aspiration 65°C.
 - Pression de refoulement 103,26 BAR.
 - Température de refoulement 118°C.
- Spécification :
 - Puissance de l'arbre 15306 KW.
 - Vitesse de rotation 4553 tr/min.
 - Sens de rotation dans le sens des aiguilles d'une montre.

III.3 Eléments constitutifs du compresseur type BCL 606-3/A ^[14] :

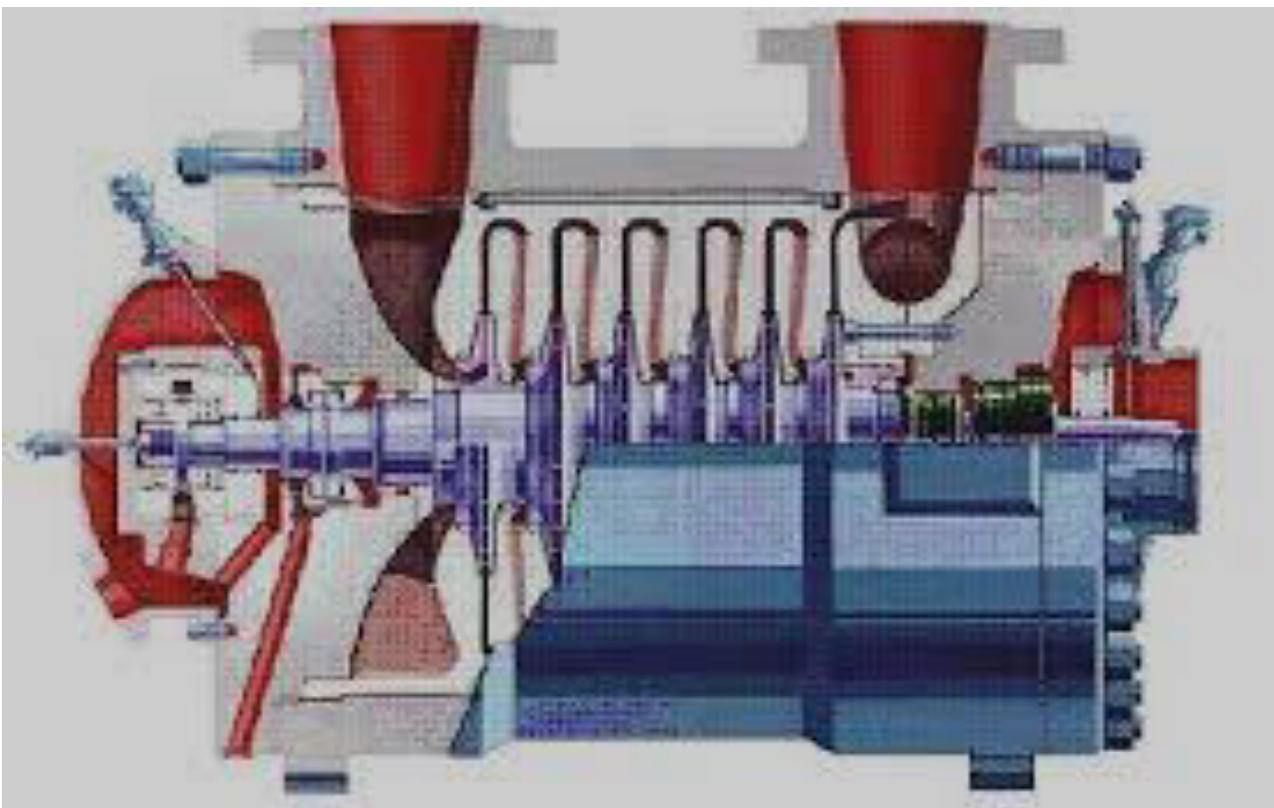


Figure.III.1.Compresseur BCL606/A 6 roues.

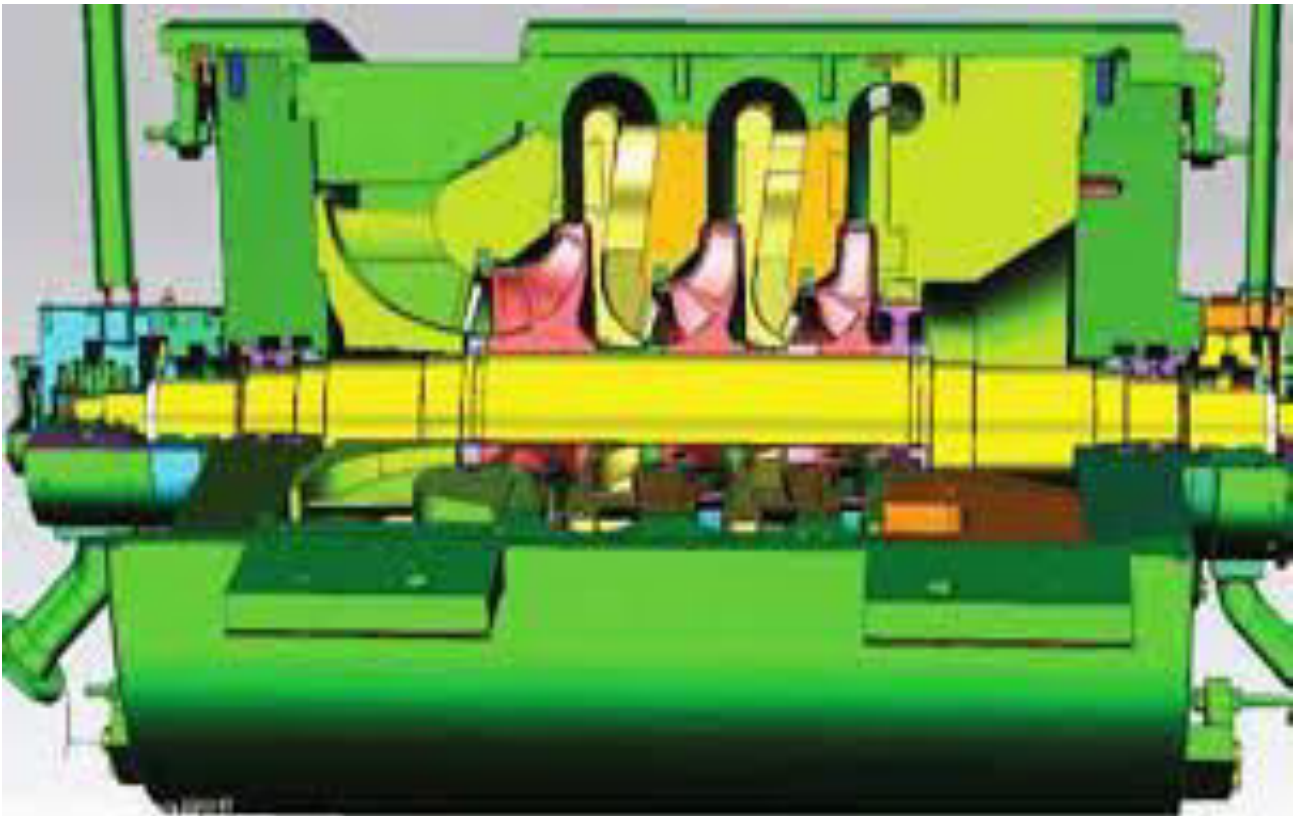


Figure.III.2.Compresseur BCL606/A 3 roues.

III.3.1 Le corps BCL :

Le carter des compresseur BCL est en forme de tonneau ferme aux extrémités par deux brides vertical (têtes de tubage).

Les têtes de tubage et les surface de contact avec le carter sont usinées avec la précision pour un bon assemblage.

Les têtes de tubage et le carter sont assemblés à l'intérieur du carter étant assurée secteur spéciaux (bagués de cisailles).

Les tuyères d'admission et de refoulement sont soudées ou carter.

Quatre pieds se projetant de la ligne de centre horizontale et assis sur des montants spéciaux supportant le carter. Les pieds à l'extrémité d'accouplement sont prévus de clavettes parallèles pour le positionnement de la machine longitudinalement.

Deux clavettes parallèles soudées au carter le long de l'ajustement de la ligne centrale longitudinale de compresseur dans des guidages spéciaux appropriés soudés au

soubassement ; position la machine en direction transversale. Cet aménagement permet la dilatation thermique sans la modification de l'alignement de la machines.

Les deux têtes de tubage installées sur les bouts de carter portent la carcasse des paliers du rotor et celles des étanchéités d'en bout, qui préviennent les pertes de gaz du carter.

Les têtes de tubage sont en forme d'entonnoir afin d'assurer une résistance supérieure à la pression de réduire l'intervalle entre les paliers porteurs.



Figure.III.3.Corps du compresseur BCL

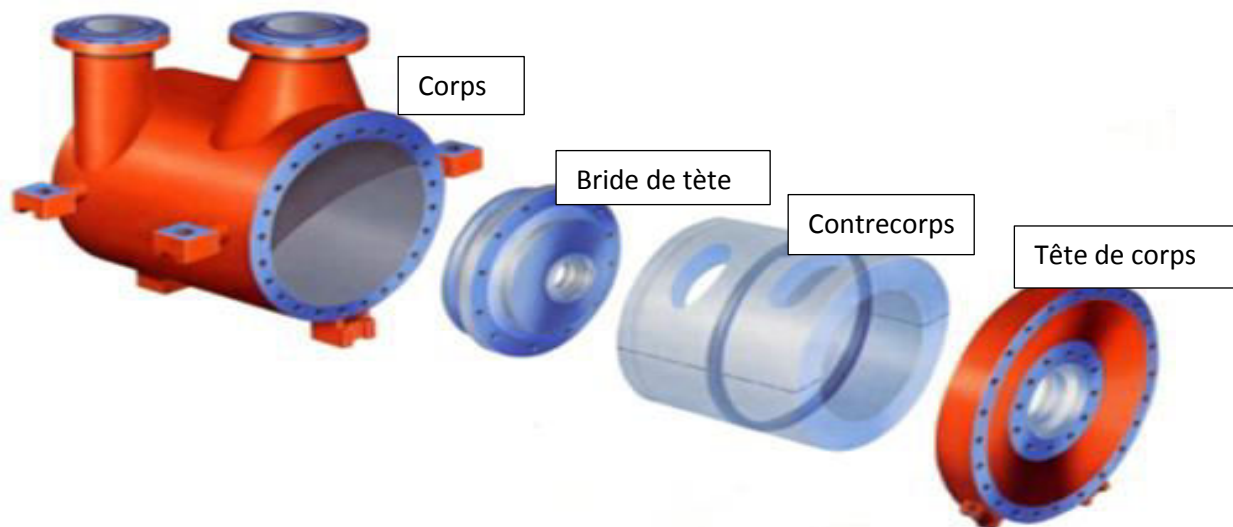


Figure.III.4.Stator de type baril

Cette configuration est adoptée pour les compresseurs centrifuges haute-pression

III.3.2 Diaphragmes BCL :

L'ensemble de diaphragme montré autour de l'ensemble du rotor, constitue le composant statorique des étages de compression.

Les enceints de diffusion sont constitué par des passages annulaires à traverse les diaphragmes c'est là que l'énergie cinétique à la sortie de la 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 diaphragme sont divisés selon un plan médian horizontal et sont montés à l'intérieur d'un contrecorps, lui-même divisé selon un plan médian horizontal formant ainsi deux paquets séparés.

La position des demi-diaphragmes supérieurs dans la moitié supérieure dans contrecorps est effectuée au moyen de vis de blocage, ce qui permet de soulever le contrecorps sans faire tomber les diaphragmes.

Les étanchéités à labyrinthe sans 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 au impulseurs.

Des bagues d'étanchéités, installée dans les rainures sur le pourtour du contrecorps, empêchent toute fuite de gaz vers des zones à pression inférieure.

Une série de rouleaux placés sur le cote refoulement du contrecorps inférieur facilite l'introduction de l'ensemble complet paquet diaphragmes / rotor dans le corps ; cet ensemble est placé axialement et retenu par la bride de la tête, et une clavette de positionnement placé entre paquet et corps.



Figure.III.5.Paquet de diaphragme.

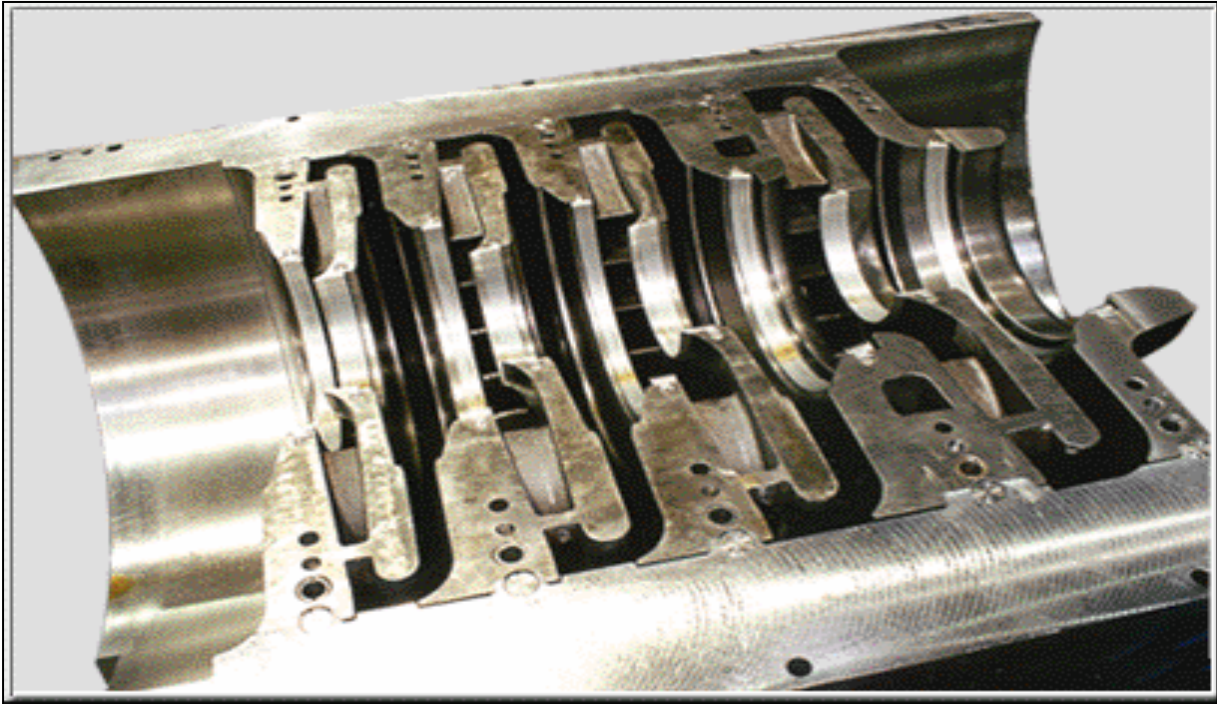


Figure.III.6. Diaphragme

III.3.3 ROTOR :

Le rotor se compose d'un arbre sur lequel sont installés les impulseurs et les bagues d'écartement. Les écartements sont montés à chaud sur l'arbre. Ils positionnent les impulseurs en direction axiale et protègent les sections de l'arbre, qui se trouvent entre les impulseurs, du contact avec le gaz.

L'impulseurs est la partie du compresseur centrifuge qui augmente la vitesse du gaz.

Les impulseurs sont de type fermé avec les aubages tournés vers l'arrière, montés à chaud et clavetés sur l'arbre.

Avant d'être monté sur l'arbre chaque impulseur est soumis à un équilibrage dynamique et à un essai de survitesse 15% supérieure à la vitesse maximale continue.

Pendant le fonctionnement du compresseur, le rotor est soumis à une poussée axiale dirigée vers le côté 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.



Figure.III.7.Rotor

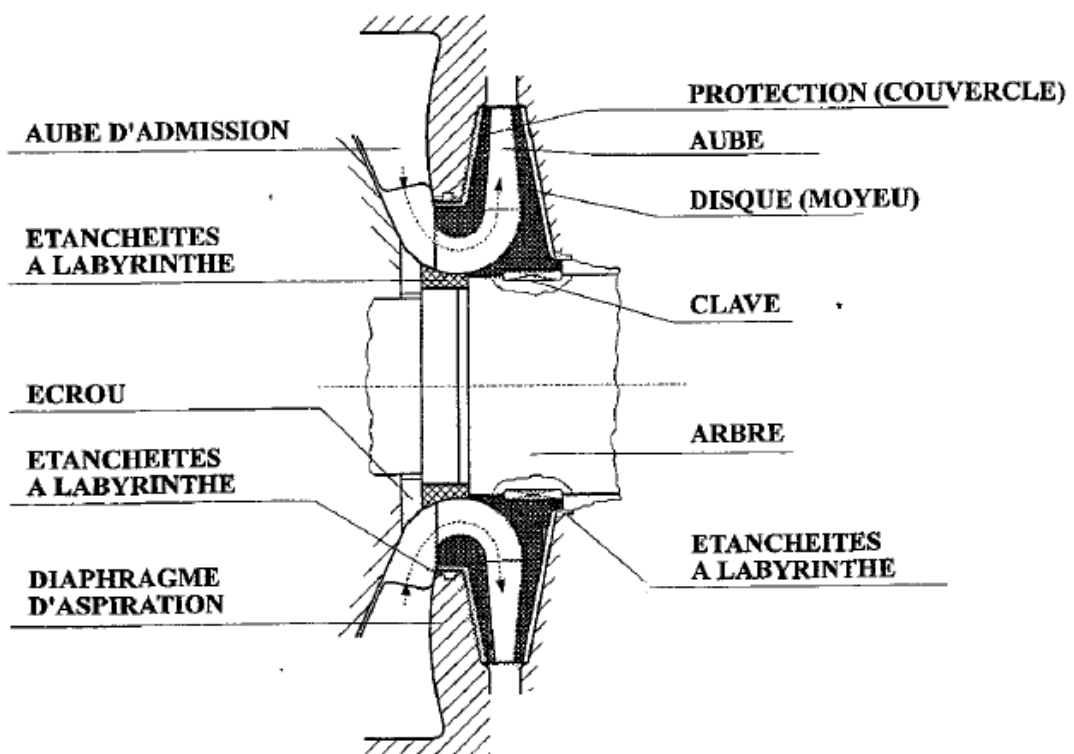


Figure.III.8.Zone impulseur et aspiration



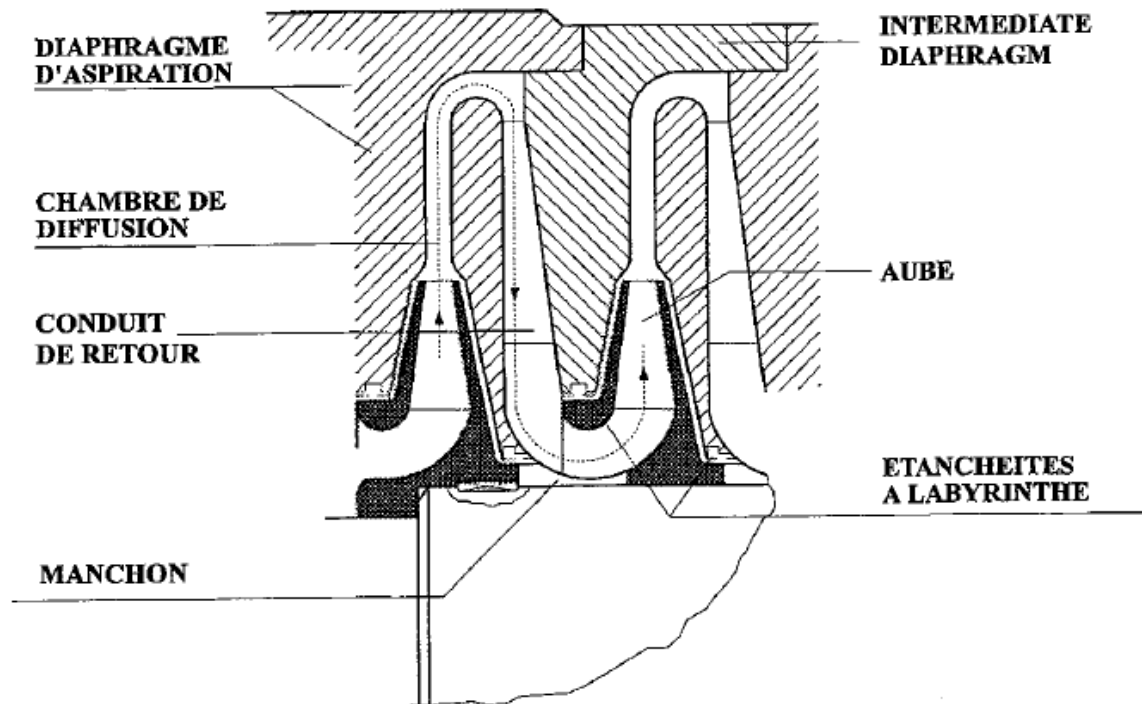


Figure.III.9.Composants intérieurs de compresseur.

III.3.4 Tambour d'équilibrage :

Le rotor de compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale dirigée du côté de l'aspiration, imputable aux différentes pressions agissant sur les surfaces externes du couvercle du moyeu de chaque roue.

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

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

Soumettant la chambre d'équilibrage à une pression plus basse (approximativement égale à la pression d'aspiration) on crée un différentiel de pression en sens opposé à celui des roues. Ceci est obtenu en reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur au moyen d'une tuyauterie de gaz d'équilibrage.

Le tambour a été conçu de façon à réduire considérablement la poussée axiale sans pour autant l'équilibrage entièrement. La poussée résiduelle est absorbée par le palier de butée assurant ainsi l'immobilité du rotor en direction axiale.

Le tambour d'équilibrage est monté à chaud sur l'arbre. L'ensemble des roues, manchons-entretoises et tambour est fixé sur l'arbre au moyen d'un collier de serrage.

Après avoir monté le tambour, le rotor sera à nouveau soumis à équilibrage dynamique.

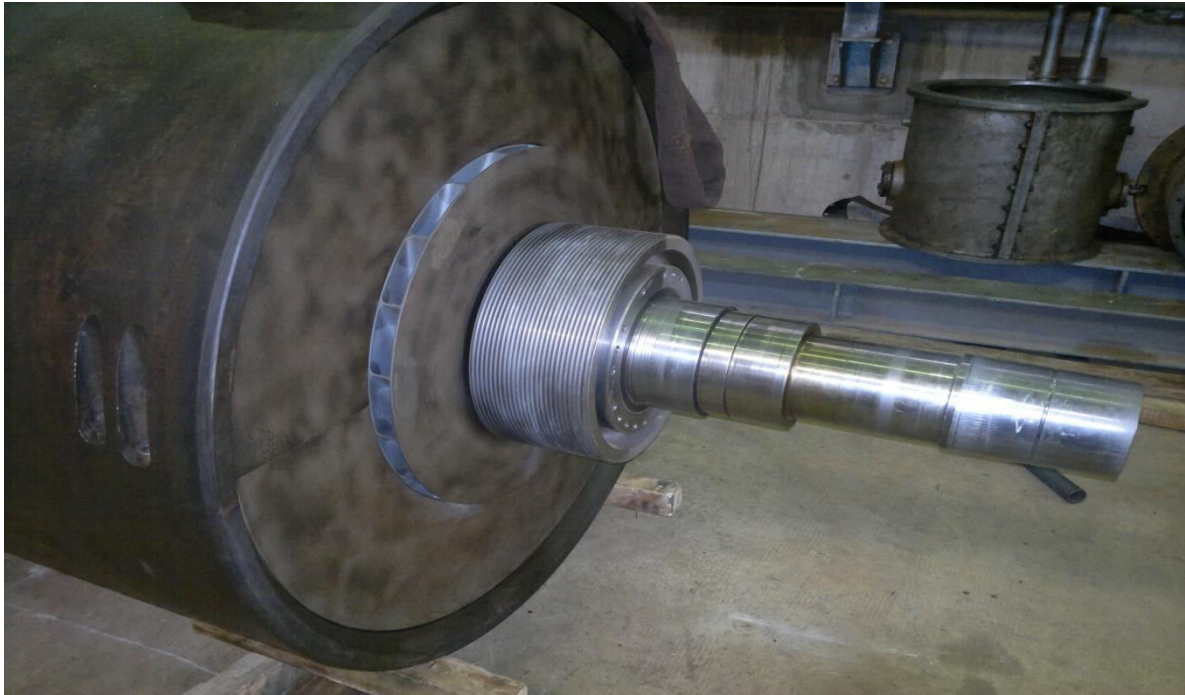


Figure.III.10.Tambour d'équilibrage

III.3.5. Paliers porteurs :

Les paliers porteurs sont du type à patins oscillants et à lubrification forcée.

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

Les patins porteurs (A) sont réalisés en acier revêtu de métal blanc. Ils sont solidaires des taquets en acier (B) et sont en place dans leur logement formé par le carter (C) et par deux bagues d'étanchéité huile (E).

Les patins peuvent osciller dans le carter aussi bien dans le sens radial que dans le sens axial afin d'atténuer au maximum les vibrations radiales du rotor.

La rotation des patins dans la carte est bloquée par des goujons qui dépassent des vis (D) fixées sur le carter. Le palier est axialement positionné sur la bride de tête, ou sur le corps du compresseur grâce à des vis.

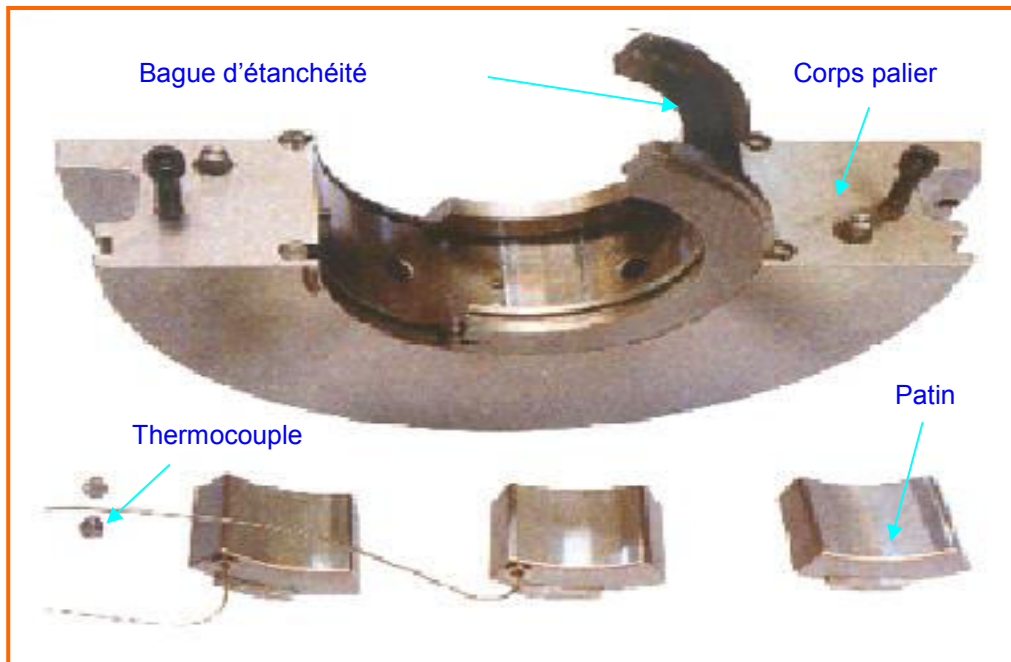


Figure. III.11.Palier porteur du compresseur BCL 606-3/A.

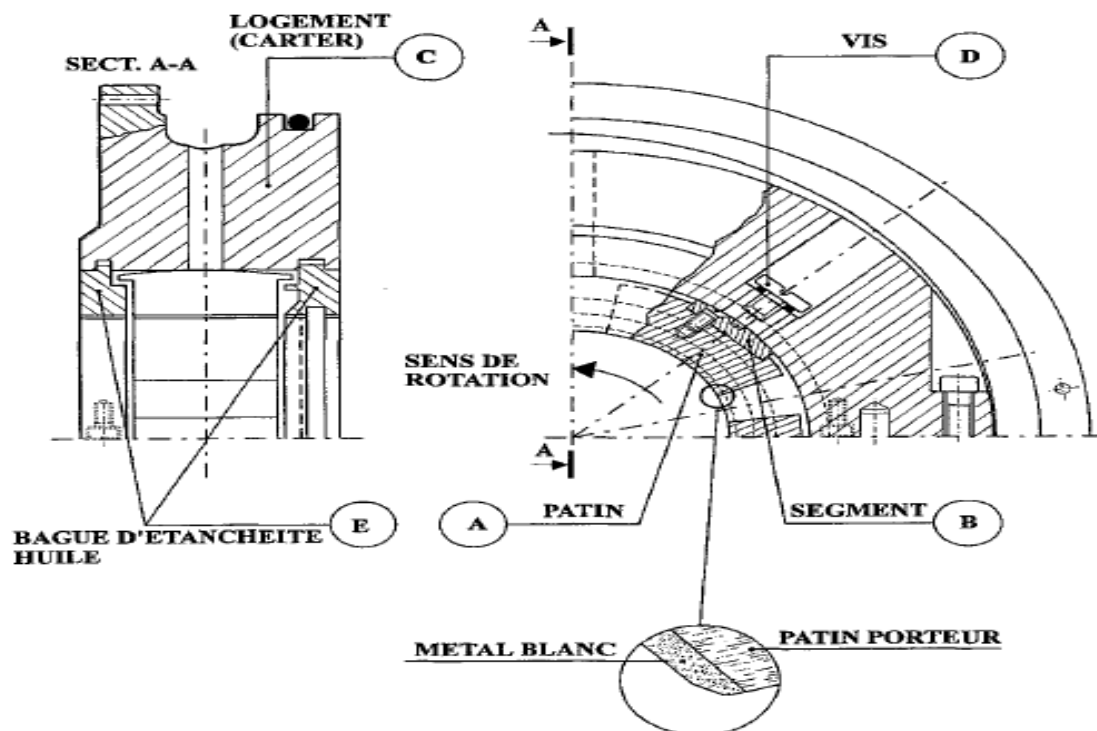


Figure. III.12.Côté opposé à la butée logement en deux moitiés.

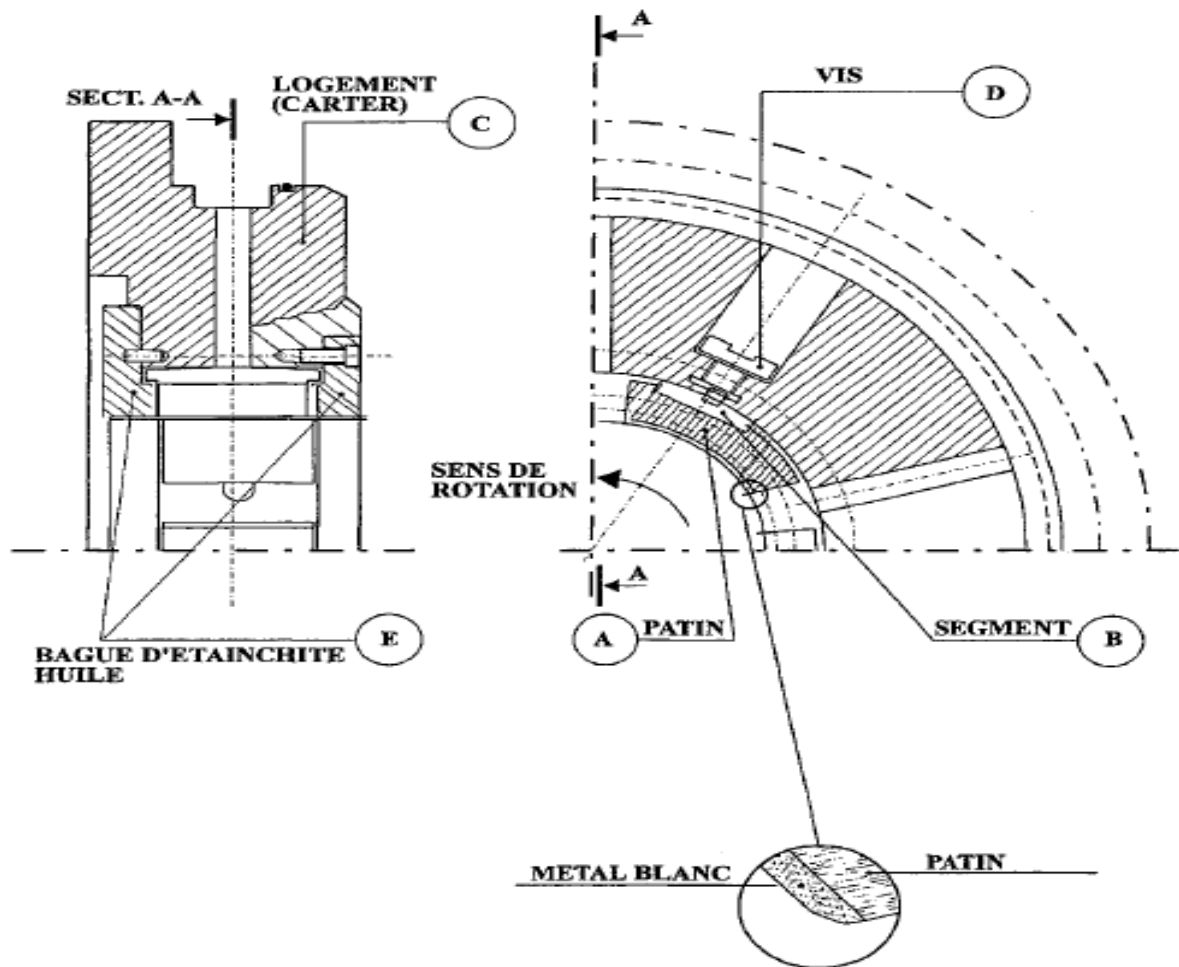


Figure. III.13.Côté de la butée logement en une pièce.

III.3.6. Palier de butée :

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

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

Il est muni d'une bande élastique de recalage huile (oil control ring ou C.O.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.



Figure.III.14.Paliers de butée

III.3.7. 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 celui de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre.

III.3.8. Accouplement d'entraînement :

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur. En générale, on emploie des accouplements dentée qui peuvent être à graissage continu ou à remplissage, Les premiers sont à graissage continu à huile, pour la haute vitesse de rotation et sont pratiquement les seuls à être employés pour les compresseurs, Les deuxièmes sont des accouplements hermétiquement clos qui sont généralement lubrifiés par de la graisse.

III.3.9.Etanchéités en bout d'arbre :

III.3.9.1.Etanchéités à l'huile :

Les étanchéités placées aux deux extrémités de l'arbre vers l'intérieur des paliers empêchent la sortie du gaz du corps du compresseur. A chaque extrémité, l'étanchéité est assurée par une série d'étanchéité à labyrinthe et une étanchéité à huile.

Les étanchéités à l'huile se composent de trois bagues, une bague intérieure et deux bagues extérieures qui sont montées ensemble. Les bagues sont réalisées en acier, dont la partie intérieure est en métal antifricition, montées avec un jeu minimum sur le rotor. Les

bagues flottent dans leur logement et sont libre de suivre les mouvements en sens radial de l'arbre toute en lui demeurant concentriques. Un goujon ou une clavette empêcher les bagues à tourner.

Les bagues extérieures et les bagues intérieures placées les unes en face des autres sont maintenues écartées par une série de ressorts ou par un ressort de façon à former une chambre annulaire entre les bagues extérieures et les bagues intérieures dans laquelle l'huile d'étanchéité est poussée à une pression légèrement supérieure à celle des gaz de la chambre immédiatement en amont de la bague intérieure. Le film d'huile entre la bague intérieure et l'arbre empêche le gaz de sortir le long de l'arbre.

L'huile sortant des bagues extérieures traverse un système sous pression atmosphérique avant de retourner dans les réservoirs principaux. L'huile sortant des bagues intérieures empêche la fuite du gaz, est recueillie par les purgeurs automatiques.

- Système de buffer gaz :

A cause de la contamination d'huile d'étanchéité par le gaz brut, le constructeur du compresseur a changé ce dispositif, en injectant un gaz d'égalisation.

Ce gaz est retiré à partir d'un ballon qui contient du gaz sec (C_1 , C_2). Pour maintenir cette pression entre le gaz brut et huile, on assure cette différence de pression (ΔP) par un gaz de référence qui est renvoyé au système de régulation huile étanchéité afin de maintenir la pression de 0.6 bar entre ces deux.

III.3.9.2 Etanchéités à labyrinthe « internes » :

Les étanchéités internes installées entre les ensembles statorique et rotorique du compresseur et servant à réduire les pertes de gaz pouvant se produire entre des zones à pressions différentes, sont du type à labyrinthe.

Une étanchéité à labyrinthe se compose d'une bague dont la périphérie porte une série de lames ayant un jeu réduit avec le rotor.

Les bagues sont en alliage léger résistant à la corrosion et de dureté inférieure à celle du rotor afin d'éviter d'endommager le rotor en cas de contact accidentel. Ces bagues sont fabriquées en deux moitiés ou quatre quarts.

La moitié supérieure de chaque bague est vissée au diaphragme correspondant. Les demi-bagues inférieures peuvent être facilement enlevées en les faisant tourner dans leur logement sur les diaphragmes.

Les étanchéités sont montées en correspondance avec les suivants composants de l'arbre, les disques des roues, les manchons de l'arbre situé entre les roues et le tambour d'équilibrage.

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

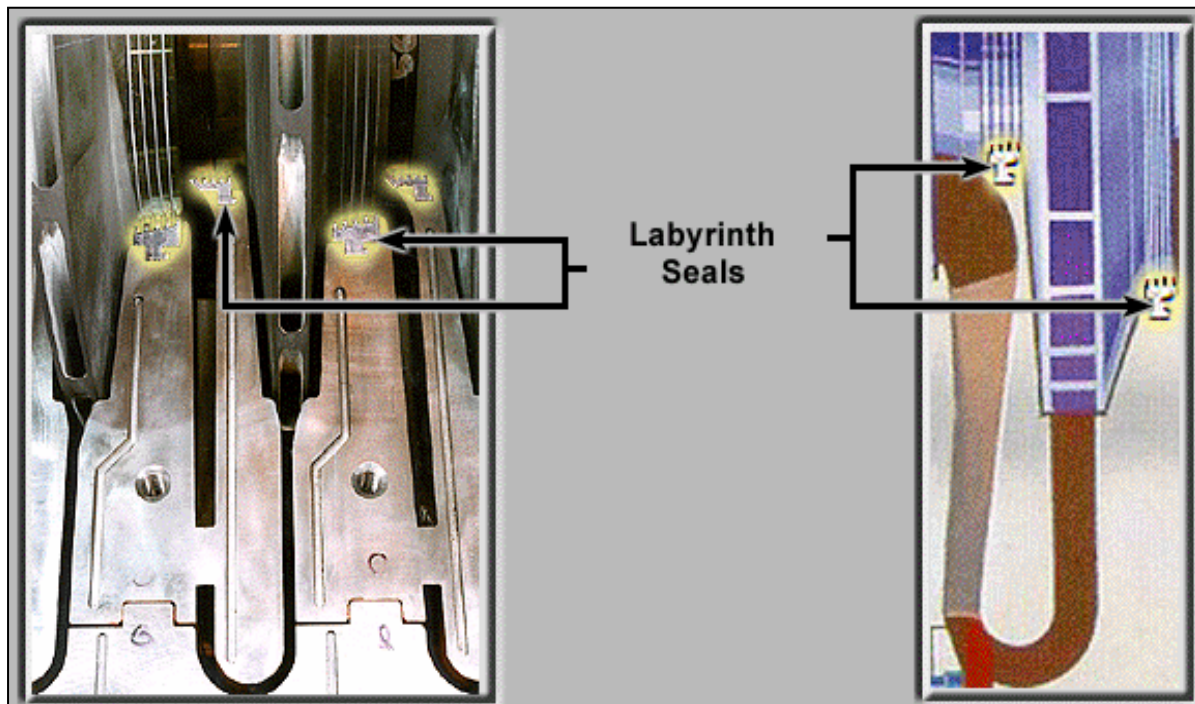


Figure.III.15.Etanchéité à labyrinthe

III.3.9.3 Raccords de gaz sur le compresseur BCL606-3/A :

Puisque les deux bouts du rotor ont des niveaux de pression différents (admission et refoulement), on a considéré nécessaire d'établir un système de connexion afin d'égaliser les niveaux de pression et assembler deux groupes similaires et interchangeables de bagues d'étanchéité et utiliser un seul circuit d'alimentation d'huile d'étanchéité.

Le gaz de refoulement de compresseur, qui existe entre l'étanchéité à labyrinthe (A) et le tambour d'équilibrage, entre dans la chambre (B) et revient à l'admission du compresseur par l'intermédiaire d'un raccord extérieur appelé « conduit de gaz d'équilibrage ».

De cette façon, les deux bouts du rotor ont une pression près de la pression d'aspiration, avec la pression de la chambre (B) d'habitude supérieure à la pression d'aspiration, excepté les situations où il y a des pertes de charge par la ligne de gaz d'équilibrage.

Pour atteindre la même intensité de pression à chaque bout du rotor et donc d'établir le paramètre du gaz de référence à l'étanchéité, on fait assembler une étanchéité double à labyrinthe, (L-L1) à chaque bout, entre le système de gaz d'équilibrage et la chambre de gaz de référence.

Les deux chambres annulaires (E), obtenues entre l'étanchéité à double labyrinthe, sont situées de façon à communiquer avec une connexion nommée « conduite de gaz d'égalisation ».

Le gaz sortant par la section externe (L) de chaque étanchéité à double labyrinthe entre dans la chambre annulaire adjacente (R) et de cette manière assure le niveau de pression du gaz qui détermine le paramètre du gaz de référence. Les deux chambres (R) sont connectées à l'une l'autre de façon à assurer la même pression du gaz de référence pour chaque bout du rotor.

La pression du gaz de référence est renvoyée au système de réglage de la pression d'huile à l'entrée des bagues d'étanchéité par 0.6 bar plus haute que la pression du gaz de référence.

Le gaz et l'huile sortant du compresseur de la chambre de gaz de référence (R) est collecté dans des collecteurs automatiques, les gaz sortant des collecteurs automatiques sont renvoyé à la torche par un système de tubes avec des débrouillardeurs, des orifices calibrée et clapet de non-retour.

L'huile sortant des collecteurs automatiques est collectée dans la boîte de dégazage.

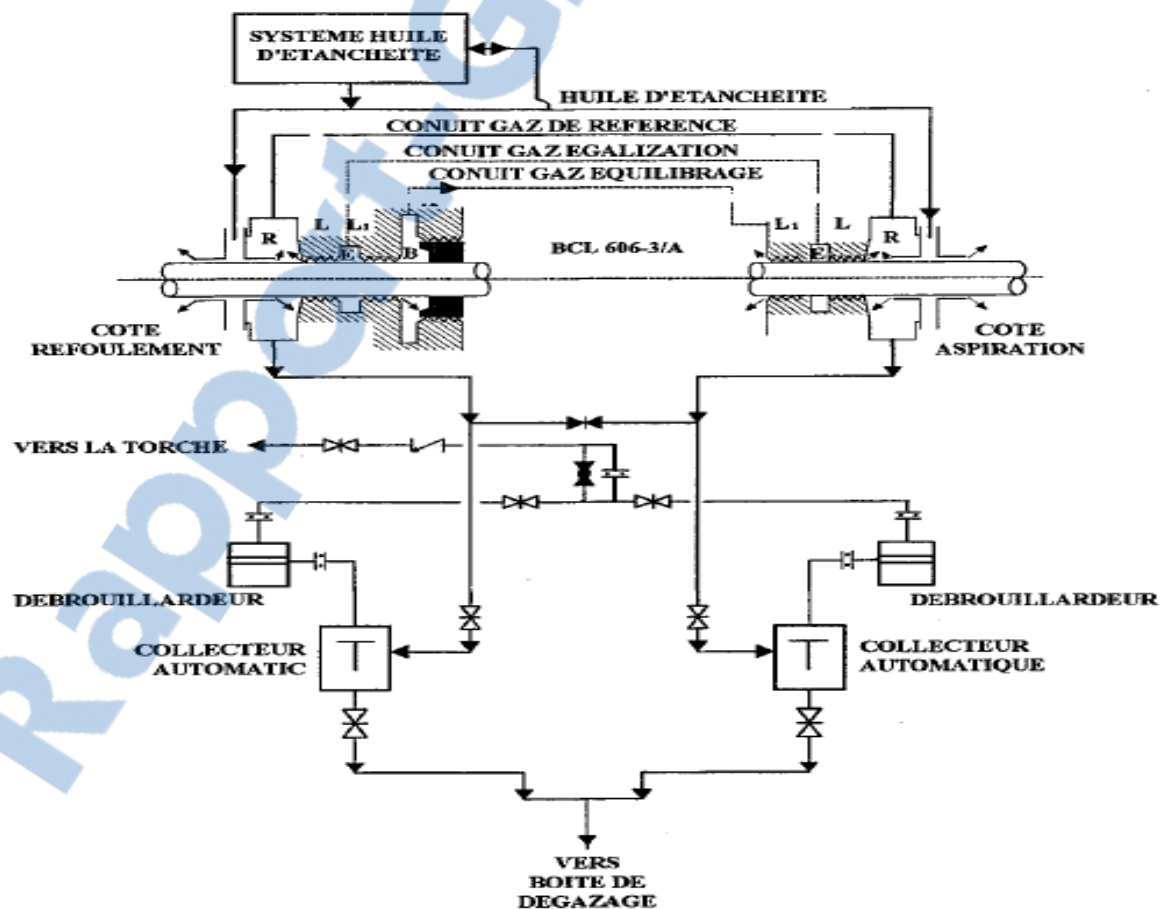


Figure.III.16. circuit d'huile d'étanchéité sur compresseur.

III.4. Systèmes auxiliaires du compresseur ^[14] :

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

III.4.1. Circuits d'huiles :

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

- **Circuit de l'huile de graissage :**

L'huile de graissage est fournie par le système d'huile de la turbine à gaz menant le compresseur. Le système d'huile de la turbine à gaz fournit d'huile refroidie et filtrée, à la température et pression exigée aux points de graissage du compresseur.

- **Conduits de l'huile de graissage :**

L'huile filtrée à la température exigée, arrive à un collecteur dans lequel les conduits d'huile de palier sont taraudés.

La pression d'huile dans le collecteur d'huile de graissage est maintenue constante à environ 1.75 bar – 1.784 kg/cm².g, du système d'huile de graissage de la turbine à gaz. Il y a un orifice calibré dans chaque conduit d'huile de palier, en adaptant ainsi un niveau de pression approprié. Le niveau de pression est indiqué par manomètre local.

Il y a des thermo-éléments installés sur chaque palier pour le contrôle de la température du métal blanc. Il y a des indicateurs de débit et du thermomètre locaux installés dans les conduits de retour de l'huile des points de graissage. Les conduits de sortie d'huile sont taraudés dans récepteur duquel l'huile est portée vers le réservoir principal.

La centrale reçoit des retours de paliers et autres points à graisser, de l'huile :

- Chaude
- Polluée
- Sans pression car les retours sont en écoulement gravitaire
- avec de la mousse et de l'air
- éventuellement de l'émulsion avec de l'eau
- éventuellement contaminée avec un gaz

La centrale a donc pour fonction de conditionner l'huile pour qu'elle puisse retourner à la machine dans les conditions normales d'entrée citées plus haut. Pour cela, elle doit assumer les fonctions suivantes :

- Décantation des particules solides, des boues
- Désémulsion
- Réduction de la mousse et désaération
- Dégazage

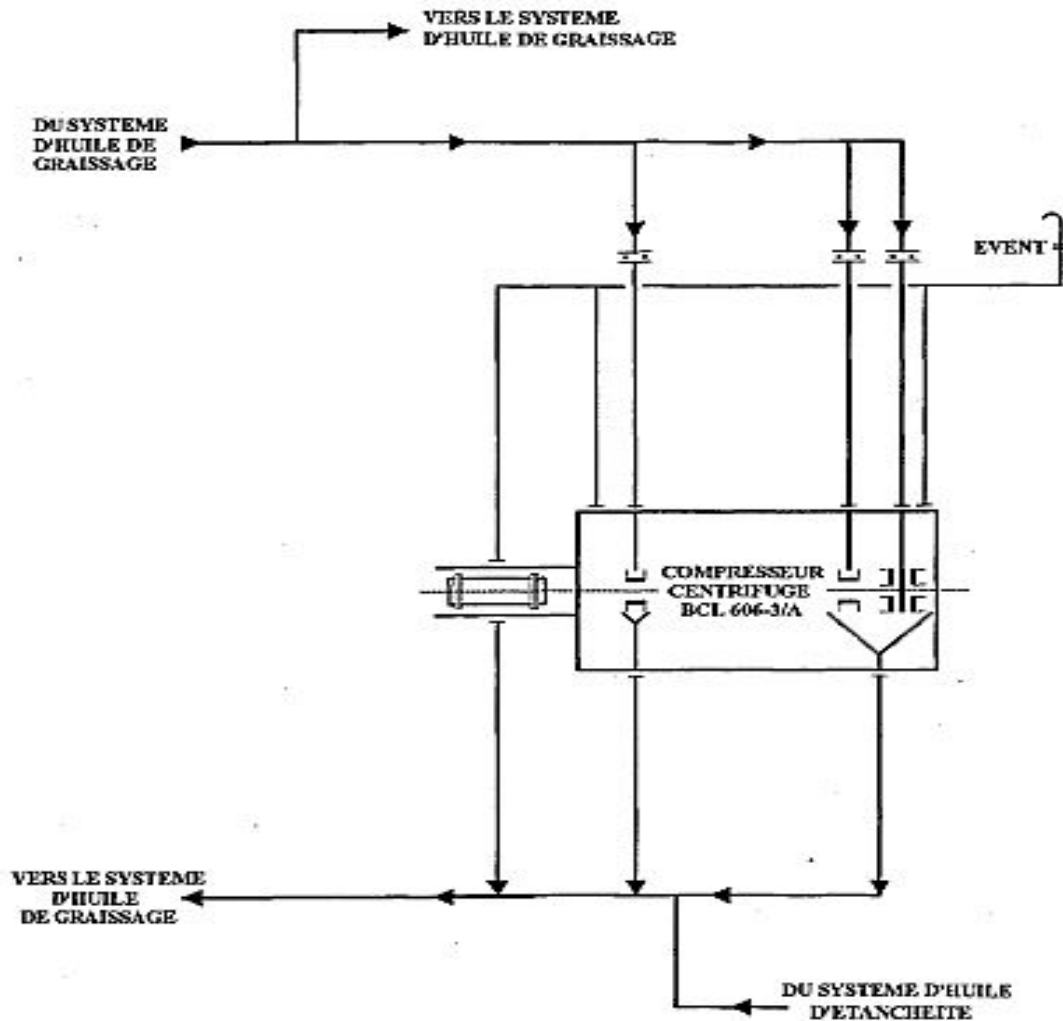


Figure.III.17. Système d'huile de graissage.

- **Pression d'huile de graissage aux paliers :**

La pression de l'huile de graissage aux paliers est étalonnée à l'aide de l'orifice calibré prévu dans chaque conduit d'admission d'huile aux paliers. Une pression d'huile de 0.9 à 1.3 bar, 0.917 à 1.325 kg/cm².g, est fournie aux paliers porteurs et de 0.3 à 1.3 bar, 0.306 à 1.325 kg/cm².g au palier de butée. On vérifie le débit usuel de l'huile de graissage à travers les paliers à l'aide des verres-indicateurs de l'écoulement.

- **Circuit d'huile d'étanchéité :**

Le circuit de l'huile d'étanchéité est conçu pour empêcher les fuites de gaz l'intérieur du corps du compresseur. Le système de l'huile de graissage fournit d'huile refroidit et filtré, à la pression et la température exigée, aux étanchéités à huile, à l'aide d'un équipement approprié.



Figure.III.18. Circuit d'huile d'étanchéité.

III.4.1.1.Caisse à huile :

On peut rencontrer une caisse commune d'huile d'étanchéité et de lubrification, ou des caisses séparées avec récupération de l'huile polluée par le gaz. Dans ces caisses à huile on trouve un système de réchauffage pour démarrage à froid, un contrôleur du niveau et une purge d'eau.

III.4.1.2.Pompes de lubrification :

On trouve deux pompes, l'une étant entraînée par un moteur électrique, l'autre par une turbine à gaz, et chaque pompe peut être au secours l'une de l'autre. La pression nécessaire à la lubrification se situe entre 2 et 5 bars.

III.4.1.3.Pompes d'étanchéité :

Doublees comme les pompes de lubrification, elles sont souvent de type volumétrique. Elles doivent donner une pression supérieure à la pression d'aspiration du gaz, ce qui dans certains cas nécessite une pression supérieure à 100 bars.

III.4.1.4 Pompes de relancement et entrainement :

L'huile, à la pression de travail pour étanchéités du compresseur, est fournie par des pompes de relancement qui sont alimentées par le système d'huile de graissage en aval des filtres de l'huile de graissage. Un pressostat, qui consent l'actionnement des pompes, est positionné sur la tuyauterie d'aspiration de l'huile. Ce l'assure que les pompes d'huile de graissage soient en marche avant de démarrage des pompes d'huile d'étanchéité.

Le système comprend une pompe principale et une pompe auxiliaire (d'une commande de démarrage automatique). Ces deux pompes sont appropriées pour le fonctionnement continu et ont la même capacité, sont entrainée par des moteur électriques.

La tuyauterie d'aspiration de chaque pompe est munie d'une soupape de sectionnement. La tuyauterie de refoulement de chaque pompe est munie d'une soupape de sureté, d'un clapet anti-retour et d'une soupape d'isolement.

II.4.1.5.Réfrigérants :

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

II.4.1.6.Filtres :

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

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

II.4.1.7.Ensemble de régulation et de mesure :

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

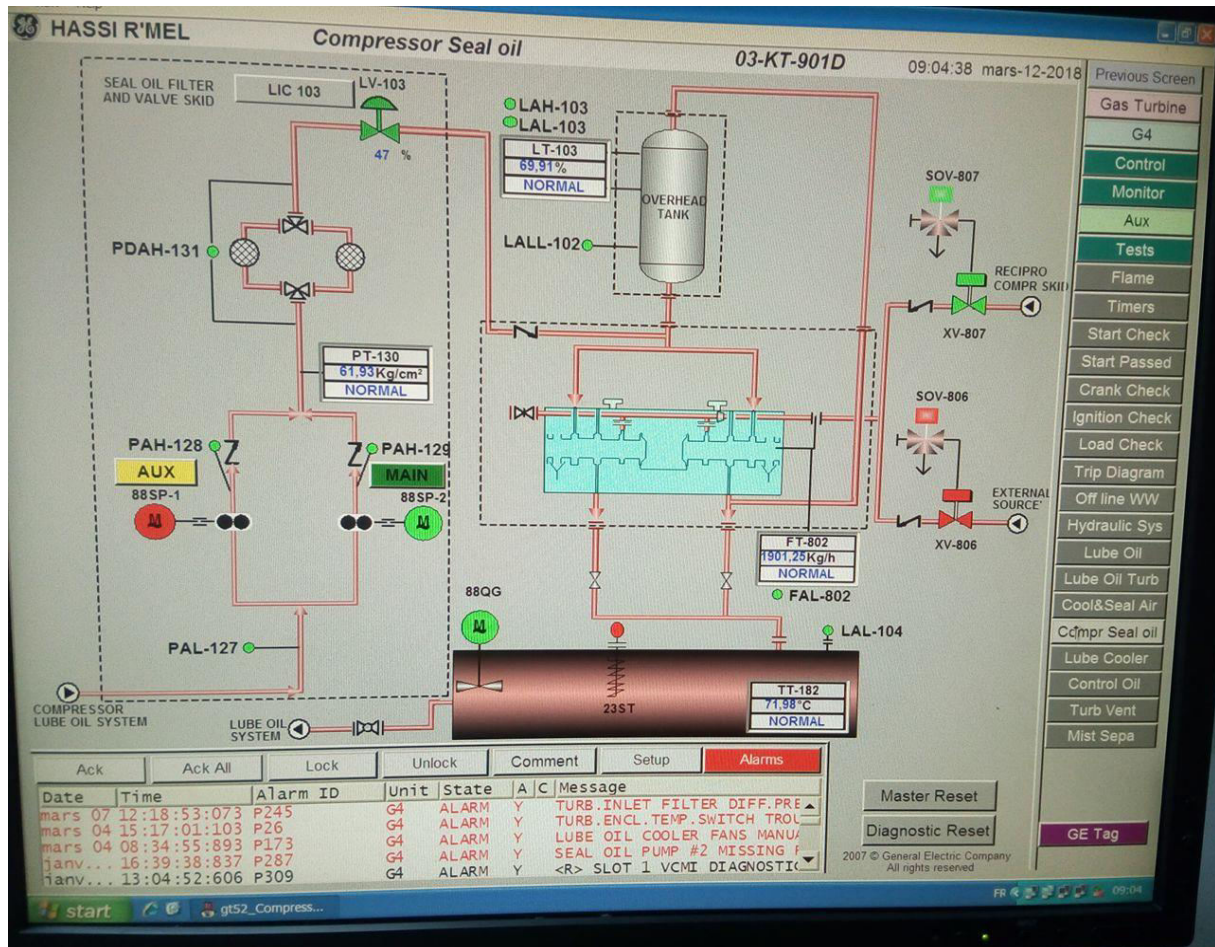


Figure.III.19. Circuit d'huile.

III.4.2.Circuits de sécurité :

III.4.2.1.Sur le circuit d'huile :

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

III.4.2.2.Sur le compresseur :

Les conséquences d'une panne ou anomalie de fonctionnement peuvent être très importantes sur le plan financier et le délai nécessaire à la remise en service. Pour éviter ces effets, les compresseurs sont équipés de plusieurs sécurités.

III.4.2.3.Capteur de déplacement axial :

Il mesure la distance axiale entre le bout d'arbre et le corps de la machine. Lorsque la valeur du déplacement axial change, cela signifie que la poussée axiale est modifiée.

Dans ce dernier cas, la machine doit être arrêtée pour éviter des contacts entre les pièces internes. Deux capteurs sont généralement installés aux extrémités de la machine.

III.4.2.4. Capteur de déplacement radial :

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

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

III.4.2.5. Capteur de Température des patins de butée et de palier :

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

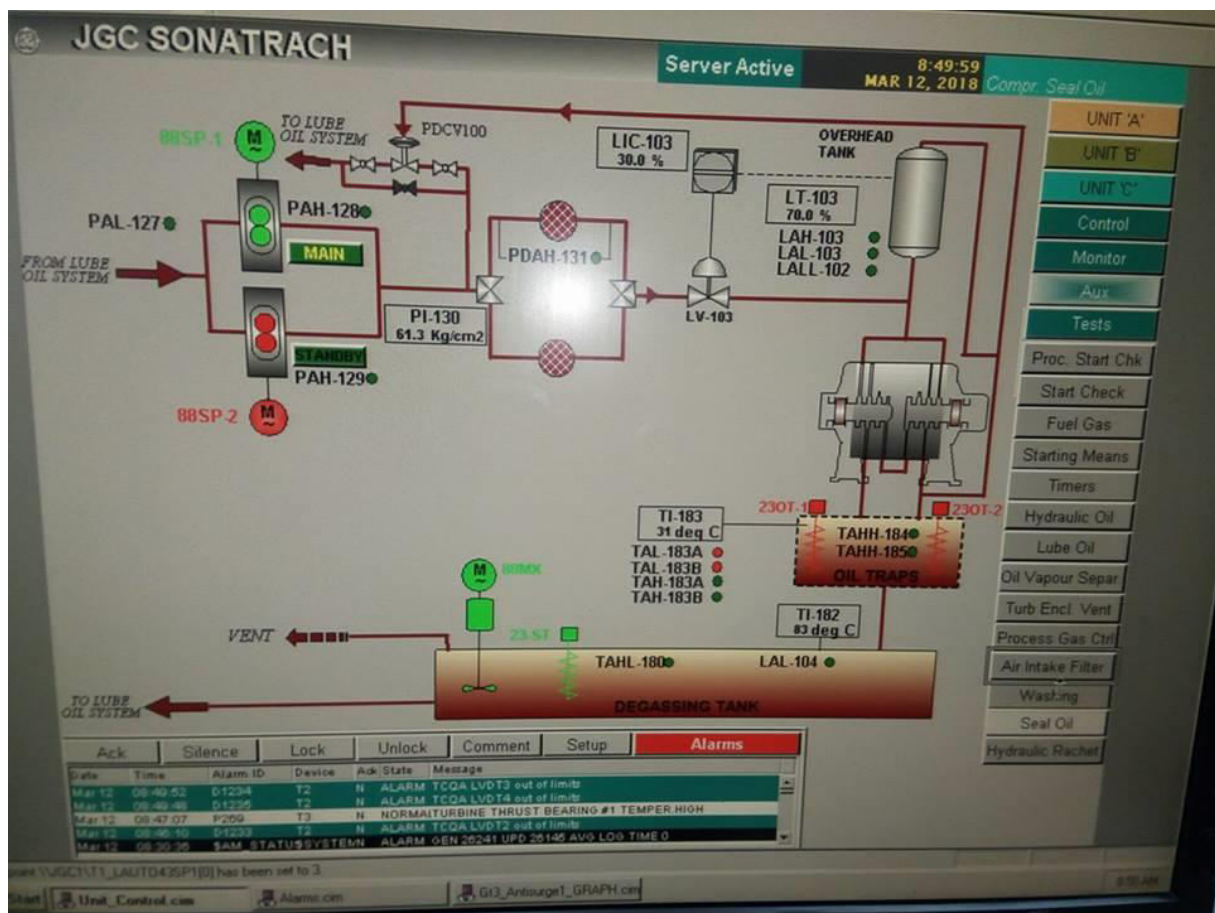


Figure.III.20. Circuits de sécurité.

III.5. Courbes du compresseur ^[15] :

III.5.1. Représentation des courbes :

A partir des coefficients « μ », et « τ » et du rendement polytropique « η_p » du compresseur, et pour des conditions données de la nature du gaz et de la température d'aspiration, il est possible de tracer la courbe caractéristique pour une vitesse donnée.

Les constructeurs expriment la caractéristique d'énergie en fonction du débit de leurs machines de différentes manières.

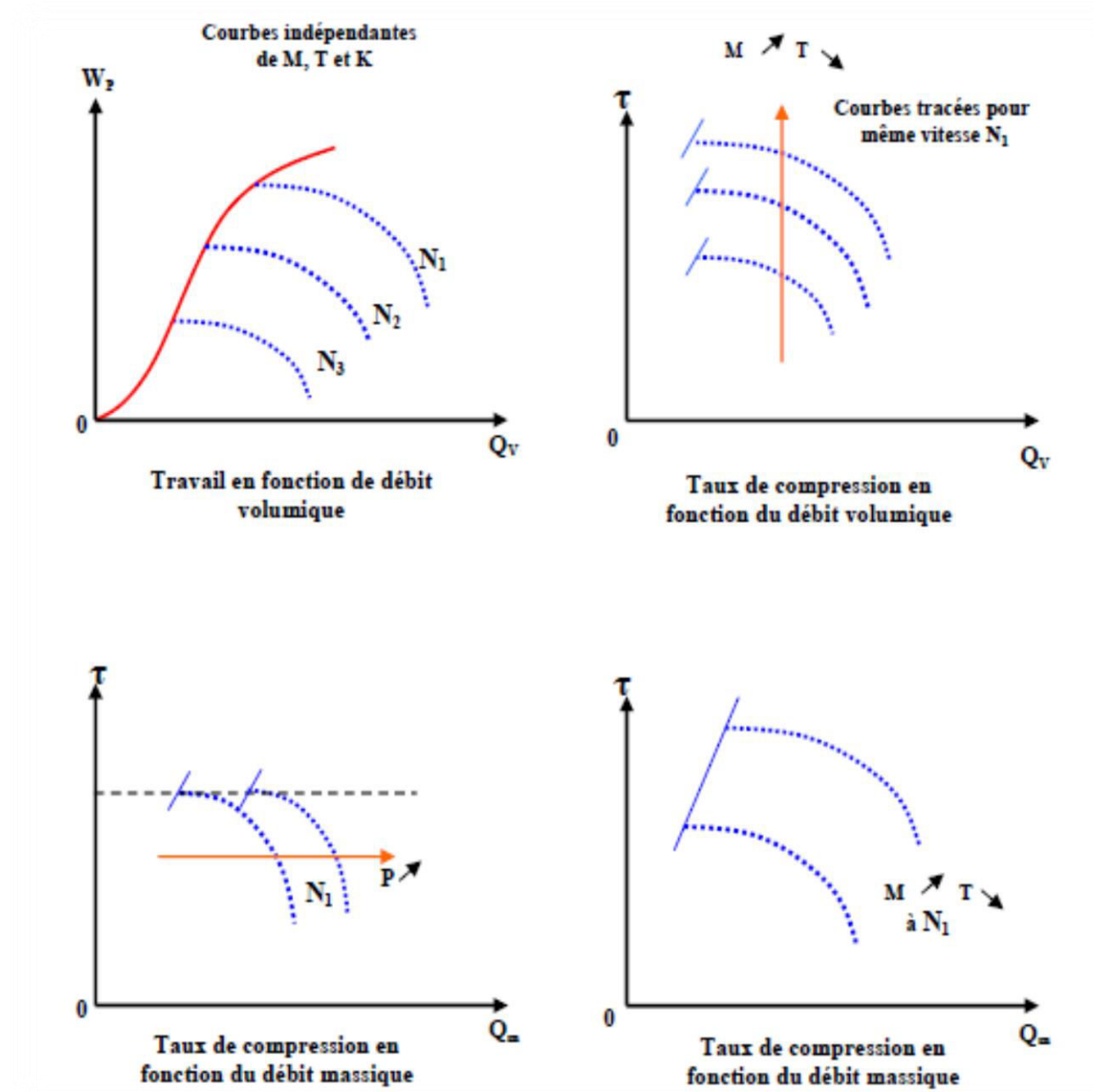


Figure.III.21. Différentes courbes caractéristiques.

III.5.2.Limitations des courbes :

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

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

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

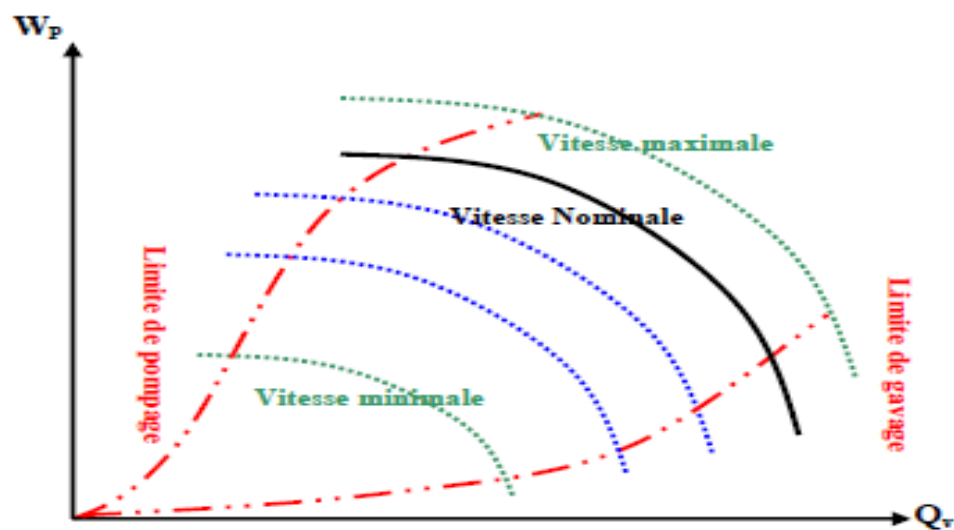


Figure.III.22. Limitation des courbes caractéristiques.

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

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

III.6. Pompage et anti-pompage ^[15] :

III.6.1.Phénomène du pompage :

Le phénomène de pompage est une instabilité de l'écoulement qui se produit lorsque le relevage demandé est trop élevé. Cela peut se produire lorsque la pression ou la résistance du circuit en aval est trop élevée, ou bien lorsque le débit ou la pression disponible à l'aspiration sont insuffisants. Il peut alors se produire une inversion du débit à travers le compresseur.

Le phénomène de pompage se manifeste par:

- Une instabilité du débit transféré.
- Du bruit.
- Des vibrations excessives.
- Une augmentation de la température au refoulement.

Une telle situation peut conduire à:

- Une perte de rendement.
- Des dégâts mécaniques sur les étanchéités, les paliers, les ailettes.
- Une diminution de la durée de vie du compresseur.

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

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

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

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

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

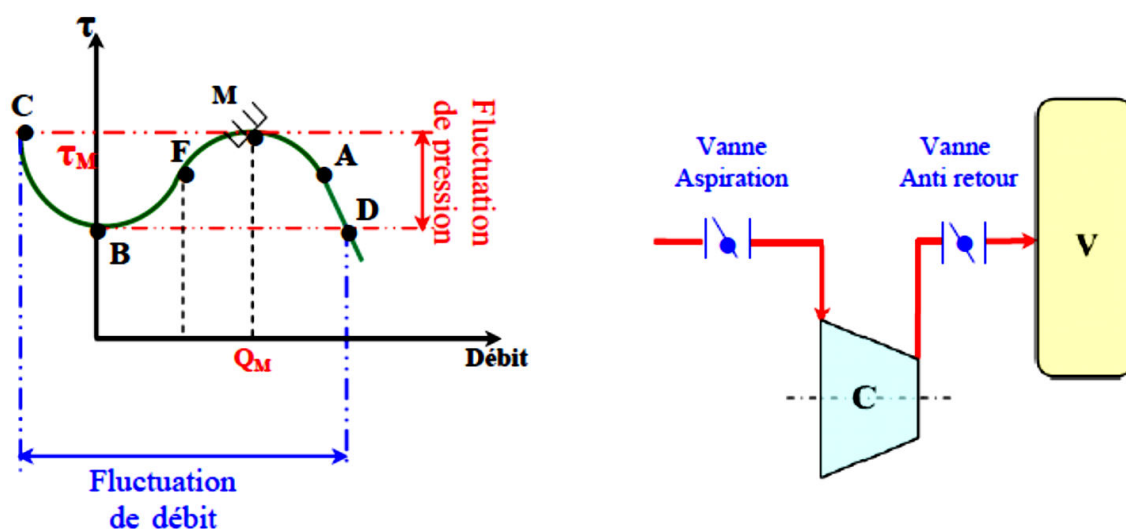


Figure.III.23. Fluctuation de pression et de débit.

Ce phénomène est évité en assurant au compresseur un débit minimum en toute circonstance grâce à une recirculation d'une partie du gaz pompé. La solution la plus simple consiste à recycler en permanence un débit fixe de gaz correspondant au débit minimum requis. Une telle méthode a l'inconvénient de devoir sur dimensionner la machine et d'occasionner une surconsommation d'énergie permanente. Elle doit donc être réservée aux machines de faible puissance pour lesquelles l'impact économique sera limité. Pour les machines plus importantes on préférera adapter le débit recyclé au besoin réel de la machine; le recyclage sera ouvert lorsque la machine débitera trop peu et sera refermé lorsque la machine débitera suffisamment. On installera donc sur le circuit de recyclage une vanne de réglage pilotée par un contrôleur spécialisé. Le recyclé est prélevé au refoulement de la machine. Il doit être refroidi avant d'être réinjecté à l'aspiration. Sans cela, la température du gaz serait supérieure à ce qu'elle est en fonctionnement normal, pouvant dépasser ce que la machine peu accepter.

III.6.2. Anti-pompage :

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

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

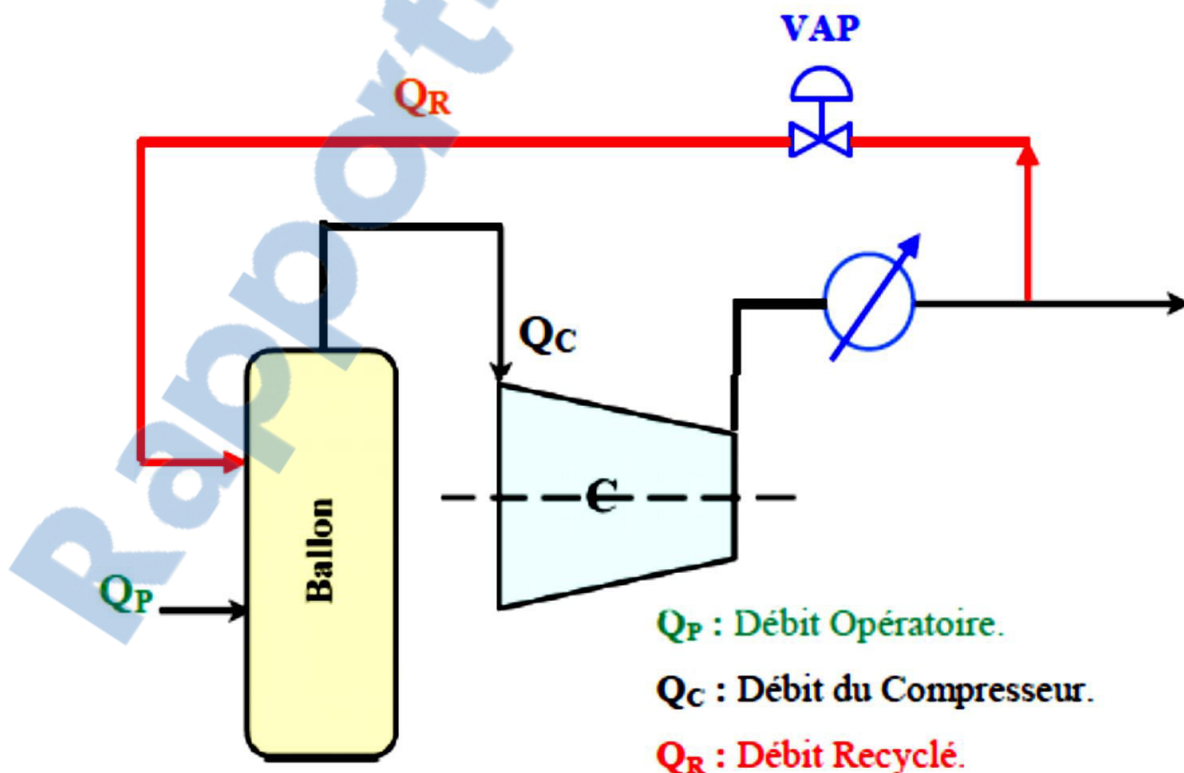


Figure.III.24. Circuit d'anti-pompage d'un compresseur centrifuge.

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

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

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

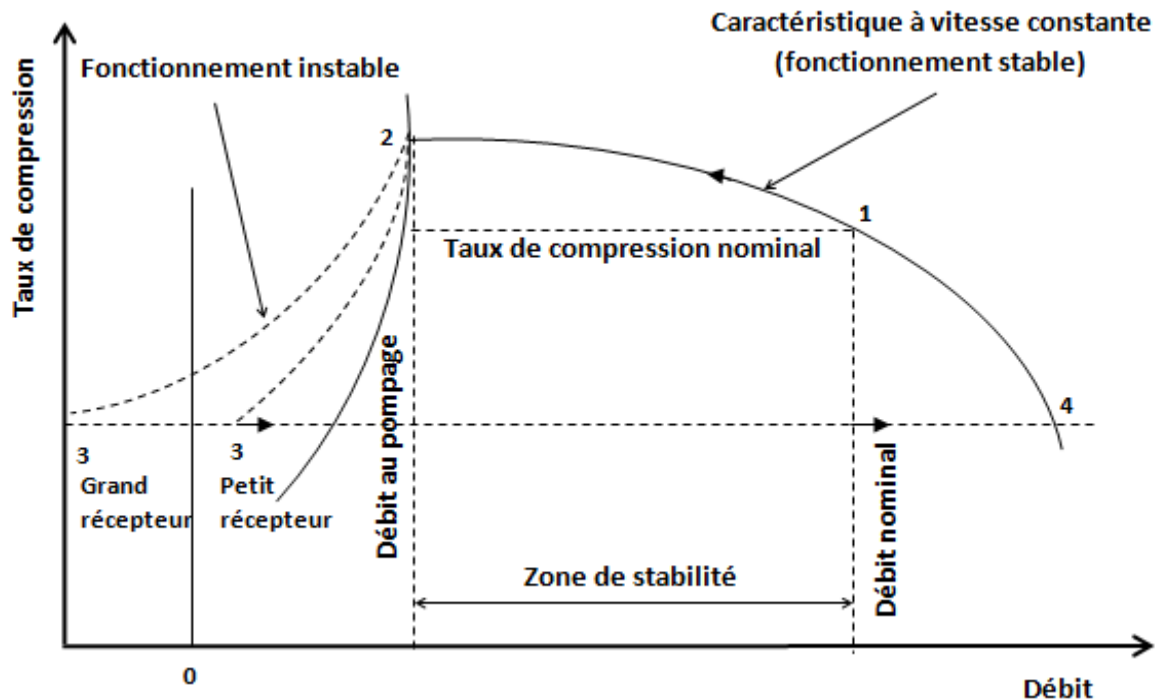


Figure.III.25. Courbe typique de performance.

III.7. Système d'entraînement de compresseur BCL606-3/A ^[14] :

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

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

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

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

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

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

Les deux roues de turbine ne sont pas liées afin de leur permettre de travailler à des vitesses différentes.

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

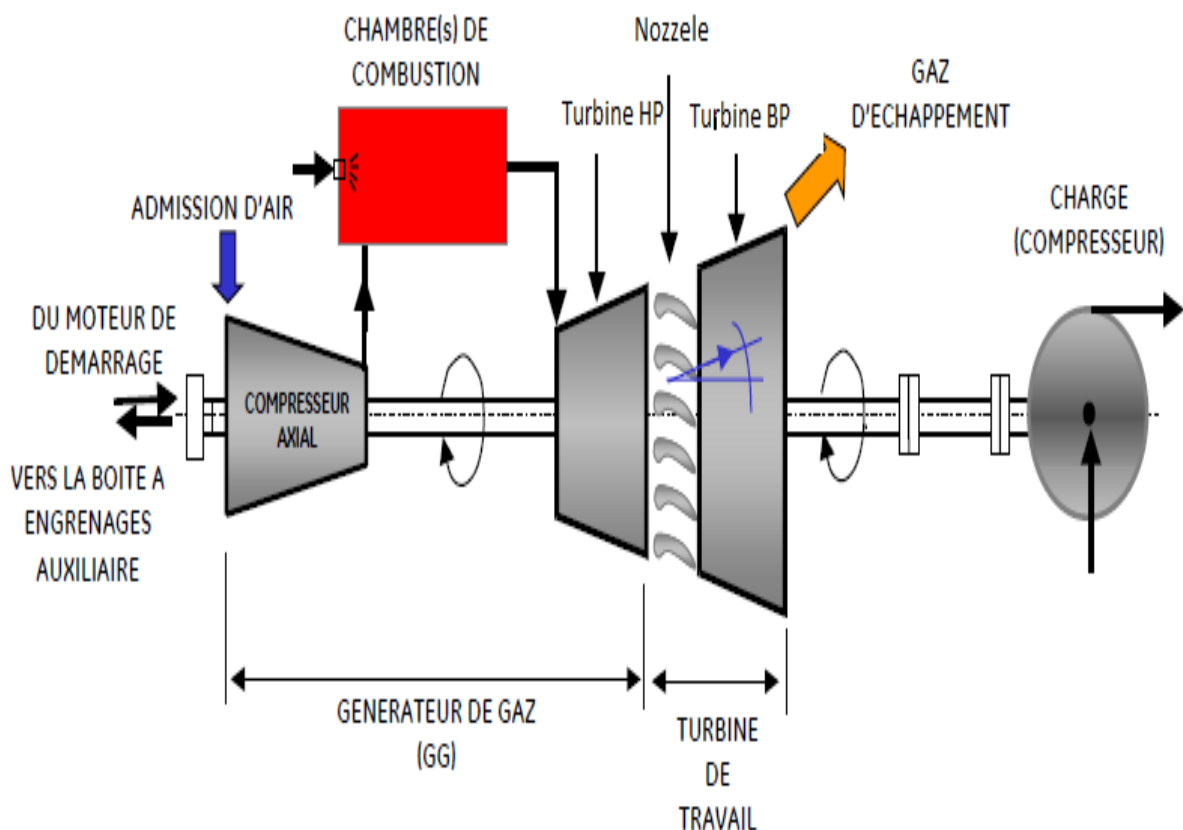


Figure.III.26.Système d'entraînement du BCL606/A



Figure.III.27.Turbine à gaz MS 5002C et compresseur centrifuge BCL606-3/A.

Conclusion

D'après ce chapitre est intitulé étude technologique et énergétique d'un compresseur centrifuge BCL 606, dans l'unité de production de gaz naturel au Hassi Rmel (la zone industriel module 3).

Chapitre IV :
Calcul et interprétations

Introduction

Dans le présent ce chapitre, on présente d'abord une étude technologique du la nouvelle technique de REBUNDLING, après un calcul thermodynamique de vérification du compresseur centrifuge BCL 606-3/A, et calculer le point de fonctionnement dans les deux cas (3 roues et 6 roues) et comparer les résultats, et tracer les courbes, et l'interprétation des résultats s'avère nécessaire en fin du chapitre.

IV.1.Rebundling :

Les compresseurs centrifuges Nuovo Pignone BCL 606-3/A- au nombre de quatre (4) actuellement en exploitation dans les Stations Boosting de Hassi R'mel (modul III) sont dotés de rotors à trois (03) roues.

La déplétion du gisement entraîne une chute graduelle de pression (la pression de gaz qui diminue à partir de temps). Cette dernière atteindra dans un horizon proche, la pression minimale de fonctionnement à l'aspiration des compresseurs des Stations Boosting existantes.

Ainsi, pour assurer une exploitation en continue de Station Boosting et de module de traitement de gaz, il devient incontournable de remplacer les rotors à trois (03) roues des compresseurs existants par des rotors à six (06) roues, cette transformation se dénomme « Rebundling ».

C'est une nouvelle technique de rénovation des compresseurs centrifuges c.à.d on change le rotor sans modifier le stator et garder la même dimension du corps.

IV.2.Etude thermodynamique du compresseur centrifuge ^[16]:

Le calcul d'un compresseur centrifuge se fera en tenant compte de tous les paramètres du gaz réel par rapport au gaz parfait.

Cette équation IV.6 représente la forme de l'équation du premier principe de la thermodynamique relatif à l'écoulement du gaz.

Q : La chaleur spécifique échangée avec le milieu extérieur [J / kg]

P_1 : pression d'aspiration [bar]

V_1 : Le volume spécifique du gaz d'enter [m^3 / kg]

v_1 : La vitesse de l'écoulement du gaz d'entrée [m/ s]

h_1 : L'enthalpie spécifique du gaz d'entrée [J / kg]

W : Le travail spécifique échangé avec l'extérieur et le fluide [J / kg]

P_2 : pression de refoulement [bar]

V_2 : Le volume spécifique du gaz de sortie [m^3 / kg]

v_2 : La vitesse de l'écoulement du gaz de sortie [m/s]

h_2 : L'enthalpie spécifique du gaz de sortie [J/kg]

$$Q + U_1 + P_1 V_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = W + U_2 + P_2 V_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (\text{IV.3})$$

On a :
$$H = U + PV \quad (\text{IV.4})$$

$$W + H_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = Q + H_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (\text{IV.5})$$

Pratiquement la variation d'altitude $h_2 - h_1$ est négligeable

$$Q + H_1 + \frac{v_1^2}{2g} = W + H_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (\text{IV.6})$$

La variation de vitesse $d\left(\frac{v^2}{2g}\right)=0 \Rightarrow \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = 0$ car la vitesse du gaz à l'entrée et celle

de la sortie d'un compresseur sont approximativement égales :

Donc

$$Q + H_1 = W + H_2$$

$$H_2 - H_1 = W - Q \quad (\text{IV.7})$$

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 $d\left(\frac{v^2}{2g}\right)$ pour l'unité de masse $m = 1 \text{ Kg}$.

$$dW + dQ = dH + d\left(\frac{v^2}{2g}\right) \quad (\text{IV.8})$$

v : Vitesse d'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 ($dV = 0$) 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:

On a :

$$d\left(\frac{v^2}{2g}\right) = 0 \quad (\text{IV.9})$$

Et donc :

$$dH = dW + dQ \quad (\text{IV.10})$$

$$dW = dH - dQ \quad (\text{IV.11})$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes (H, S) permet de déterminer la variation de l'enthalpie ($\Delta H = H_2 - H_1$) dans le compresseur.

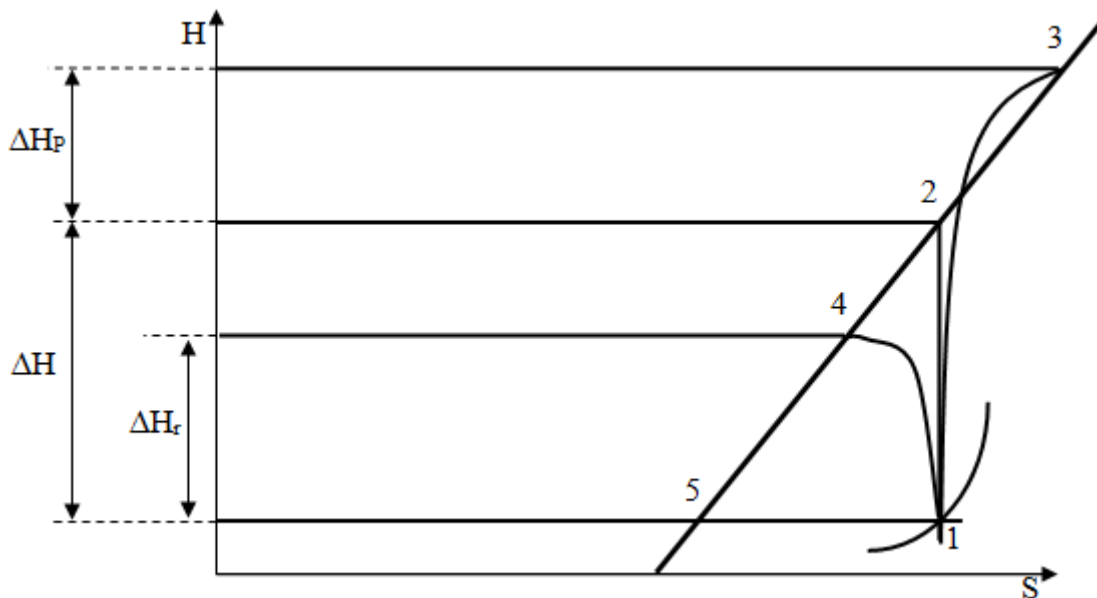


Figure IV.1 Variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S ^[16].

➤ 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'entropie ($S_2 - S_1 = 0$).

$$dH = W \quad (\text{IV.12})$$

➤ la compression réelle sans refroidissement à lieu suivant la courbe (1-3) et elle est toujours accompagnée des pertes ΔH_p ainsi que l'augmentation de l'entropie $dS > 0$.

➤ la compression avec refroidissement (1-4) pour laquelle est :

$$\Delta H = W - Q \quad (\text{IV.13})$$

Pour les gaz parfaits ΔH se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante :

$$W = \Delta H = C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{IV.14})$$

Où:

T_1 : Température d'aspiration;

T_2 : Température de refoulement;

C_p : Chaleur spécifique.

Il est plus commandé 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.

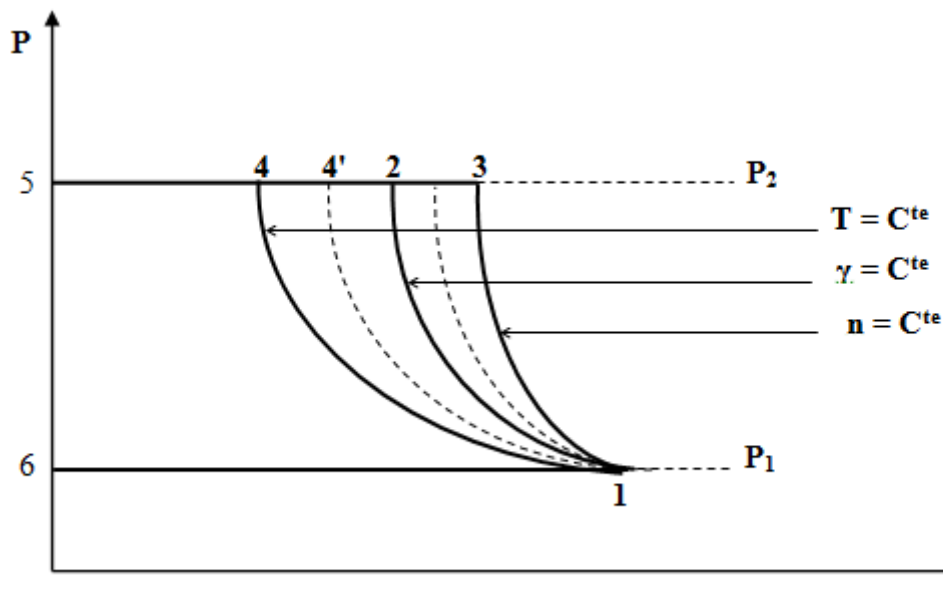


Figure IV.2 Variation de la pression P en fonction du volume [16].

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

$$H = U + PV \quad (\text{IV.15})$$

Le différentiel total exact de l'enthalpie est :

$$dH = dU + PdV + VdP \quad (\text{IV.16})$$

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

On a :

$$dH = dU + PdV \quad (IV.17)$$

En rapportant l'équation (IV.16) et (IV.17) dans l'équation (IV.14) on obtient :

$$dW = VdP \quad (IV.18)$$

En intégrant l'équation (IV.18) on trouve :

$$W = \int VdP \quad (IV.19)$$

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 polytropique.

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

Pour augmenter la pression un gaz on peut imaginer diverses transformations particulier :

IV.2.1. Transformation isentropique :

Au cours de cette évolution, la compression est effectuée sans échange de chaleur ($Q=0$) avec le milieu extérieur. Alors c'est une transformation adiabatique réversible, et caractériser par :

$$PV^k = cst \quad (IV.20)$$

k : Coefficient isentropique du gaz

Par définition : $H = U + PV$ et $PV = RT \longrightarrow H = U + RT$

$$C_p = \frac{d(U + RT)}{dT} = C_v + R \longrightarrow R = C_p - C_v$$

Pour une transformation adiabatique

$$C_v dT = -P dV \quad \text{et} \quad C_p dT = V dp$$

On combine les deux :

$$\frac{dP}{P} = \frac{-C_p}{C_v} \frac{dV}{V} = k \frac{dV}{V}$$

Pour : $k = cste$

$$\ln P = \ln V^{-k} + \ln cste$$

Donc

$$PV^k = cste$$

IV.2.2 .Transformation polytropique :

Cette compression correspond arbitrairement à une transformation réversible de la forme :

$$PV^n = cst \quad (IV.21)$$

Pendant cette compression, le fluide fournit de la chaleur au milieu extérieur. Cette transformation est plus pratique parce qu'elle donne des résultats plus proches que la transformation adiabatiques.

IV.2.3.Transformation réelle :

Toutefois, dans une machine réelle, des irréversibilités prennent place, essentiellement dues aux frottements visqueux et aux chocs. Ces pertes correspondent à la transformation de chaleur d'une partie fourni au fluide, elles ont pour conséquence d'augmenter la température du fluide et son entropie.

- **Rapport de pression et de température :**

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

On a : $P_1 V_1 = RT_1$ et $P_2 V_2 = RT_{2S}$

$$\frac{T_{2S}}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right] \left[\frac{V_2}{V_1} \right] = \left[\frac{P_2}{P_1} \right] \left[\frac{P_1}{P_2} \right]^{\frac{1}{K}} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{K-1}{K}}$$

$$\frac{T_{2S}}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{K-1}{K}} \quad (IV.22)$$

IV.2.4.Transformation polytropique :

$$\frac{T_{2S}}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} \quad (IV.23)$$

IV.3. Définition des paramètres physiques concernant la compression ^[16] :

IV.3.1. Travail de compression :

IV.3.1.1. Travail isentropique :

Le concept du travail idéal est basé sur la notion du processus isentropique alors on a :

$$W_{is} - Q = h_{2s} - h_1 \quad \text{Avec : } Q=0$$

Et :
$$W_{is} = h_{2s} - h_1 = C_p (T_{2s} - T_1)$$

Avec :
$$C_p = \frac{k}{k-1} r$$

$$W_{is} = \frac{k}{k-1} r (T_{2s} - T_1)$$

$$W_{is} = \frac{k}{k-1} r T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \quad (\text{IV.24})$$

- Taux de compression :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{IV.25})$$

On remplaçant :

$$W_{is} = \frac{k}{k-1} r T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

L'équation devient pour un gaz parfait :

$$W_{is} = \frac{k}{k-1} r T_1 \left(\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (\text{IV.26})$$

Pour un gaz réel on introduit Z (facteur de compressibilité).

$$W_{is} = \frac{k}{k-1} r Z T_1 \left(\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (\text{IV.27})$$

IV.3.1.2. Travail polytropique :

- Coefficient polytropique n :

L'exposons (n) étant fixé par le fait que l'on admet comme température final, la température réelle de refoulement que l'on obtiendrait dans le compresseur, la compression étant supposé sans pertes.

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\log \tau}{\log \frac{T_2}{T_1}} \longrightarrow n = \frac{\ln \tau}{\ln \tau - \ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (\text{IV.28})$$

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

Pour le gaz parfait :

$$W_{\text{pol}} = \frac{n}{n-1} r T_1 \left(\tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

Pour le gaz réel on introduit le Z (facteur de compressibilité) :

$$W_{\text{pol}} = \frac{n}{n-1} r Z T_1 \left(\tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (\text{IV.29})$$

IV.3.1.3. Travail réel :

On voit que le travail réel fourni au fluide pour sa compression est égale a la variation d'enthalpie de ce fluide augmenter par des pertes par radiation Q_r , ce terme est très faible généralement donc on peut le négliger.

$$W_{\text{réel}} = \Delta h + Q_r \quad \text{avec : } Q_r=0$$

$$W_{\text{réel}} = \Delta h = h_2 - h_1$$

$$W_{\text{réel}} = \Delta h = C_p (T_{2s} - T_1)$$

$$W_{\text{réel}} = \frac{K}{K-1} r T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right)$$

$$\text{On a : } \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \longrightarrow \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\text{Pour le gaz parfait : } W_{\text{réel}} = \frac{k}{k-1} Z r T_a \left[\tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$



Pour le gaz réel on introduit Z (facteur de compressibilité) :

$$W_{\text{réel}} = \frac{k}{k-1} r Z T_a \left[\tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{IV.30})$$

IV.4.Rendements :

IV.4.1.Rendement isentropique :

$$\eta_{\text{is}} = \frac{W_{\text{ad}}}{W_{\text{réel}}} \quad (\text{IV.31})$$

IV.4.2.Rendements polytropique :

$$\eta_{\text{pol}} = \frac{W_{\text{pol}}}{W_{\text{réel}}} \quad (\text{IV.32})$$

IV.5.Puissance réelle :

$$P_{\text{réelle}} = Q_m * W_{\text{réelle}} \quad (\text{IV.33})$$

- Débit massique d'aspiration :

$$Q_m = \rho_m * Q_v \quad (\text{IV.34})$$

- Masse volumique :

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

$$\rho_m = \frac{P M_{\text{mol}}}{Z R T} \quad (\text{IV.35})$$

IV.6.Caractéristiques du gaz alimentation gaz brut :

Etant donné le changement de la composition et de la pression du gaz brut d'alimentation du module(III) par rapport au design

- Constante relative du gaz brut « r »

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

$$r = \frac{R}{M_{mol}} \quad (\text{IV.36})$$

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

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

$$\begin{aligned} C_p &= \left(\frac{dh}{du} \right)_p \\ C_v &= \left(\frac{dh}{du} \right)_v \\ k &= \frac{C_p}{C_p - R} \end{aligned} \quad (\text{IV.37})$$

- **Facteur de compressibilité Z :**

On introduit dans l'équation du gaz parfait le coefficient de compressibilité (Z) car il y a un écart entre un gaz parfait et un gaz réel alors c'est un facteur correctif.

Pour calculer le coefficient de compressibilité Z et le coefficient adiabatique k , on a fait notre évaluation à l'aide d'un logiciel de simulation spécialisée pour les hydrocarbures (HYSYS 3.2) donc le but est de confirmer le calcul de ces paramètres parce que notre gaz contient plusieurs composants

- **HYSYS 3.2 :**

La simulation est une forme particulière de l'expérience, dans une expérience ordinaire (au laboratoire), l'expérimentateur exerce une action directe sur l'objet à étudier, par contre, dans la simulation, ce contact n'existe pas en ce sens que l'expérimentateur n'agit pas directement sur l'objet mais sur son modèle mathématique.

La simulation est l'utilisation d'un modèle mathématique adéquat pour étudier le comportement d'un système physique.

Le HYSYS est un logiciel de simulation des procédés de génie chimie, développé par la société canadienne HYPROTECH. Il a été conçu pour permettre le traitement d'une vaste gamme de problèmes.

Les ingénieurs engagés dans l'engineering de design utilisent le logiciel HYSYS pour faire des calculs rapides en utilisant des modèles efficaces et des techniques optimales.

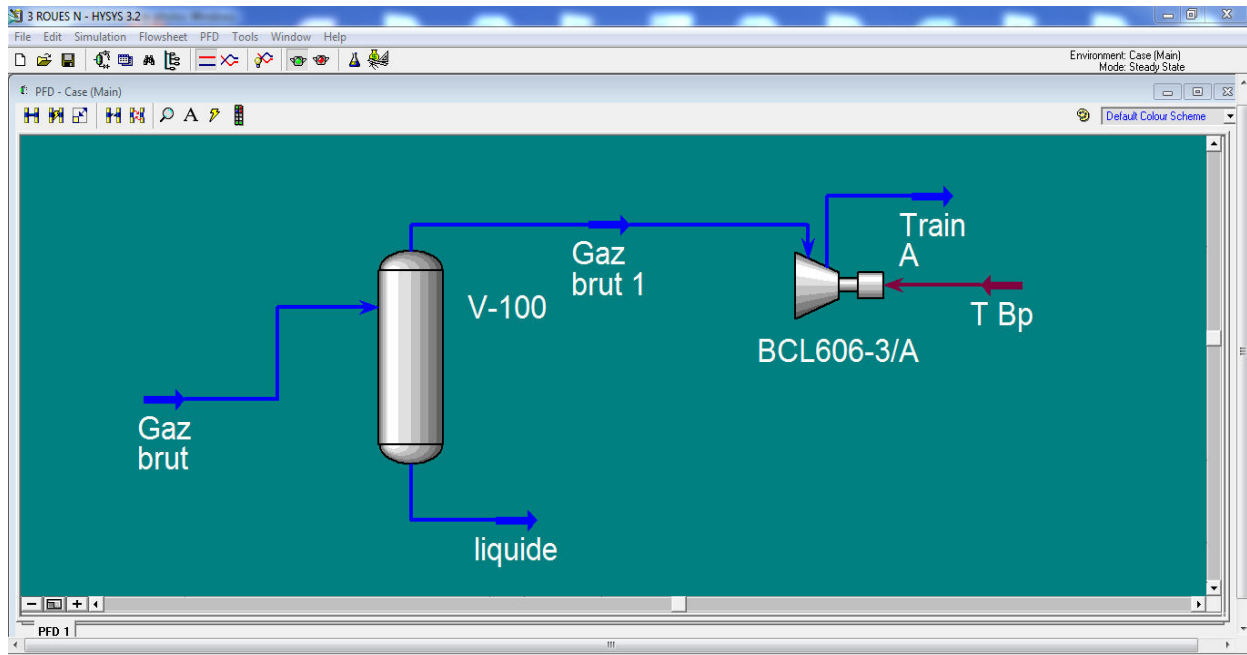


Figure IV.3 Conception d'installation du BCL606-3/A (HYSYS 3.2)

Donc dans ce cas les coefficients de compressibilité « Z », et isentropique « k » qui donnée par le constructeur. Alors ne peut pas calculer avec ce programme.

IV.7.Calcul thermodynamique :

Le calcul thermodynamique nous permet de vérifier certain paramètre du compresseur

IV.7.1.Les données de service de gaz alimentation (gaz brut) :

- **Phase I : 6 roues**
- ✓ **Paramètres de fonctionnement :**

Pression d'aspiration $P_1 = 56.14$ bars.

Pression de refoulement $P_2 = 103.26$ bars.

Vitesse de rotation $N = 4477$ tr/min.

Température d'aspiration $T_1 = 338$ K = 65°C

Température de refoulement $T_2 = 391$ K = 118°C .

Débit massique $Q_m = 610200$ kg/h.

Nombre de roue : 6 roues.

Caractéristiques du gaz :

Coefficient de compressibilité $Z = 0,918$ (m.s²/Kg).

Poids moléculaire $M = 19.79$ Kg/k mol.

Exposant isentropique $k = 1.278$.

- ✓ **Caractéristiques des composantes du gaz :**

Le tableau suivant indique les Caractéristiques des composantes du gaz

	Symbole	Formule chimique	Fraction molaire	Pression critique	Température critique
N₂	N ₂	N ₂	5.5495	33.943	126.194
CO₂	CO ₂	CO ₂	0.2003	73.70	304.1
Hélium	He	He	0.1207	2.269	5.19
Méthane	C ₁	CH ₄	81.198	46.406	190.699
Ethane	C ₂	C ₂ H ₆	7.5426	48.838	305.428
Propane	C ₃	C ₃ H ₈	2.5434	42.566	369.898
i-Butane	i-C ₄	i-C ₄ H ₁₀	0.4845	36.476	408.096
n-Butane	n-C ₄	n-C ₄ H ₁₀	0.8436	37.966	425.199
i-Pentane	i-C ₅	C ₅ H ₁₂	0.2210	33.335	460.398
n-Pentane	n-C ₅	C ₅ H ₁₂	0.2806	33.751	469.6
n-hexane	n-C ₆	C ₆ H ₁₄	0.2736	30.316	507.898
n-Heptane	n-C ₇	C ₇ H ₁₆	0.0910	27.367	540.158
n-Octane	n-C ₈	C ₈ H ₁₈	0.0604	24.966	568.598
n-Nonane	n-C ₉	C ₉ H ₂₀	0.0362	23.000	594.598
n-Décane	n-C ₁₀	C ₁₀ H ₂₂	0.0189	21.075	617.598
n-C11	n-C ₁₁	C ₁₁ H ₂₄	0.0092	19.649	638.229
n-C12	n-C ₁₂	C ₁₂ H ₂₆	0.0092	18.299	658.299
Total			100		
Masse moléculaire			19.79		

Tableau IV.1. Les Caractéristiques des composantes du gaz ^[17].

- Constante relative du gaz brut « r »

$$R=8.314 \text{ kJ/K.mol.}$$

$$M=19.79 \text{ kg/mol}$$

$$r = \frac{R}{M_{mol}} = \frac{8.314}{19.79} = 0.420 \text{ kJ/kg.k}$$

IV.7.2.Calculer les points de fonctionnement :

- Compresseur centrifuge 3 roues :

Les données :

$$P1=96.11 \text{ bar} \quad T1=51.25 \text{ C}^\circ \Rightarrow 324.25 \text{ K}$$

$$P2=120.62 \text{ bar} \quad T2= 70.9 \text{ C}^\circ \Rightarrow 343.9 \text{ K}$$

$$k = 1.179$$

$$\tau = P_2/P_1 = 120.62/96.11 = 1.255020$$

$$Z = 0.835$$

$$r = 0.419 \text{ kJ/kg K}$$

Le coefficient isentropique « n » :

$$n = \frac{\ln \tau}{\ln \tau - \ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{\ln 1,255}{\ln 1,255 - \ln \frac{343,9}{324,25}} = 1,349$$

Le travail isentropique :

$$W_{is} = \frac{k}{k-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W_{is} = \frac{1,179}{1,179 - 1} \cdot 0,835 \cdot 0,419 \cdot 324,25 \left[1,255^{\frac{1,179-1}{1,179}} - 1 \right]$$

$$W_{is} = 23,3380 \text{ kJ/kg}$$

Le travail polytropique :

$$W_{pol} = \frac{n}{n-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[\tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W_{pol} = \frac{1,349}{1,349 - 1} \cdot 0,835 \cdot 0,419 \cdot 324,25 \cdot \left[1,225^{\frac{1,349-1}{1,349}} - 1 \right]$$

$$W_{pol} = 23,6374 \text{ kJ/kg}$$

Le travail réel :

$$W_{réel} = \frac{k}{k-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[\tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W_{réel} = \frac{1,179}{1,179 - 1} \cdot 0,835 \cdot 0,419 \cdot 324,25 \cdot \left[1,225^{\frac{1,349-1}{1,349}} - 1 \right]$$

$$W_{réel} = 40,2786 \text{ kJ/kg}$$

Le rendement isentropique :

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{réel}}$$

$$\eta_{is} = \frac{23,3380}{40,2786}$$

$$\eta_{is} = 0,5794$$

Le rendement polytropique :

$$\eta_{pol} = \frac{W_{pol}}{W_{réel}}$$

$$\eta_{pol} = \frac{23,6374}{40,2786}$$

$$\eta_{pol} = 0,5868$$

Le débit volumique :

Le débit volumique est donnée dans les conditions normal [kNm³/h] pour notre calcul il nous faut la valeur de débit aux conditions de fonctionnement.

Donc il faut trouver la relation entre le débit aux conditions normale et celle aux conditions actuelles pour cela il faut suivre cette démarche :

On a :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 V = Z r T_1 \\ P_N V_N = Z_N r T_N \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} r = \frac{P_1 V}{Z T_1} \\ r = \frac{P_N V_N}{Z_N T_N} \end{array} \right.$$

Donc :

$$\frac{P_1 V}{Z T_1} = \frac{P_N V_N}{Z_N T_N}$$

Par hypothèse :

$$Q_v = Q_m * V \quad \longrightarrow \quad V = \frac{Q_v}{Q_m}$$

Donc :

$$\frac{P Q_v}{Z Q_m T_1} = \frac{P_N Q_{vN}}{Z_N Q_{mN} T_N}$$

$$\text{On a : } Q_{m_N} = Q_m \longrightarrow \frac{P_1 Q_v}{Z T_1} = \frac{P_N Q_{vN}}{Z_N T_N}$$

On remplaçant :

$$Q_v = Q_{vN} \frac{P_N Z T_1}{P_1 Z_N T_N} \quad (\text{IV.38})$$

Les conditions normales :

$$P_N = 1,01325 \text{ bar}$$

$$Z_N = 1$$

$$Q_{vN} = 743,15 \text{ kN m}^3/\text{kg}$$

$$T_N = 0 \text{ C}^\circ = (0 \text{ C}^\circ + 273,15 \text{ k}) = 273,15 \text{ k}$$

$$Q_v = Q_{vN} \frac{P_N Z T_1}{P_1 Z_N T_N} = 743,15 \cdot 10^3 \cdot \frac{1,01325 \cdot 0,835 \cdot 324,25}{96,11 \cdot 1 \cdot 273,15}$$

$$Q_v = 7765,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_v = \frac{7765,86}{3600} = 2,1571 \text{ m}^3/\text{s}$$

La masse volumique d'aspiration :

$$\rho_m = \frac{P_1 M_{mol}}{Z R T_1}$$

$$M_{mol} = 19,84 \text{ kg/k.mol}$$

$$R = 8314 \frac{\text{J}}{\text{mol}} \cdot \text{k}$$

$$\rho_m = \frac{96,11 \cdot 10^5 \cdot 19,84}{0,835 \cdot 8314 \cdot 324,25}$$

$$\rho_m = 84,7098 \text{ kg/m}^3$$

Le débit massique d'aspiration :

$$Q_m = \rho_m * Q_v$$

$$Q_m = 84,7098 \cdot 7765,86$$

$$Q_m = 657844,61 \text{ kg/h}$$

$$Q_m = \frac{657844,61}{3600} = 182,7346 \text{ kg/s}$$

La puissance réelle :

$$P_{réelle} = Q_m \cdot W_{réelle}$$

$$P_{réelle} = 182,7346 \cdot 40,2786$$

$$P_{réelle} = 7360,2944 \text{ kw}$$

• **Compresseur centrifuge 6 roues :**

Les données :

$$P1=56,14 \text{ bar} \quad T1=65 \text{ C}^\circ \Rightarrow 338 \text{ K}$$

$$P2=103,26 \text{ bar} \quad T2= 118 \text{ C}^\circ \Rightarrow 391 \text{ K}$$

$$k= 1,278$$

$$\tau = P2/P1 = 103,26/56,14 = 1,8393$$

$$Z=0,918$$

$$r = 0,420 \text{ kJ/kg k}$$

$$M = 19,79 \text{ Kg/k mol}$$

Le coefficient isentropique « n » :

$$n = \frac{\ln \tau}{\ln \tau - \ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{\ln 1,8393}{\ln 1,8393 - \ln \frac{391}{338}} = 1,314$$

Le travail isentropique :

$$W_{is} = \frac{k}{k-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[\tau^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W_{is} = \frac{1,278}{1,278-1} \cdot 0,918 \cdot 0,420 \cdot 338 \cdot \left[1,8393^{\frac{1,278-1}{1,278}} - 1 \right]$$

$$W_{is} = 84,9186 \text{ kJ/kg}$$

Le travail polytropique :

$$W_{pol} = \frac{n}{n-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[\tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W_{pol} = \frac{1,314}{1,314-1} \cdot 0,918 \cdot 0,420 \cdot 338 \cdot \left[1,8393^{\frac{1,314-1}{1,314}} - 1 \right]$$

$$W_{pol} = 85,4880 \text{ kj/kg}$$

Le travail réel :

$$W_{réel} = \frac{k}{k-1} \cdot Z \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[\tau^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W_{réel} = \frac{1,278}{1,278 - 1} \cdot 0,918 \cdot 0,420 \cdot 338 \cdot \left[1,8393^{\frac{1,314-1}{1,314}} - 1 \right]$$

$$W_{réel} = 93,9130 \text{ kj/kg}$$

Le rendement isentropique :

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{réel}}$$

$$\eta_{is} = \frac{84,9186}{93,9130}$$

$$\eta_{is} = 0,9042$$

Le rendement polytropique :

$$\eta_{pol} = \frac{W_{pol}}{W_{réel}}$$

$$\eta_{pol} = \frac{85,4880}{93,9130}$$

$$\eta_{pol} = 0,9102$$

Le débit volumique :

Le débit volumique est donnée dans les conditions normal [kNm^3/h] pour notre calcul il nous faut la valeur de débit aux conditions de fonctionnement.

Donc il faut trouver la relation entre le débit aux conditions normale et celle aux conditions actuelles pour cela il faut suivre cette démarche :

On a :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 V = Z r T_1 \\ P_N V_N = Z_N r T_N \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} r = \frac{P_1 V}{Z T_1} \\ r = \frac{P_N V_N}{Z_N T_N} \end{array} \right.$$

Donc :

$$\frac{P_1 V}{Z T_1} = \frac{P_N V_N}{Z_N T_N}$$

Par hypothèse :

$$Q_v = Q_m * V \quad \longrightarrow \quad V = \frac{Q_v}{Q_m}$$

$$\text{Donc :} \quad \frac{P Q_v}{Z Q_m T_1} = \frac{P_N Q_{vN}}{Z_N Q_{mN} T_N}$$

$$\text{On a :} \quad Q_{mN} = Q_m \quad \longrightarrow \quad \frac{P_1 Q_v}{Z T_1} = \frac{P_N Q_{vN}}{Z_N T_N}$$

$$\text{On remplaçant :} \quad Q_v = Q_{vN} \frac{P_N Z T_1}{P_1 Z_N T_N}$$

Les conditions normales :

$$P_N = 1,01325 \text{ bar}$$

$$Z_N = 1$$

$$Q_{vN} = 743,15 \text{ kN m}^3/\text{kg}$$

$$T_N = 0 \text{ C}^\circ = (0 \text{ C}^\circ + 273,15 \text{ k}) = 273,15 \text{ k}$$

$$Q_v = Q_{vN} \frac{P_N Z T_1}{P_1 Z_N T_N} = 743,15 \cdot 10^3 \cdot \frac{1,01325 \cdot 0,918 \cdot 338}{56,14 \cdot 1 \cdot 273,15}$$

$$Q_v = 15236,2771 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_v = \frac{15236,2771}{3600} = 4,2322 \text{ m}^3/\text{s}$$



La masse volumique d'aspiration :

$$\rho_m = \frac{P_1 M_{mol}}{Z RT_1}$$

$$M_{mol} = 19,79 \text{ Kg/k mol}$$

$$R = 8314 \frac{\text{J}}{\text{mol}} \cdot \text{K}$$

$$\rho_m = \frac{56,14 \cdot 10^5 \cdot 19,79}{0,918 \cdot 8314 \cdot 338}$$

$$\rho_m = 43,0674 \text{ kg/m}^3$$

Le débit massique d'aspiration :

$$Q_m = \rho_m \cdot Q_v$$

$$Q_m = 43,0674 \cdot 15236,2771$$

$$Q_m = 656187,0623 \text{ kg/h}$$

$$Q_m = \frac{656187,0623}{3600} = 182,2741 \text{ kg/s}$$

La puissance réelle :

$$P_{réelle} = Q_m \cdot W_{réelle}$$

$$P_{réelle} = 182,2741 \cdot 93,9130$$

$$P_{réelle} = 17117,9154 \text{ kw}$$

IV.7.3.Comparaison des resultants:

	3 roues	6 roues
P1(bar)	96,11	56,14
T1(K)	324,25	338
P2(bar)	120.62	103,26
T2(K)	343,9	391
τ	1,2550	1,8393
Z	0.835	0.918
k	1,179	1,278
n	1,349	1,314
$W_{is}(kj/kg)$	23,3380	84,9186
$W_{poly}(kj/kg)$	23,6374	85,4880
$W_{réel}(kj/kg)$	40,2786	93,9130
η_{is}	0,5794	0.9042
η_{pol}	0,5868	0,9102
$Q_v(m^3/s)$	2,1571	4,2322
$\rho_m(kg/m^3)$	84,7098	43,0674
$Q_m(kg/s)$	182,7346	182,2741
$P_{réelle}(kw)$	7360,2944	17117,9154

Tableau IV.2. Comparaison des résultats entre deux compresseurs 3 roues et 6 roues.

Donc on remarque que dans le cas de compresseur à 6 roues les résultats qui sont très bons par rapport à 3 roues, Et ça montre la différence entre le taux de pression (paramètre de fonctionnement) dans les deux cas, alors il y a un bon rendement et puissance dans le compresseur 6 roues.

On conclut que le compresseur 6 roues est plus acceptable pour donner des bon résultats et proches des données de point de fonctionnement du constructeur.

IV.7.4.Calculs des résultantes:

À partir de la pression d'aspiration, la pression de refoulement, de débit volumique et du rendement du compresseur, pour des conditions données de nature de gaz et de température d'aspiration et refoulement, il est possible de tracer la courbe caractéristique pour une vitesse donnée. Les constructeurs expriment la caractéristique d'énergie en fonction du débit de leurs machines de différentes manières.

Dans cette expérience en faire quatre variation de débit pour chaque vitesse de rotation (il y a la variation de 6 vitesse pour cette essaye), et garder le même pression et température d'aspiration à partir de fonctionnement de compresseur centrifuge BCL a 6 roues la pression et température de refoulement qui changer en fonction de changement de débit et la vitesse de rotation.

Calculer le taux de pression et le coefficient polytropique « n »,le travail polytropique et travail isentropique et travail réelle, rendement polytropique et rendement isentropique ,le débit massique , la puissance réelle.

On varier six vitesses de rotations comme les vitesses de constructeur et déterminer les résultats :

$$k=1.278$$

$$Z=0.918$$

Pour A=4903 tr/min

Qv(m ³ /h)	P1(bar)	T1(K)	P2(bar)	T2(K)	$\tau = P2/P1$	$\rho(m^3/kg)$	Qm(kg/h)
13750	56.14	338	117	404	2.084075	43.17623	592176.9
16000	56.14	338	114	400	2.036376	43.17623	689078.6
19000	56.14	338	104	395	1.852511	43.17623	818280.8
22000	56.14	338	90	386	1.603135	43.17623	947483

n	W _{is} (kj/kg)	W _{poly} (kj/kg)	W _{rel} (kj/kg)	η_{is}	η_{poly}	P(KW)
1.320833	103.7636	104.7623	116.9828	0.846996	0.845536	207242.92
1.311926	99.80339	100.5406	106.8929	0.868188	0.864896	2223468
1.338266	85.98440	86.94631	101.0306	0.811073	0.810594	24064.28
1.391519	64.77373	65.44627	85.07839	0.721342	0.723125	24391.76

Pour B=4670 tr/min

Qv(m ³ /h)	P1(bar)	T1(K)	P2(bar)	T2(K)	$\tau = P2/P1$	$\rho(m^3/kg)$	Qm(kg/h)
13000	56.14	338	110	398	1.959387	43.17623	559876.3
16000	56.14	338	105	393	1.870324	43.17623	689078.6
18000	56.14	338	99	388	1.763448	43.17623	775213.4
20000	56.14	338	90	383	1.603135	43.17623	861348.2

n	$W_{is}(kj/kg)$	$W_{poly}(kj/kg)$	$W_{rel}(kj/kg)$	η_{is}	η_{poly}	P(KW)
1.320891	94.39424	95.22529	106.348	0.837598	0.845412	16539.37
1.317165	87.41196	88.06629	97.48566	0.846665	0.853377	18659.8
1.32135	78.68108	79.26863	88.62332	0.837815	0.844444	19983.89
1.360228	64.77373	65.51467	79.76099	0.762098	0.771387	21083.89

Pour C=4477 tr/min

Qv(m ³ /h)	P1(bar)	T1(K)	P2(bar)	T2(K)	$\tau = P2/P1$	$\rho(m^3/kg)$	Qm(kg/h)
12400	56.14	338	104	393	1.852511	43.17623	534035.9
15000	56.14	338	100	389	1.781261	43.17623	646011.2
17000	56.14	338	95	385	1.692198	43.17623	732146
19000	56.14	338	87	380	1.549697	43.17623	818280.8

n	$W_{is}(kj/kg)$	$W_{poly}(kj/kg)$	$W_{rel}(kj/kg)$	η_{is}	η_{poly}	P(KW)
1.323681	85.98440	86.72029	97.48566	0.832021	0.839570	14461.34
1.321743	80.16447	81.77933	90.39579	0.836816	0.843618	16221.3
1.328922	72.62763	73.2144	83.30592	0.821818	0.828862	16942.25
1.364951	59.89603	60.56525	74.44359	0.754583	0.763572	18121.04

Pour D=4203 tr/min

Qv(m ³ /h)	P1(bar)	T1(K)	P2(bar)	T2(K)	$\tau = P2/P1$	$\rho(m^3/kg)$	Qm(kg/h)
11400	56.14	338	97	387	1.727823	43.17623	490968.5
14000	56.14	338	94	383	1.674385	43.17623	602943.7
15500	56.14	338	90	380	1.603135	43.17623	667544.9
18200	56.14	338	80	373	1.425008	43.17623	783826.9

n	$W_{is}(kj/kg)$	$W_{poly}(kj/kg)$	$W_{rel}(kj/kg)$	η_{is}	η_{poly}	P(KW)
1.329002	75.67877	76.31598	86.85086	0.831365	0.838701	11844.73
1.35011	71.08318	71.551	79.76099	0.851202	0.857068	13358.72
1.330083	64.77373	65.25241	74.44359	0.830105	0.836535	13804.01
1.385426	47.98080	48.50674	62.03633	0.733431	0.741909	14807.15

Pour E=3736 tr/min

Qv(m ³ /h)	P1(bar)	T1(K)	P2(bar)	T2(K)	$\tau = P2/P1$	$\rho(m^3/kg)$	Qm(kg/h)
10000	56.14	338	87	376	1.549697	43.17623	430674.1
12000	56.14	338	85	373	1.514071	43.17623	516808.9
14000	56.14	338	80	370	1.425008	43.17623	602943.7
15700	56.14	338	75	366	1.335945	43.17623	676158.3

n	$W_{is}(kj/kg)$	$W_{poly}(kj/kg)$	$W_{rel}(kj/kg)$	η_{is}	η_{poly}	P(KW)
1.321382	59.89603	60.23970	67.35373	0.839276	0.844378	8057.64
1.311545	56.57062	56.80963	62.03633	0.861895	0.865748	8905.813
1.343003	47.98080	48.3082	56.71893	0.79594	0.801712	9499.543
1.378894	38.96006	39.28831	49.62906	0.735025	0.741639	10221.42

Pour F=3502 tr/min

$Q_v(m^3/h)$	P1(bar)	T1(K)	P2(bar)	T2(K)	$\tau = P2/P1$	$\rho(m^3/kg)$	$Q_m(kg/h)$
9400	56.14	338	83	371	1.478446	43.17623	404833.7
11000	56.14	338	81	369	1.442821	43.17623	473741.5
13000	56.14	338	76	366	1.353758	43.17623	559876.3
14400	56.14	338	73	363	1.300320	43.17623	620170.7

n	$W_{is}(kj/kg)$	$W_{poly}(kj/kg)$	$W_{rel}(kj/kg)$	η_{is}	η_{poly}	P(KW)
1.312777	53.18341	53.40258	58.49139	0.849252	0.855999	6577.579
1.314688	49.73172	49.93396	54.94646	0.845094	0.485094	7230.672
1.356419	40.80107	41.08496	49.62906	0.762121	0.782841	7718.371
1.373101	35.21964	35.47386	44.31166	0.734817	0.740554	8133.554

VI.7.5. Les courbes :

➤ Le taux de pression :

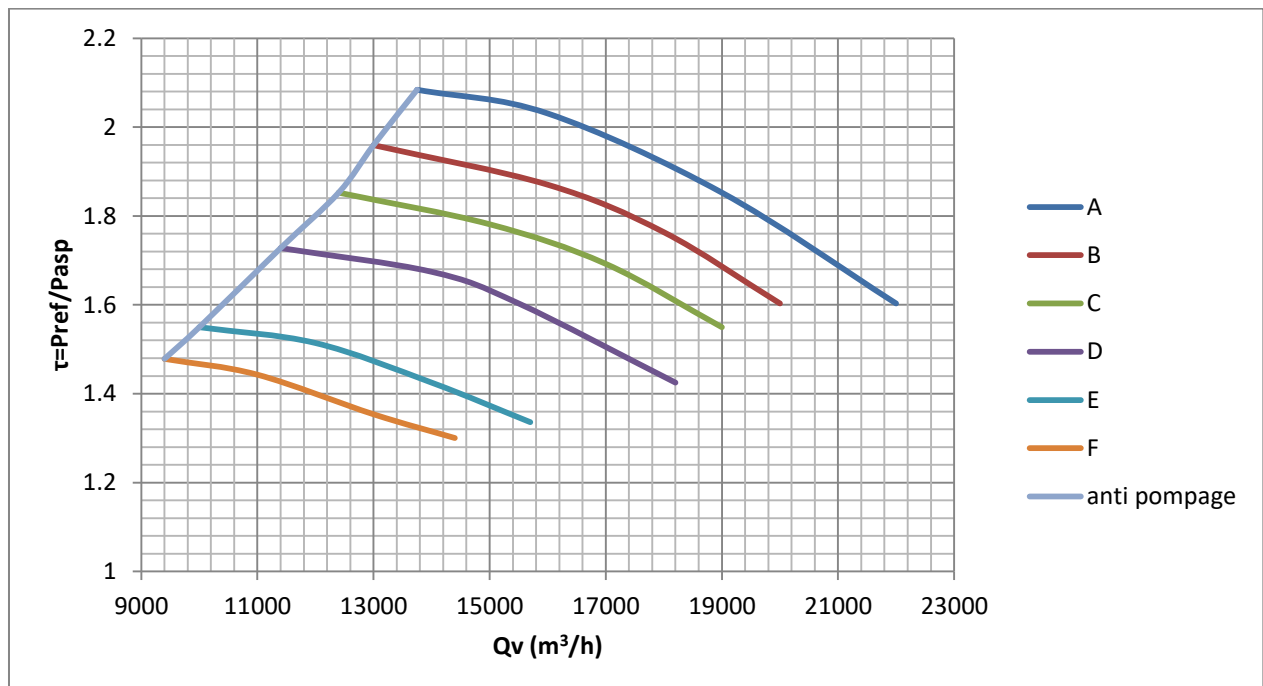


Figure IV.4. Courbe de taux de pression en fonction de débit volumique d'aspiration.

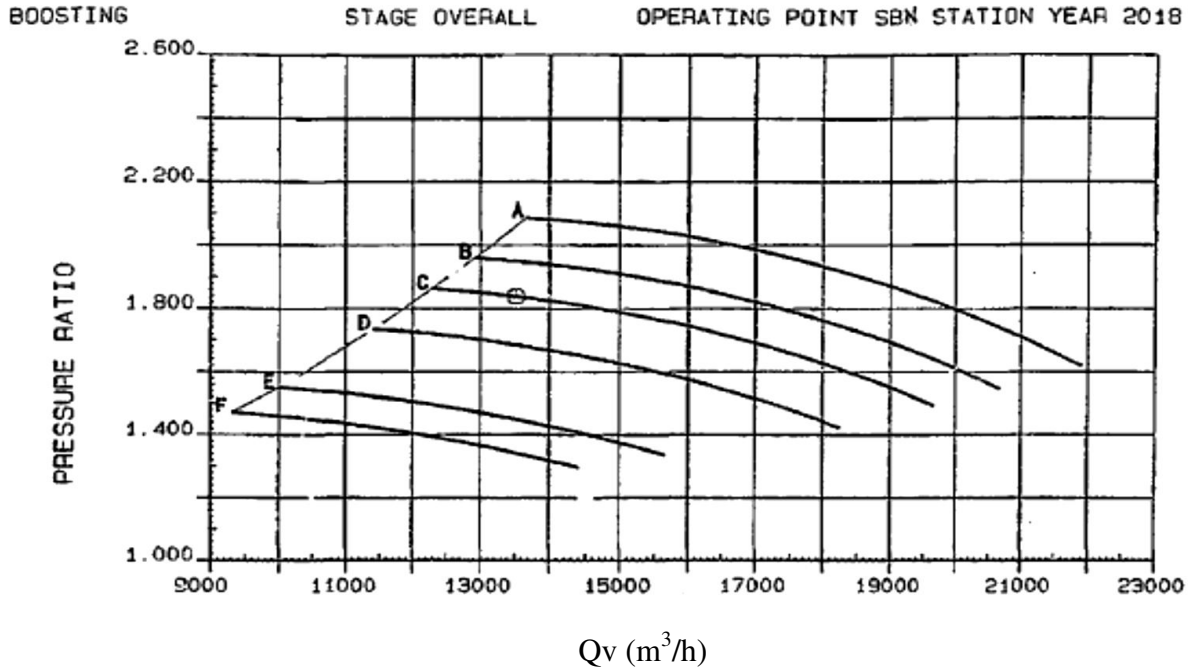


Figure IV.5. Courbe de taux de pression en fonction de débit volumique d’aspiration de constructeur.

➤ Le rendement polytropique :

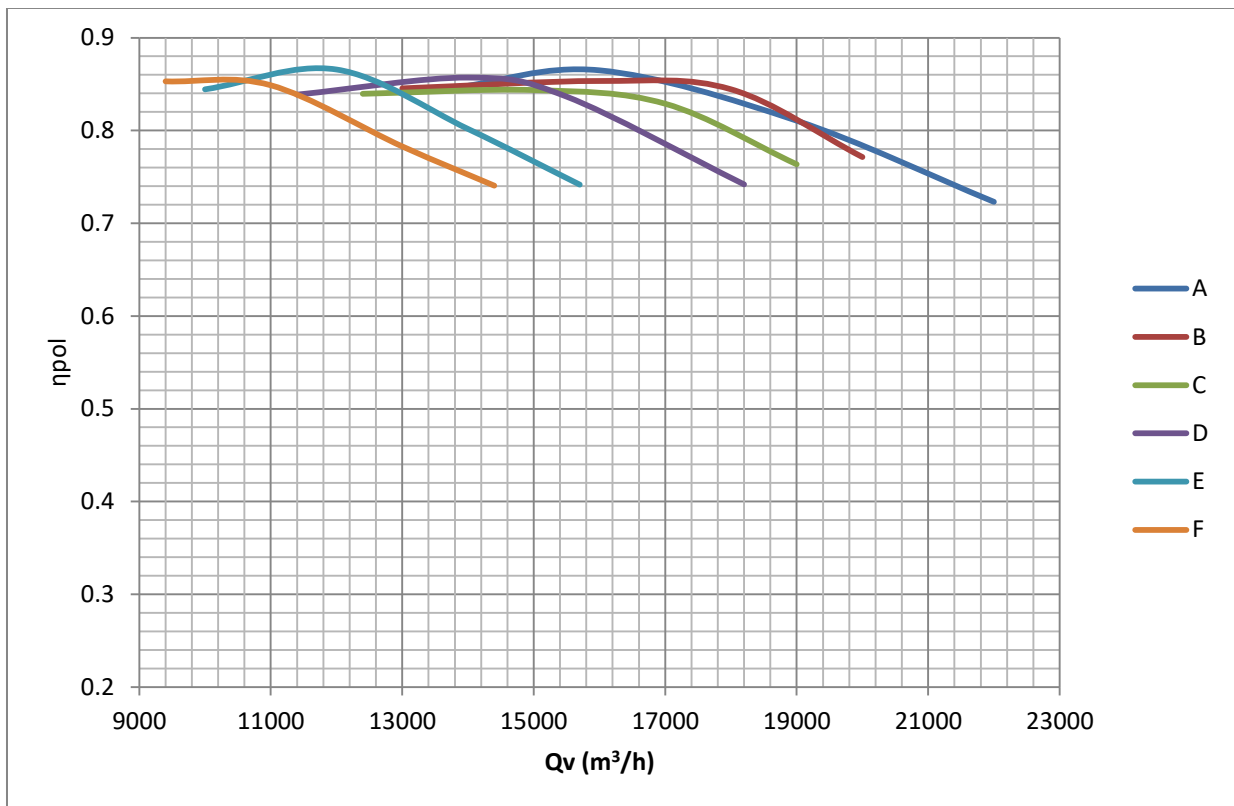


Figure IV.6. Courbe de rendement polytropique en fonction de débit volumique d’aspiration.

➤ Le rendement isentropique :

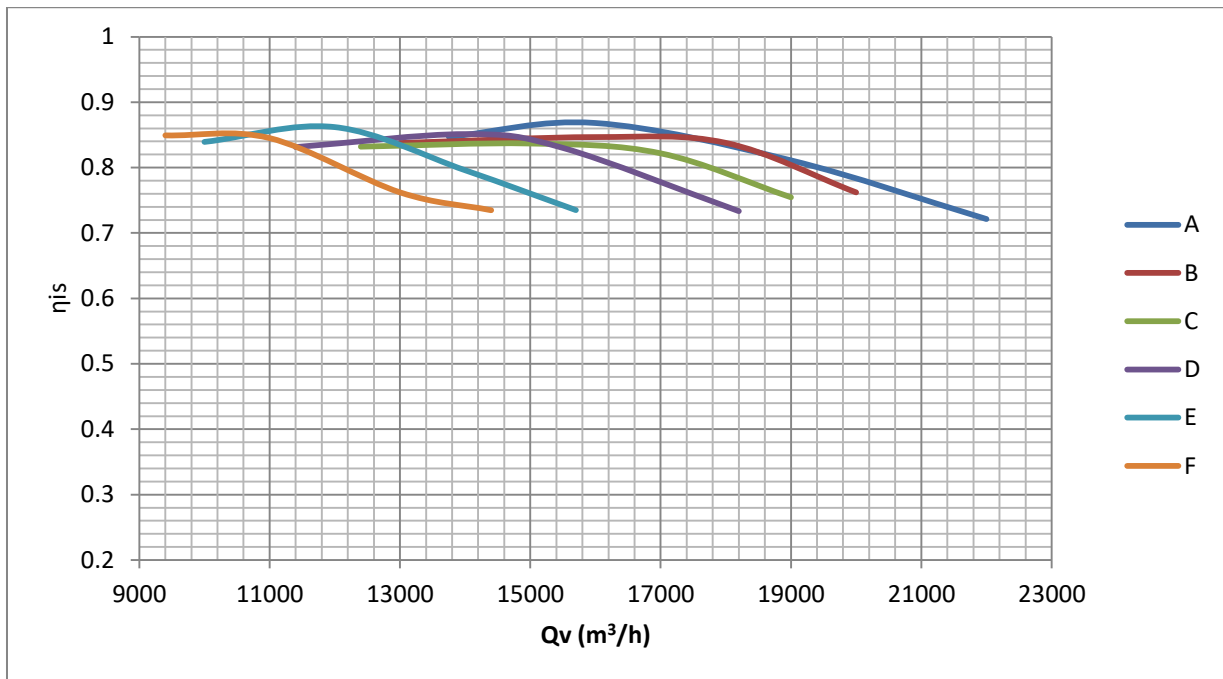


Figure IV.7. Courbe de rendement isentropique en fonction de débit volumique d'aspiration.

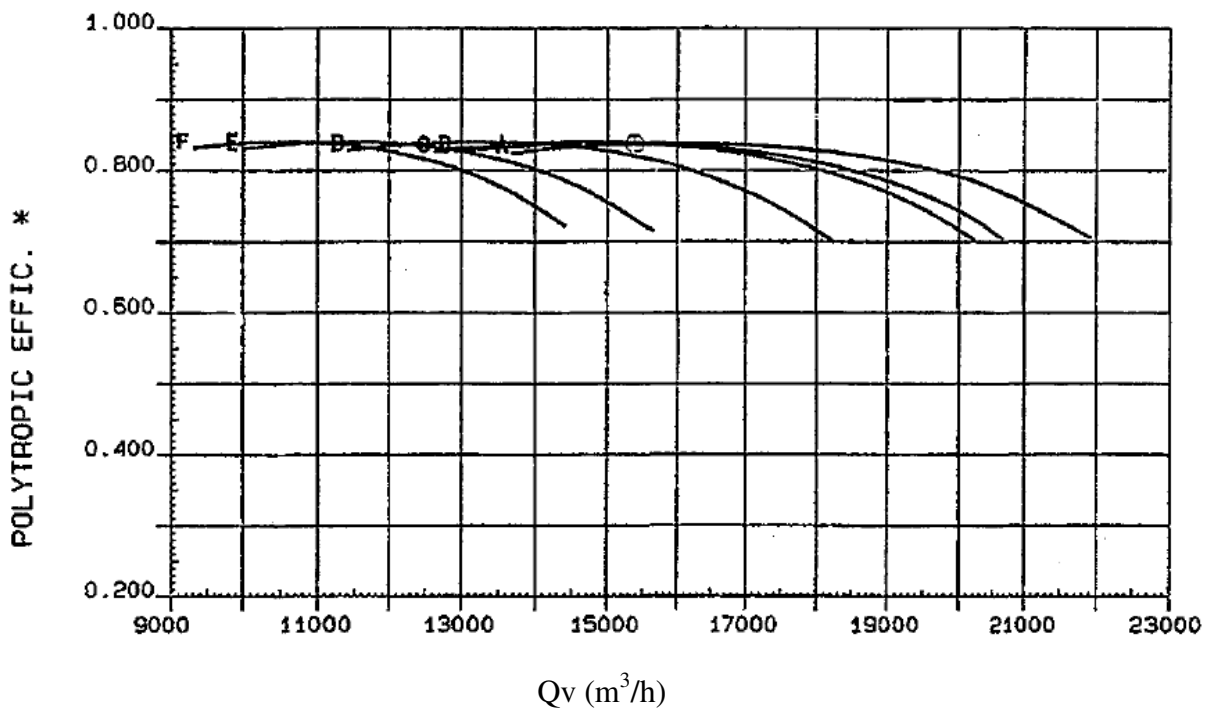


Figure IV.8. Courbe de taux de rendement polytropique en fonction de débit volumique d'aspiration de constructeur.

➤ La puissance réelle :

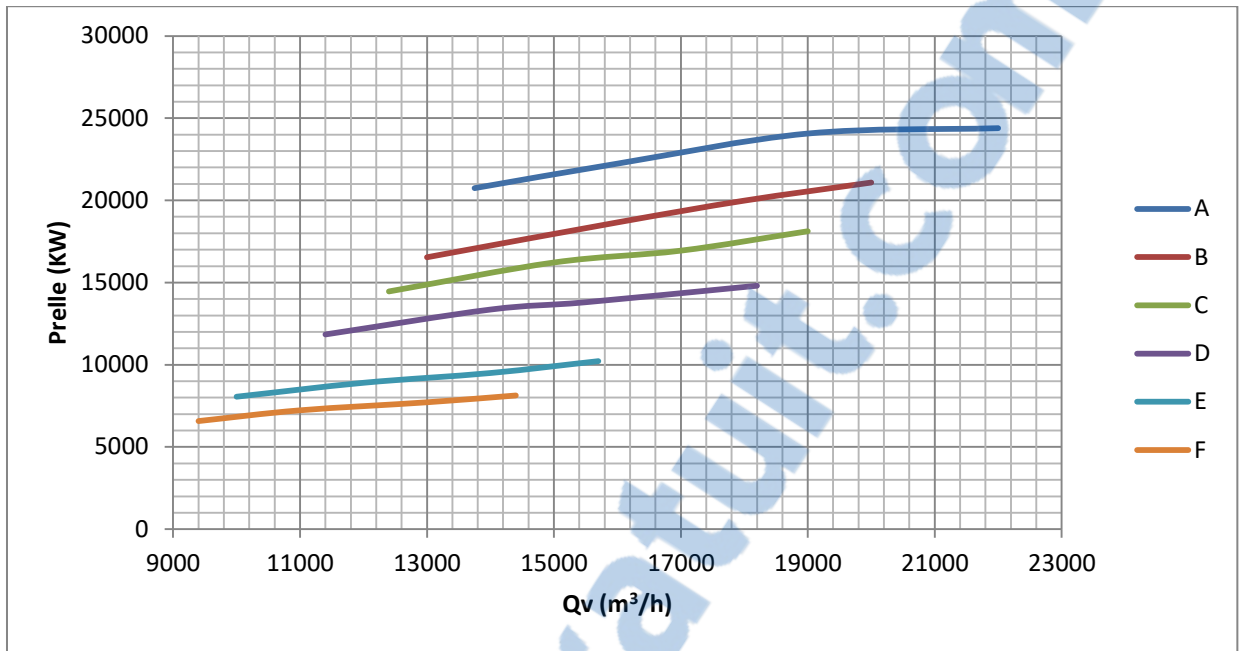


Figure IV.9. Courbe de puissance réel en fonction de débit volumique d'aspiration.

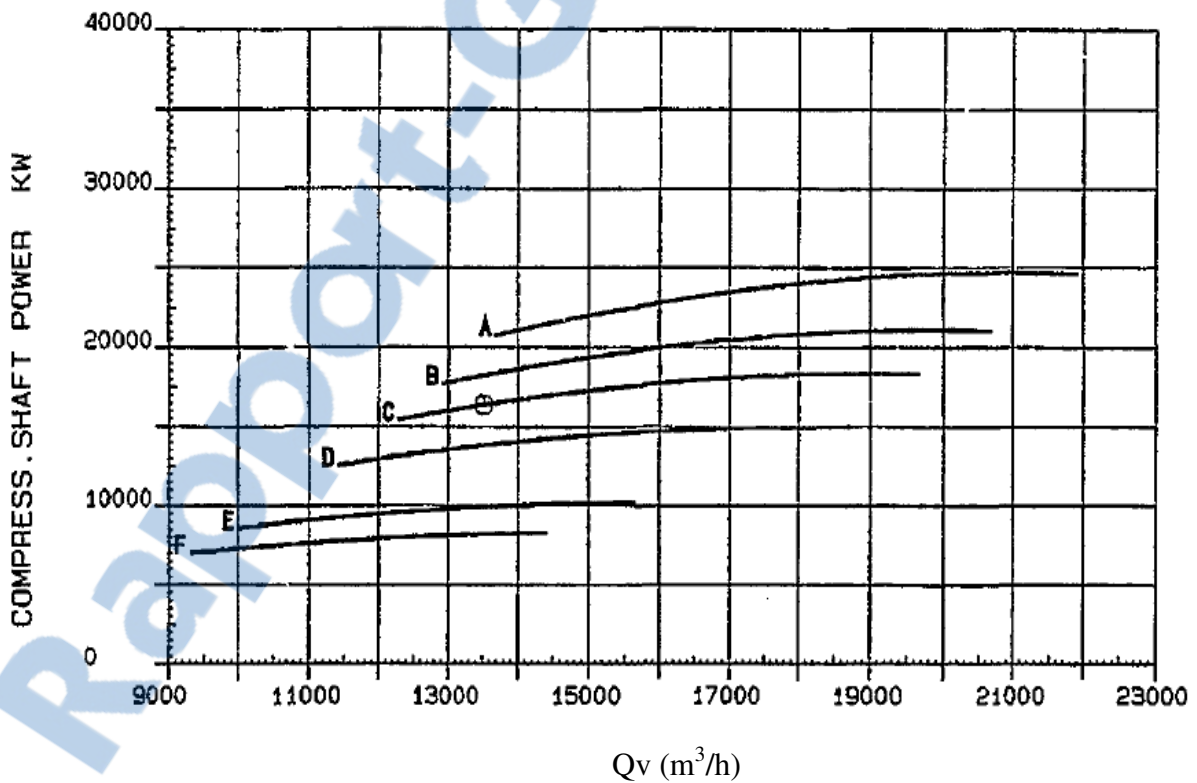


Figure IV.10. Courbe de puissance réel en fonction de débit volumique d'aspiration de constructeur.

➤ Température de refoulement :

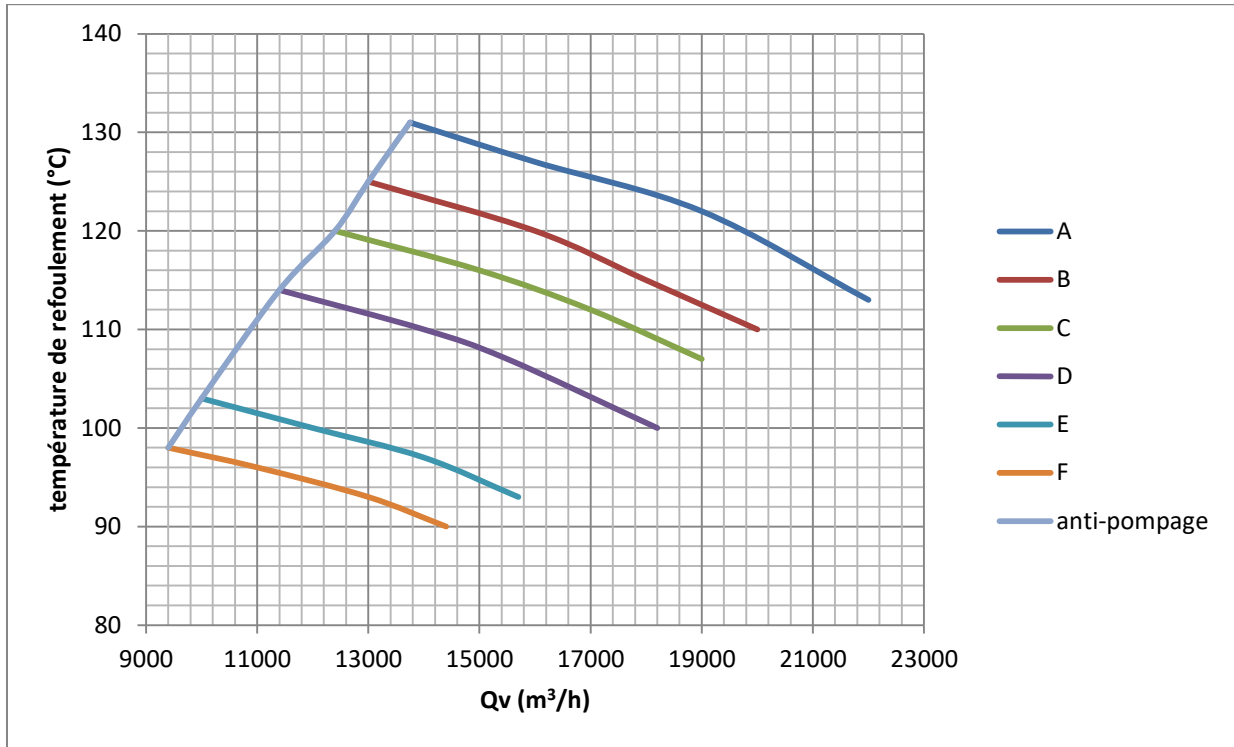


Figure IV.11. Courbe de température de refoulement en fonction de débit volumique d'aspiration.

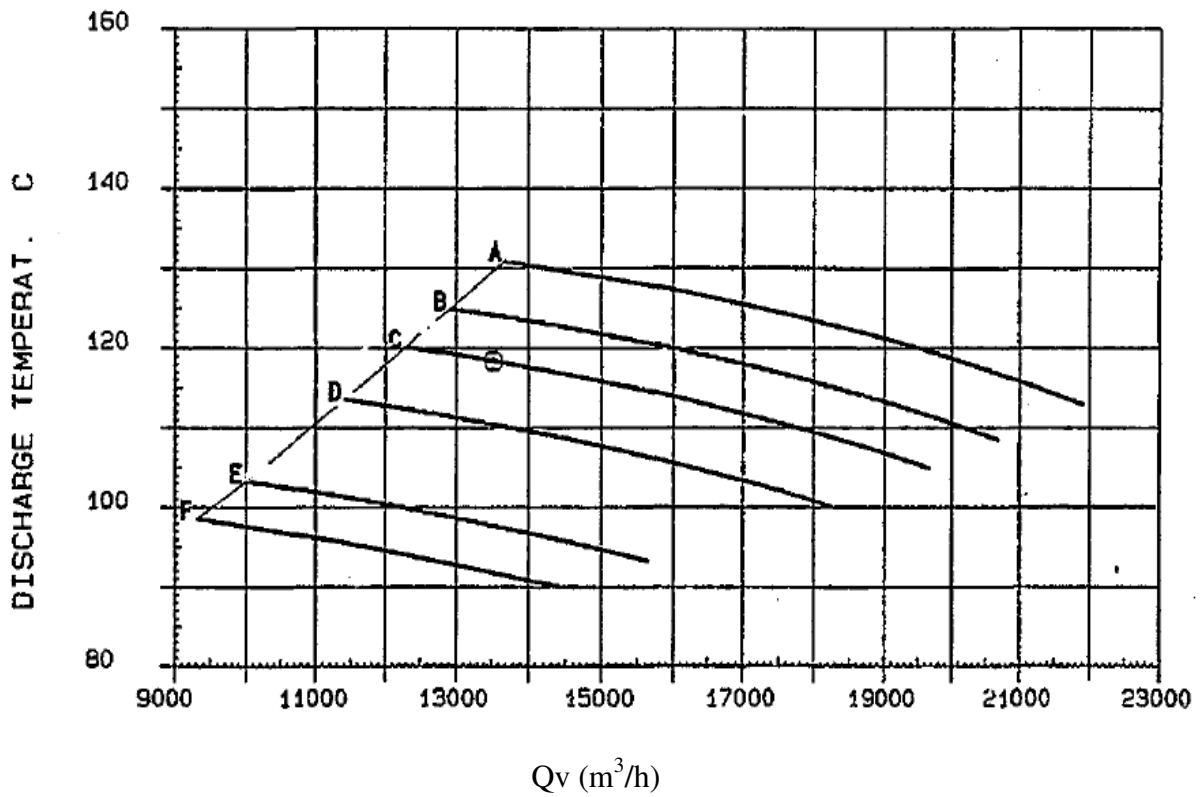


Figure IV.12. Courbe de température de refoulement en fonction de débit volumique d'aspiration de constructeur.

IV.7.6. Interprétation des résultats :✓ **Le taux de pression :**

Nous remarquons d'après la figure VI.4 que la variation des vitesses est proportionnelle au taux de pression, par contre ce dernier diminue avec l'augmentation du débit d'aspiration. Avec une zone de pompage indépendante pour chaque vitesse de rotation et de débit d'aspiration. Les courbes tracées ont la même allure que la courbe donnée par le constructeur.

Une telle courbe est limitée en débit bas par ce que l'on appelle la limite de pompage. Pour des débits plus faibles que cette valeur on dit que le compresseur pompe.

✓ **Le rendement isentropique et polytropique :**

Les courbes VI.6 et VI.7 représentent les variations du rendement isentropique et polytropique en fonction du débit d'aspiration.

Nous remarquons qu'à partir de la vitesse minimal « F » jusqu'à la vitesse maximal « A » en augmentant le débit volumique d'aspiration, nous aurons une diminution des deux rendements isentropique et polytropique

Alors dans cette partie il y a presque la similarité entre les courbes des deux rendements et les courbes de constructeur.

✓ **La puissance réelle :**

La courbe IV.9 de la puissance réel en fonction de débit volumique d'aspiration est identique avec la courbe tracé par le constructeur. L'augmentation de la puissance de compresseur revient à l'augmentation de la vitesse de rotation et le débit volumique aspirée. Pour chaque vitesse de rotation on a une puissance minimal et une puissance maximal correspondant au débit minimale et maximale de l'aspiration.

✓ **La température de refoulement :**

Le graphe VI.11 donne la variation de la température de refoulement en fonction du débit volumique d'aspiration. Pour chaque variation de vitesse (F=3502 tr/min..... à A=4903 tr/min), il y a une augmentation de température de refoulement.

D'autre part cette température diminue en fonction du changement du débit volumique d'aspiration.

Conclusion :

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

L'évaluation des performances par le calcul de similitude entre nos résultats et les points de fonctionnement de constructeurs, nous a permis de tracer les courbes caractéristiques et d'améliorer l'état de fonctionnement du compresseur BCL 606-3/A.

CONCLUSION GENERALE

Dans ce travail nous avons traité un sujet d'une grande importance pour l'unité de production de gaz de module III dans la région Hassi R'mel - Laghouat. Le thème du sujet rentre dans le cadre de notre stage de mise en situation professionnelle, est intitulé une comparaison de la courbe caractéristique d'un compresseur centrifuge après REBUNDLING, et étude technologique et énergétique d'un Compresseur centrifuge BCL606-3/A dans l'unité de compression module III à Hassi R'mel.

Cette étude consiste à déterminer les caractéristiques thermodynamiques du compresseur centrifuge BCL606, un calcul formel détaillé a été élaboré nous avons calculé le point de fonctionnement et nous avons comparés entre les deux type de compresseur centrifuge (3 roues et 6 roues).

L'augmentation de la vitesse de rotation pour chaque essai entraine un accroissement de tous les paramètres (τ , η_{is} , η_{pol} , P), par contre l'élévation du débit donne une décroissance de tous les paramètres sauf l'augmentation de la puissance (P)

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

Enfin, cette étude nous a été d'une grande utilité, elle nous a permis d'approfondir nos connaissances théoriques sur les différents équipements utilisés dans l'industrie pétrolière algérienne; en particulier sur les compresseurs centrifuges BCL qui sont très répandus dans cette dernière, alors les compresseurs centrifuges après REBUNDLING Hassi-R'mel (compresseur centrifuge a 6 roues) est plus efficace et très important dans ce domaine d'industrie.

Références Bibliographiques

- [1] : Fichier PDF : Master _MOSLI_BENSEDDIK_BRAHIMI « étude de turbine a gaz MS5002 b»2012/2013.
- [2] : Documents Situation et organisation du champ de HASSI R'MEL SONATRACH (journal le quotidien d'Algérie par réduction LQA novembre17 ,2012).
- [3] : Fichier PDF : Benikhlef Mohammed et Mohammedi Ahmed Rezqi pour obtient de diplôme de Master en Génie Mécanique «étude et la rénovation de turbine a gaz MS5002C de Hassi R'Mel» 2013 /2014.
- [4] : revue trimestriel de SONATRACH, Revue n°15 ; Décembre2005
- [5] : MGN_24_Procedesdetraitementdugaznaturel.pdf
- [6] : Manuel opération de l'unité de dépropaniseur (JGC CORPORATION).
- [7] L.CHEBLI, Y.ABBASSI ; «rapport de stage de centre de formation» ; Hassi R'Mel ; Mars 2012.
- [8] : Cour de formation sur le compresseur, centrifuge, nuovo pognone , SONATRACH
- [9]: R. BIGRET, J-L. Féron, Diagnostique - maintenance, disponibilité des machines tournantes. MASSON Paris 1995.
- [10] : Perfectionnement Chefs de Quart-Dispatchers (module : compresseurs centrifuges et turbines à gaz) .Edition 1version :0/NG/07, naftogaz Filière Exploitation
- [11] : COMPRESSEURS CENTRIFUGES ET TURBINES À VAPEUR MT CAM - 03030_A_F - Rév. 2 / 2005 ENSPM formation Industrie - IFP Training / 03/12/2005
- [12] : Web site:
http://processs.free.fr/Pages/VersionMobile0.php?page=2130#Quand_choisir_un_volumetriq_ue jour de visite : 14/02/2018
- [13] : Perfectionnement Chefs de Quart-Dispatchers (module : compresseurs centrifuges et turbines à gaz) .Edition 1version :0/NG/07, naftogaz Filière Exploitation.

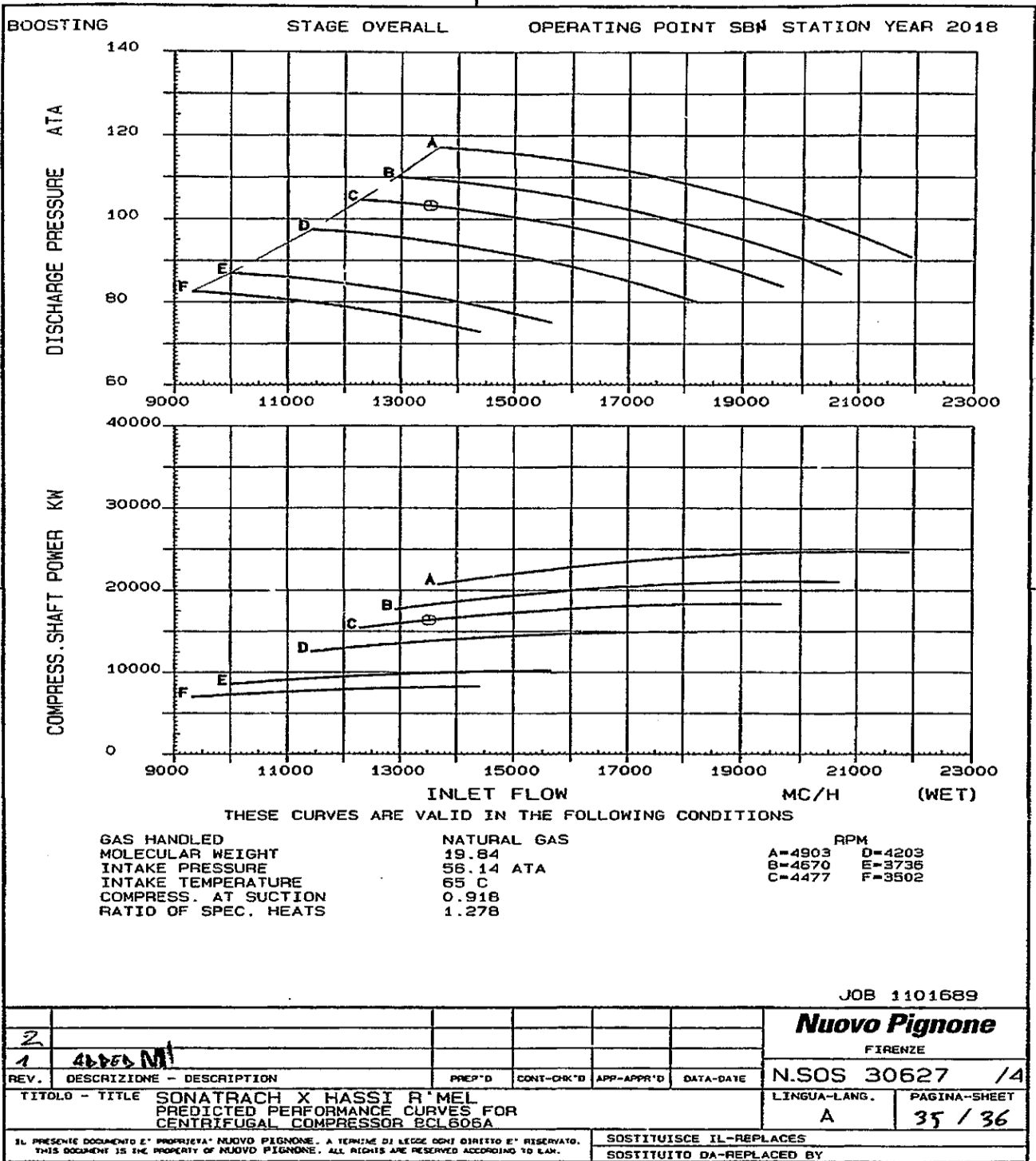
[14] : Manuel de service fonctionnement et instruction (compresseur centrifuge BCL 606-3/A), volume I description et fonctionnement. Site d'installation : Hassi R'mel-Algérie SBN Station (phase N.1), JGC for SONATRACH.

[15] : "Formation consolidation techniciens supérieurs". -NAFTOGAZ

[16] Technique de l'ingénieur 2-1990, *Ventilateurs – compresseurs*. BM 4 4500 – 4591.

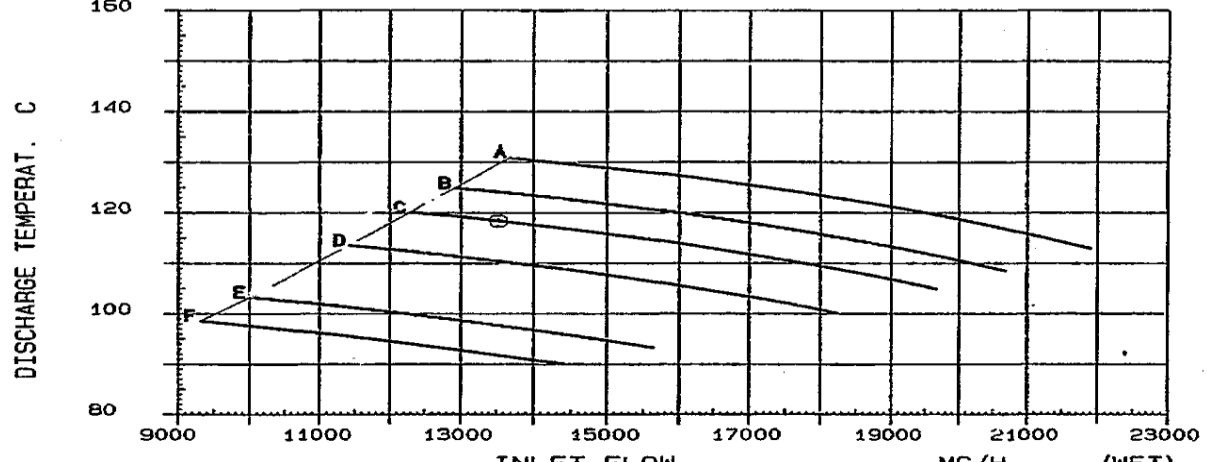
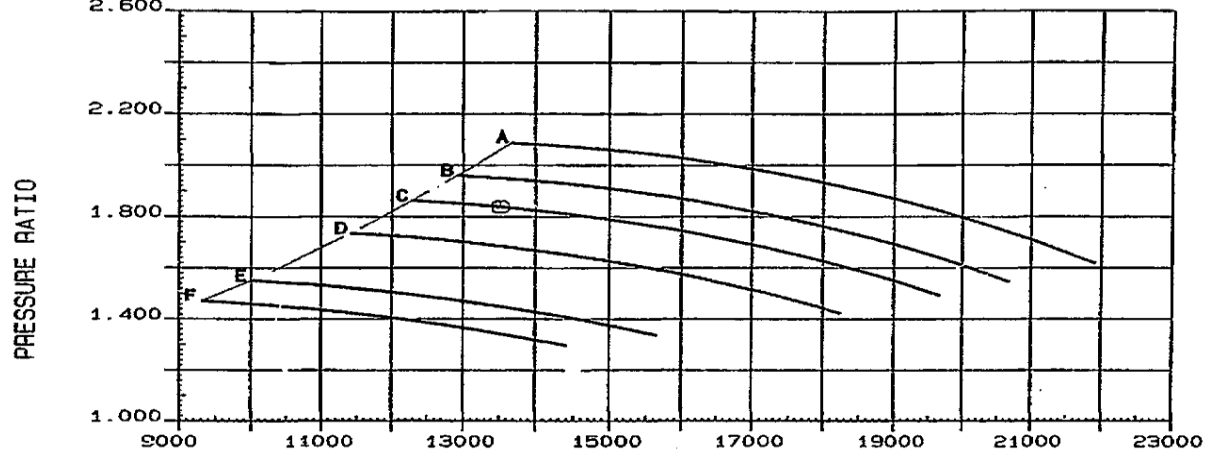
[17] Documentation DP Haoud Berkaoui SONATRACH DP.

Annexes



Annexe pression de refoulement et puissance en fonction de débit volumique.

BOOSTING STAGE OVERALL OPERATING POINT SBN STATION YEAR 2018



THESE CURVES ARE VALID IN THE FOLLOWING CONDITIONS

GAS HANDLED	NATURAL GAS	RPM
MOLECULAR WEIGHT	19.84	A=4903 D=4203
INTAKE PRESSURE	56.14 ATA	B=4670 E=3735
INTAKE TEMPERATURE	65 C	C=4477 F=3502
COMPRESS. AT SUCTION	0.918	
RATIO OF SPEC. HEATS	1.278	

JOB 1101689

Nuovo Pignone
FIRENZE

2					
1	ADDED M				
REV.	DESCRIZIONE - DESCRIPTION	PREP'D	CONT-CHEK'D	APP-APPR'D	DATA-DATE

N.SOS 30627 /4
LINGUA-LANG. A PAGINA-SHEET 36 / 37

TITOLO - TITLE SONATRACH X HASSI R'MEL
PREDICTED PERFORMANCE CURVES FOR
CENTRIFUGAL COMPRESSOR BCL606A

IL PRESENTE DOCUMENTO E' PROPRIETA' NUOVO PIGNONE. A TERMINI DI LEGGE OGNI DIRITTO E' RISERVATO.
THIS DOCUMENT IS THE PROPERTY OF NUOVO PIGNONE. ALL RIGHTS ARE RESERVED ACCORDING TO LAW.

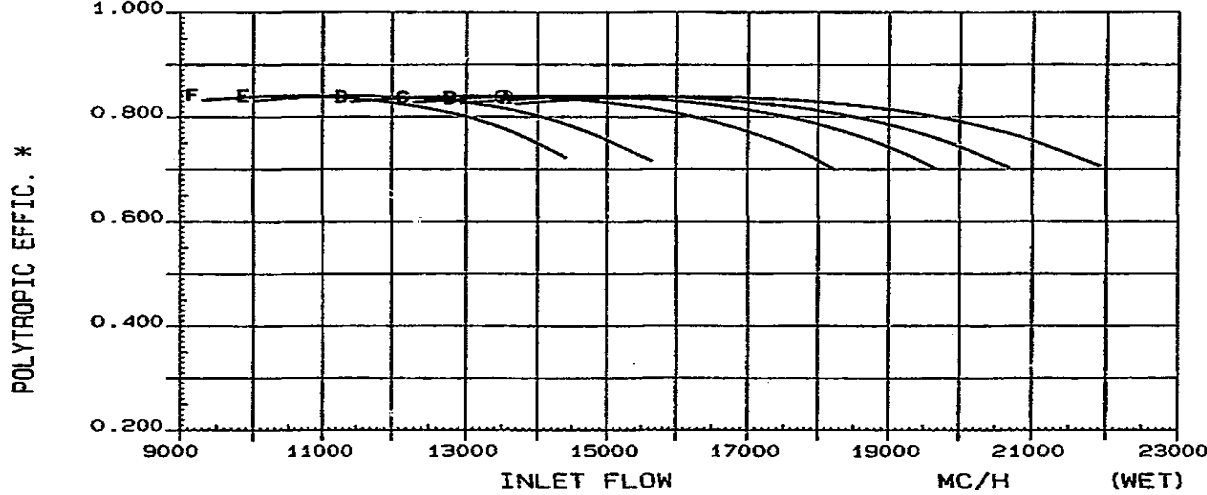
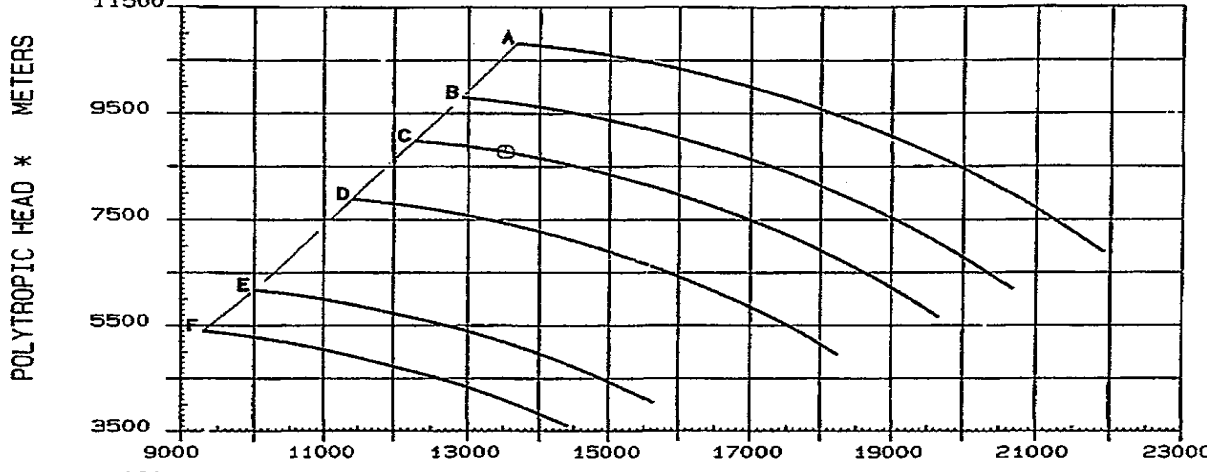
SOSTITUISCE IL-REPLACES
SOSTITUITO DA-REPLACED BY

DATA = 14/01/02
 PRODOTTO SU COMPUTER (P6L2)
 CALCOLO (VERS. 14/03/01U)
 CALCSI (VERS. 1/08/01U)

Annexe taux de pression et température de refoulement en fonction de débit volumique.

2

BOOSTING STAGE OVERALL OPERATING POINT SBN STATION YEAR 2018



THESE CURVES ARE VALID IN THE FOLLOWING CONDITIONS

GAS HANDLED	NATURAL GAS	RPM
MOLECULAR WEIGHT	19.84	A=4903 D=4203
INTAKE PRESSURE	56.14 ATA	B=4670 E=3736
INTAKE TEMPERATURE	65 C	C=4477 F=3502
COMPRESS. AT SUCTION	0.918	
RATIO OF SPEC. HEATS	1.278	

* FLANGE TO FLANGE

JOB 1101689

CALCISI (VERS. 23/08/010) CALCOLO (VERS. 14/03/010) PRODOTTO SU PLOTTER (PGL2) DATA = 14/01/02 ORA = 15:08:53

						Nuovo Pignone	
						FIRENZE	
						N.SOS 30627 /4	
REV.	DESCRIZIONE - DESCRIPTION	PREP'D	CONT-CHK'D	APP-APPR'D	DATA-DATE	LINGUA-LANG.	PAGINA-SHEET
2						A	37 / 38
1	ANNEX M1						
TITOLO - TITLE SONATRACH X HASSI R'MEL PREDICTED PERFORMANCE CURVES FOR CENTRIFUGAL COMPRESSOR BCL606A						SOSTITUISCE IL-REPLACES SOSTITUITO DA-REPLACED BY	
<small>IL PRESENTE DOCUMENTO E' PROPRIETA' NUOVO PIGNONE. A TERMINE DI LEGGE NONI DIRITTO E' RISERVATO. THIS DOCUMENT IS THE PROPERTY OF NUOVO PIGNONE. ALL RIGHTS ARE RESERVED ACCORDING TO LAW.</small>							

Annexe hauteur et rendement polytropique en fonction de débit volumique.

لإكمال تأهيلنا وتعزيز التي اكتسبناها في الجامعة مع الواقع الصناعي من وحدات الإنتاج قمنا بتربص بوحدة سوناطراك وحررنا مذكرة لتطوير واكتساب فكر و روح صناعية. يشمل هذا العمل دراسة هيدروليكية واعتمادية على الضواغط المركزية لضغط الغاز التي تم تصميمها لمراقبة والحفاظ على مستوى عالي من الضغط في الموقع حيث تم تغيير في عدد العجلات. المذكرة سلسلة من العمليات الحسابية والمقارنة بين المعلومات التي تم جمعها في الوحدة وتلك المقدمة من طرف الصانع.

Résumé

Afin de compléter notre formation et améliorer nos connaissances acquis à l'université avec la réalité industrielle des unités de production, nous étions en train de mentir un stage pratique au niveau de société sonatrach et un mémoire de fin d'étude ont été réalisés pour affirmer encore plus notre savoir et acquérir un état d'esprit industriel.

Le travail comprend une étude hydraulique et fiable des compresseurs centrifuge de la compression du gaz conçu pour surveiller et maintenir un niveau élevé de pression sur le site où le nombre de roues a été changé. La note contient une série de calculs et de comparaison Entre les informations collectées dans l'unité et celles soumises par le fabricant.

Abstract

In order to complete our training and improve our knowledge acquired at the university with the industrial reality of the production units, we were lying a practical internship at the sonatrach company level and a final dissertation were made to assert even more our knowledge and acquire an industrial mindset.

The work includes a hydraulic and reliable study of centrifugal compressors of gas compression designed to monitor and maintain a high level of pressure at the site where the number of wheels has been changed. The note contains a series of calculations and comparison Between the information collected in the unit and that submitted by the manufacturer.