

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE
ET POPULAIRE



*Ministère De L'enseignement Supérieur Et De La Recherche
Scientifique*

UNIVERSITE M'HAMMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Département : Transport et Equipements des Hydrocarbures

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

*En Vue de L'obtention Du Diplôme De Master en Mécanique
Des Unités Pétrochimique*

THEME

Calcul thermodynamique du compresseur ELLIOT
EBARA 60MB7-6
et vérification avec le logiciel CHEMCAD

Réalisé par :

NAHAL NABIL
KERKER NACEREDDINE

Encadré par :

Mr. KHELIFI TOUHAMI

Boumerdes 2016



Remerciements

Nous remercions ALLAH qui nous a donné la force et la patience pour terminer ce travail.

Nous tenons à remercier Mr M.S Khelifi Touhami, notre promoteur pour sa disponibilité et sa compétence, sans oublier tous ceux qui nous ont aidés pendant notre cycle de formation.





DEDICACES



Je dédie ce modeste travail :

A ceux qui m'ont donné la vie ;

A ma très chère mère ;

A mon cher père ;

A mes grands parant ;

A mes frères et mes sœurs ;

A mes cher cousin et cousine

A toute ma famille ;

A mes amis

A tout le groupe MAFIP 11

NABYL



DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A ceux qui m'ont donné la vie ;

*A ceux qui sont la source de mon inspiration et
mon courage ;*

A ma très chère mère ;

A mon cher père ;

A mes grands parant ;

A mes frères et mes sœurs ;

A toute ma famille ;

A mes amis

A tout le groupe MAUP 11

NACEREDDINE

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.	1
CHAPITRE I : Présentation du lieu de Stage	2
I.1.Vue historique sur l'organisation de l'activité du raffinage.	2
I.2.Les Raffineries en Algérie.	3
I.3.Présentation de l'unité d'affectation.	13
CHAPITRE II : Généralités sur les compresseurs.	19
II.1. Introduction.	19
II.2. Type des compresseurs et classification.	19
II.3. Comparaison entre les types de compresseurs.	23
II.4.Domaine d'application.	23
II.5.Choisir un compresseur performant.	24
II.6. Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuges.	26
II.7. Fonctionnement d'un étage du compresseur centrifuge.	29
II.8. Type des compresseurs centrifuges.	33
II.9. Plages utiles de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.	35
II.10. Courbes d'exploitation.	36
II.11. Le phénomène de pompage.	37
II.12. Régulation anti-pompage.	38
II.13. Poussé axiale.	39
II.14. Piston d'équilibrage.	40

CHAPITRE III : DESCRIPTION DU COMPRESSEUR ELLIOTT 60MB7-6	41
III.1. Description du Compresseur 100-TK-51 MODEL 60MB7-6.	41
III.2. Caractéristiques Générale de compresseur ELLIOTT 60MB7-6.	43
III.3.Explication du Numéro de Model.	45
III.4. Constitution de compresseur 60MB6-7.	47
CHAPITRE IV : Partie Calcul	56
IV.1.Calcul thermodynamique.	56
IV.2.Conditions d'exploitation.	56
IV.3.Calcul des Caractéristiques du gaz.	57
IV.4.Calcul des performances du compresseur.	60
IV.5.Calcul des puissances.	69
CHAPITRE V : Partie Simulation	71
V.1. Introduction.	71
V.2. Présentation du CHEMCAD.	71
V.3.Simulation du procédé.	72
V.4.Tableau récapitulatif.	82
V.5.Conclusion.	82
CONCLUSION GENERAL	83
ANNEXES	
BIBLIOGRAPHIE	

Liste des Figures

Fig.I.1.Situation géographique de la RA1/ dans la zone industrielle de Skikda	Page 05
Fig.I.2.Organigramme de la RA1/K	Page 07
Fig.I.3.Schéma synoptique de la RA1/K	Page 09
Fig.II.1.Classification des compresseurs	Page 19
Fig.II.2.Les différents types des compresseurs volumétriques	Page 20
Fig.II.3.Compresseurs alternatifs	Page 20
Fig.II.4.Les compresseurs rotatifs	Page 21
Fig.II.5.Les compresseurs dynamiques	Page 22
Fig.II.6.Type de compresseur en fonction du débit et de la pression	Page 24
Fig.II.7.Schéma d'un Compresseur centrifuge	Page 26
Fig.II.8.Volute d'aspiration	Page 27
Fig.II.9.Diaphragme d'aspiration	Page 27
Fig.II.10.diaphragme intermédiaire	Page 28
Fig.II.11.Volute de refoulement	Page 29
Fig.II.12.Schéma d'une roue mobile - triangle des vitesses	Page 30
Fig.II.13.Calage des aubes du compresseur centrifuge	Page 32
Fig.II.14.Taux de compression en fonction du débit massique.	Page 33
Fig.II.15.Compresseur centrifuge avec plan de joint horizontal	Page 34
Fig.II.16.Compresseur centrifuge avec plan de joint vertical.	Page 34
Fig.II.17.Plage utile de fonctionnement d'un compresseur centrifuge	Page 36
Fig.II.18.Courbes caractéristiques d'un compresseur centrifuge monocellulaire	Page 37
Fig.II.19.Circuit d'anti-pompage d'un compresseur	Page 38
Fig.II.20.La poussée axiale	Page 39
Fig.II.21. Le piston d'équilibrage dans un compresseur multicellulaire.	Page 40
Fig.III.1. Emplacement Du Compresseur dans l'unité 100 de Magnaforming.	Page 41
Fig.III.2. Schéma D'emplacement Turbine 2SNV-6 et le Compresseur 60MB7-6	Page 42
Fig.II.3.Compresseur 60MB7-6 installé sur site.	Page 42
Fig.III.4. Codification du Compresseur 60MB7-6	Page 45

Fig.III.5.Graphique de sélection de compresseur centrifuge MB typique. (Elliott Company, Jeannette, Pa.)	Page 45
Fig. III .6. Graphique de sélection de compresseur centrifuge M typique. (Elliott Company, Jeannette, Pa.)	Page 46
Fig.III.7.Construction du Compresseur Centrifuge ELLIOTT EBARA 60MB6-7	Page 47
Fig.V.1.L'interface de simulation sur le CHEMCAD.	Page 71
Fig.V.2.Simulation de procédé à partir du CHEMCAD.	Page 72
Fig.V.3.Puissance de la première section	Page 81
Fig.V.4. Puissance de la deuxième section	Page 81

Liste des Tableaux

Tableau.I.1.Les raffineries en Algérie	Page 03
Tableau.I.2.Les composantes de gaz de recyclage de MAGNAFORMING	Page 18
Tableau.II.1.Comparaison entre les types de compresseurs	Page 23
Tableau.II.2.Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs	Page 25
Tableau. III .1.Caractéristiques Générales du compresseur ELLIOTT 60MB7-6	Page 44
Tableau. III .2.Eléments Principales du compresseur 60MB7-6	Page 48
Tableau.IV.1.Conditions d'exploitations	Page 56
Tableau.IV.2.Composition et conditions critiques	Page 57
Tableau.IV.3.Calcul des pressions	Page 62
Tableau.IV.4.Calcul des Températures	Page 62
Tableau.V.1.Conditions L'aspiration de la première section	Page 73
Tableau.V.2.Compositions de L'aspiration de la première section	Page 74
Tableau.V.3.Propriétés de L'aspiration de la première section	Page 74
Tableau.V.4.Conditions de L'Extraction de la première section	Page 75
Tableau.V.5.Compositions de L'Extraction de la première section	Page 76
Tableau.V.6.Propriétés de L'Extraction de la première section	Page 76
Tableau.V.7.Conditions de L'aspiration de la deuxième section	Page 77
Tableau.V.8.Compositions de L'aspiration de la deuxième section	Page 78
Tableau.V.9.Propriétés de L'aspiration de la deuxième section	Page 78
Tableau.V.10.Conditions de Refoulement de la deuxième section	Page 79
Tableau.V.11. Compositions de Refoulement de la deuxième section	Page 80
Tableau.V.12. Propriétés de Refoulement de la deuxième section	Page 80
Tableau.V.13.Tableau récapitulatif	Page 82

Introduction Générale

INTRODUCTION GENERALE

La production industrielle a connu un développement considérable grâce à l'amélioration de la technologie, de la maintenance et de la sécurité de fonctionnement des machines et équipements industriels, ce progrès a pour but essentiellement :

- L'augmentation de la productivité.
- L'utilisation de la machine et d'équipement de manière optimale en réduisant les durées de la maintenance.

Parmi ces machines les compresseurs centrifuges qui sont utilisés essentiellement en raffinage et dans l'industrie chimique et pétrochimique.

Les compresseurs centrifuges sont des équipements coûteux et consommateurs d'énergie. Le potentiel, le capital et les économies opérationnelles seront meilleurs, si la conception et le fonctionnement sont traités d'une manière compétente. En outre, les compresseurs centrifuges sont très sensibles aux variations des conditions de fonctionnement, ils ont une gamme opérationnelle limitée et en cas de dépassement, le compresseur peut être endommagé.

Il est donc essentiel d'empêcher la défaillance des compresseurs, en assurant leur suivie continue d'où la nécessité d'un programme de maintenance adéquat, et un entretien rigoureux.

Notre étude porte sur ce type de compresseurs (ELLIOTT EBARA 60MB7-6) utilisés au recyclage de l'hydrogène, dans l'unité de MAGNAFORMING. Notre projet de fin d'étude a été réalisé sur le complexe de raffinage de SKIKDA. Son rôle est d'alimenter la région Est du pays en produits raffinés, de préparer certains produits intermédiaires à la pétrochimie et, surtout, de valoriser le brut en le raffinant pour obtenir des produits destinés à l'exploitation.

Cette étude a pour but l'évaluation des paramètres d'exploitation d'un Compresseur centrifuge multi-étages. Un calcul thermodynamique, puis une petite simulation nous permettra de connaître et vérifier son régime de fonctionnement adéquat et enfin une meilleure maîtrise des conditions d'exploitation qui garantissent la sécurité de cette machine.

Chapitre I

Présentation du lieu de stage

I.1. Vue historique sur l'organisation de l'activité du raffinage :

A l'origine, le raffinage était une activité intégrée dans la société nationale SONATRACH.

A partir du 01 Janvier 1982, le raffinage et la distribution des produits pétroliers sont séparées et érigées en Entreprise Nationale de Raffinage et de Distribution des Produits Pétroliers (ERDP- NAFTAL).

L'E.R.D.P créée par décret N°80-101 du 06 Avril 1980. Dans le cadre de la restructuration de la "SONATRACH", et mise en place le 01 Janvier 1982. La "E.R.D.P" est placée sous tutelle du ministère de l'énergie et des industries pétrochimiques. A partir du 02 Février 1985, la "E.R.D.P" a été transformée sous le nom de "NAFTAL", cette dernière est subdivisée en 04 unités à savoir :

- ✓ Unité NAFTAL de "Raffinage".
- ✓ Unité NAFTAL de "Distribution".
- ✓ Unité NAFTAL "Portuaire".
- ✓ Unité NAFTAL de "Maintenance".

L'effectif de l'entreprise "NAFTAL" est environ de 35.000 travailleurs, elle est présente sur tout le territoire national.

A compter du 25 Août 1987 et par décret N°87-190 fut créé l'entreprise nationale "NAFTEC" de l'entreprise nationale "NAFTAL" et mise en place le 02 Janvier 1988. L'entreprise "NAFTEC" a pour mission de promouvoir, développer, gérer et organiser l'industrie du raffinage : traitement du pétrole brut et du condensât, ainsi que du brut réduit importé en vue d'obtenir des produits raffinés destinés à la consommation nationale et à l'exportation.

Le nombre total des travailleurs est environ : 3500 travailleurs, présents sur l'ensemble de trois (03) raffineries plus la direction générale.

Actuellement, l'entreprise nationale de raffinage du pétrole "NAFTEC" gère l'ensemble des trois (03) raffineries se trouvant dans les villes de : Skikda, Alger et Arzew.

La capacité totale de l'entreprise "NAFTEC" seulement est de (24.791.100 T/AN).

<u>Raffinerie</u>	<u>Capacité de traitement</u>
De Skikda (RA1/K)	Pétrole brut : 15.000.000 t/an Brut réduit importé : 277.000 t/an
D'Alger (RA1/G)	Pétrole brut : 2.700.000 t/an
D'Arzew (RA1/Z)	Pétrole brut : 2.500.000 t/an
D'Arzew (RA2/Z)	Brut réduit importé : 320.000 t/an G.P.L : 1.000.000 t/an Condensât stabilisé : 3.000.000 t/an
De Hassi Messaoud (RA1/HS)	Pétrole brut : 1.236.500 t/an

Tableau.I.1.Les raffineries en Algérie.

I.2. Les raffineries en Algérie :

I.2.1. La raffinerie d'Alger (RA1/G) :

Elle a pour objectif de traiter le pétrole brut de Hassi Messaoud, afin de satisfaire essentiellement la demande en carburants du marché nationale et de l'exportation (naphta et fuel).

Elle est située à 5 Km d'El Harrach et à 20 Km d'Alger, mise en service le 15 février 1964 avec une capacité de traitement du pétrole brut de 2,7 millions t/an, la raffinerie comprend les installations suivantes :

- ✓ Une unité de distillation atmosphérique.
- ✓ Une unité gas-plant pour la séparation et traitement de GPL.
- ✓ Une unité de reforming catalytique.
- ✓ Une unité de mélange (éthylation) pour la fabrication des essences.
- ✓ Une pompe d'expédition des produits par pipes line aux dépôts d'Alger, Blida, au port pétrolier et à l'aéroport houari Boumediene.
- ✓ Un central thermos – électrique pour les besoins énergétiques de la raffinerie (vapeur d'eau, électricité, air instrument).

- ✓ Port pétrolier équipé de 3 postes de chargement pour les exportations, les cabotages et une station de déballastage.

I.2 .2. La raffinerie d'Arzew (RA1/Z) :

La RA1/Z est mise en service en 1973 avec une capacité de traitement de 2500000 t/an de brut (BHM) et 320000 t / an de BRI elle répond aux impératifs suivantes :

- ✓ Traiter le pétrole de Hassi Messaoud (BHM) et le BRI.
- ✓ Satisfaire la consommation du marché national en carburants, lubrifiants, bitumes, fuel et paraffines.
- ✓ Exporter les excédents : principalement les fuels, naphta et kérosène.

La raffinerie d'Arzew comprend les installations suivantes :

- ✓ Une unité de distillation atmosphérique.
- ✓ Une unité de reforming catalytique.
- ✓ Une unité de séparation des gaz.
- ✓ Une unité de distillation sous vide et d'oxydation pour la production de bitumes routiers.

Deux unités de production de lubrifiants et graisses :

- ✓ Unité de desasphaltage au propane pour récupérer l'huile de base lourde.
- ✓ Extraction au furfural pour extraire les aromatiques et améliorer l'indice de viscosité des huiles de base.
- ✓ Traitement des paraffines pour abaisser la teneur en huile.
- ✓ Traitement à l'hydrogène destiné à améliorer la couleur, l'odeur et la stabilité des huiles de base.
- ✓ Fabrication et mélange des graisses.
- ✓ Unité de mélange (GPL, essence, fuels, gasoil).
- ✓ Unité d'utilité qui assure la production des vapeurs, d'électricité et d'air instruments.

I.2.3. La raffinerie de Skikda (RA1/K) :

I.2.3.1. Présentation de la Raffinerie de Skikda :

Le complexe de la raffinerie du pétrole de SKIKDA, baptisé RA1/K, a pour mission de transformer le pétrole brut provenant de Hassi Messaoud avec une capacité de traitement (15 millions t/an), ainsi que le brut réduit importé (277.000 t/an).

a. Situation :

Cette raffinerie est située dans la zone industrielle à 7 Km à l'est de Skikda et à 2 Km de la mer, elle est aménagée sur une superficie de 190 hectares avec un effectif à l'heure actuelle de 1440 travailleurs environ.

Elle est alimentée en brut algérien par l'unité de transport ETU de Skikda (c'est une station intermédiaire de Hassi Messaoud).

Le transport du pétrole brut est réalisé à l'aide d'un Pipe-line à une distance de champs pétroliers jusqu'à le complexe de 760 Km.

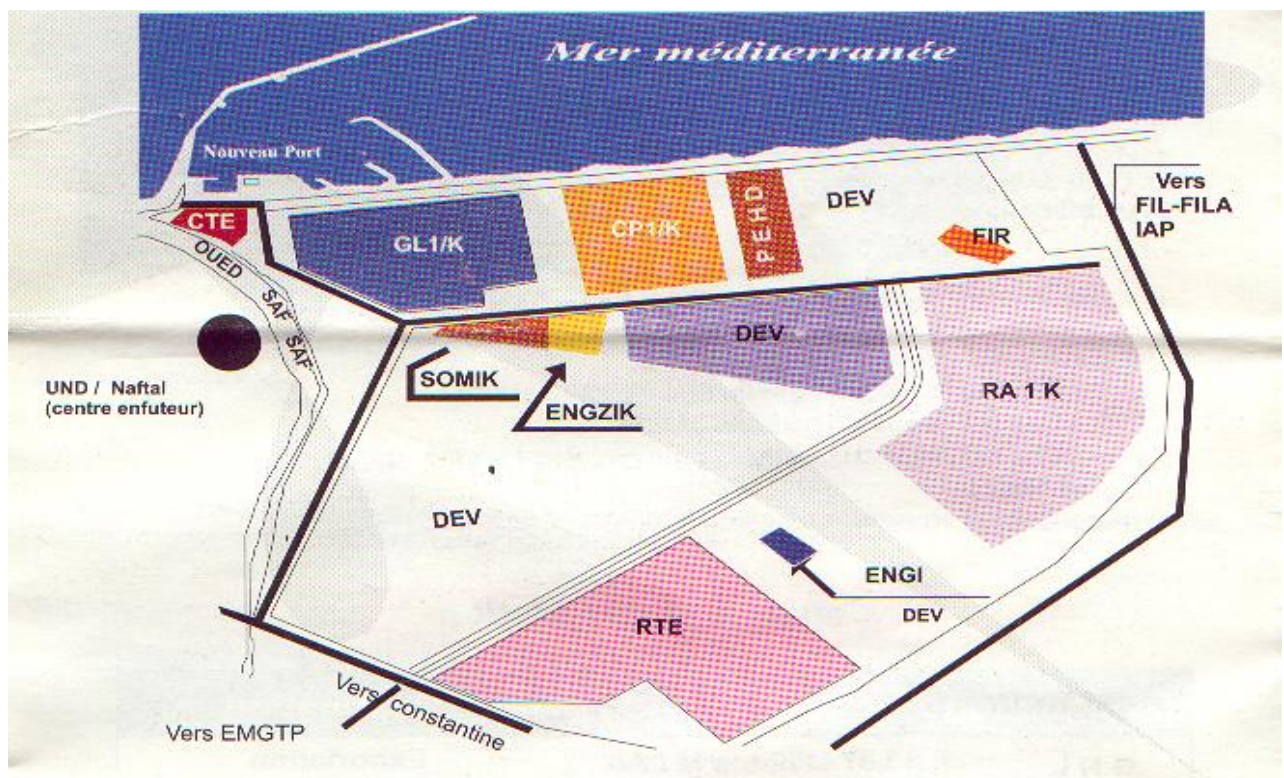


Figure.I.1.Situation géographique de la RA1/k dans la zone industrielle de Skikda.

b. Construction :

La raffinerie a été construite en janvier 1976 à la suite d'un contrat signé le 30 avril 1974 entre le gouvernement algérien et le constructeur italien SNAM PROGETTI et SAIPEM, il a été mis en vigueur du contrat une année après (le 11 mars 1975) assisté par la sous trois principales sociétés nationales : SONATRO, SONATIBA, SNMETAL.

Le démarrage du chantier a commencé le 02 janvier 1976, et pris la fin de mars 1980, le démarrage progressif des unités de production est comme suit :

- ✓ 1ère unité de distillation atmosphérique (U10) —————> en mars 1980.
- ✓ 1ère unité de traitement et séparation des gaz (U-30) —————> en mars 1980.
- ✓ 2ème unité de distillation atmosphérique (U11) —————> en juin 1980.
- ✓ 2ème unité de traitement et séparation des gaz (U-31) —————> en juin 1980.
- ✓ Unité de production des bitumes (distillation sous vide U-70) —> en juillet 1980.
- ✓ Unité de prétraitement et de reforming catalytique (U-100) —> en septembre 1980.
- ✓ Unité d'extraction des aromatiques (U-200) —————> en octobre 1980.
- ✓ Unité de séparation du para-xylène (U-400).
- ✓ Unité de stockage, mélange et expédition (MELEX.U-600).

L'inauguration officielle du complexe a lieu, environ 03 ans plus tard (27 novembre 1983), le coût total de cette réalisation étant de 3 402 872 000 DA (1milliard \$).

Il faut noter qu'il y a deux nouvelles unités, construites par la société japonaise J-G-C Corporation, ces deux unités sont : l'unité de prétraitement et de reforming catalytique (platforming U103) et l'unité de traitement et séparation des gaz (GPL.U104), ces deux unités ont été démarrées en octobre 1993.

c. Structure hiérarchique de la raffinerie :

La structure hiérarchique de gestion de la raffinerie de Skikda prévoit à son sommet un Directeur dont lequel dépend cinq services, techniques de ligne, plus deux staffs.

I.2.3.2. Organigramme de la raffinerie de Skikda RA1/K :

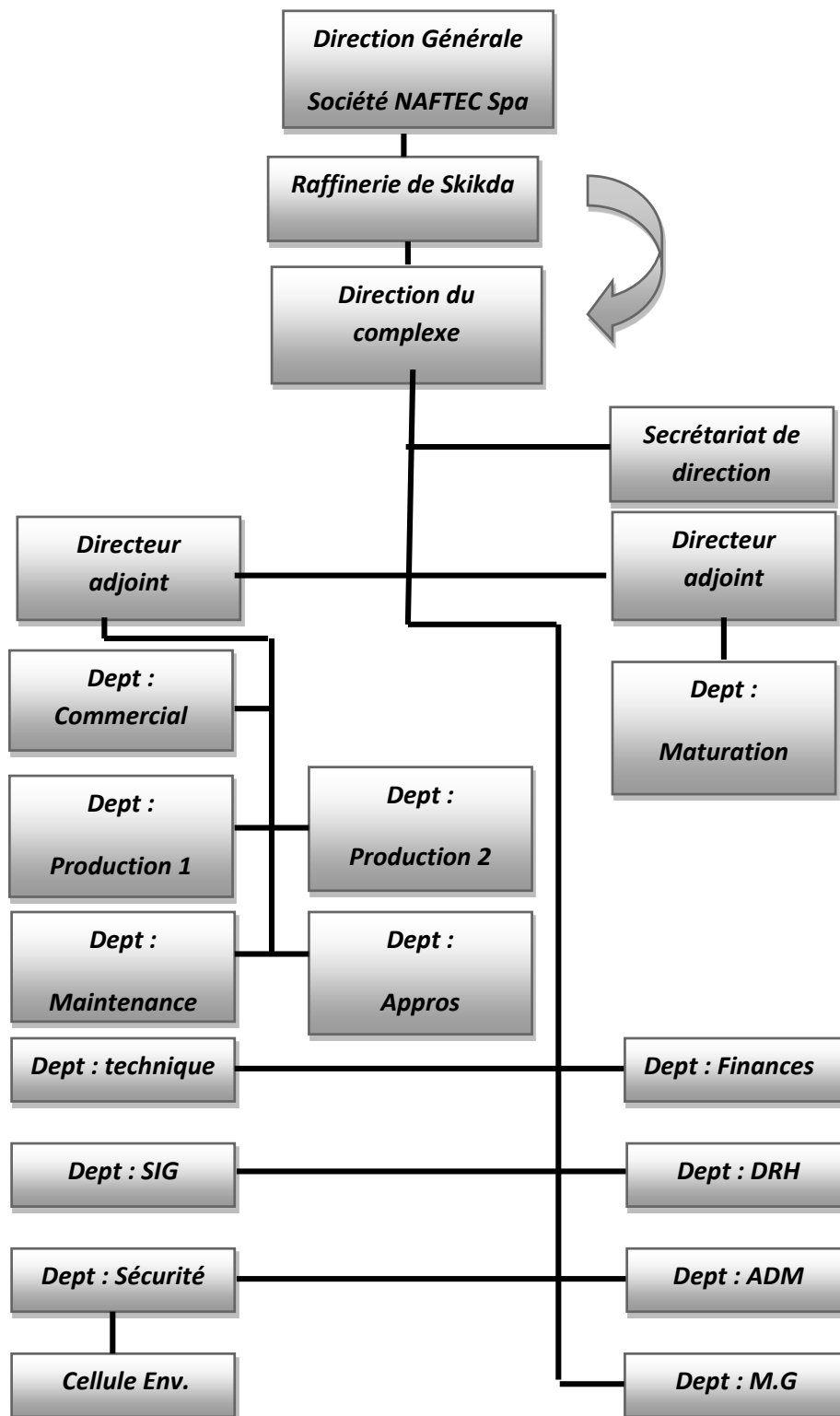


Fig.I.2.Organigramme de la RA1/K.

I.2.3.3. Présentation des différentes unités :**I.2.3.3.1. Département production I :**

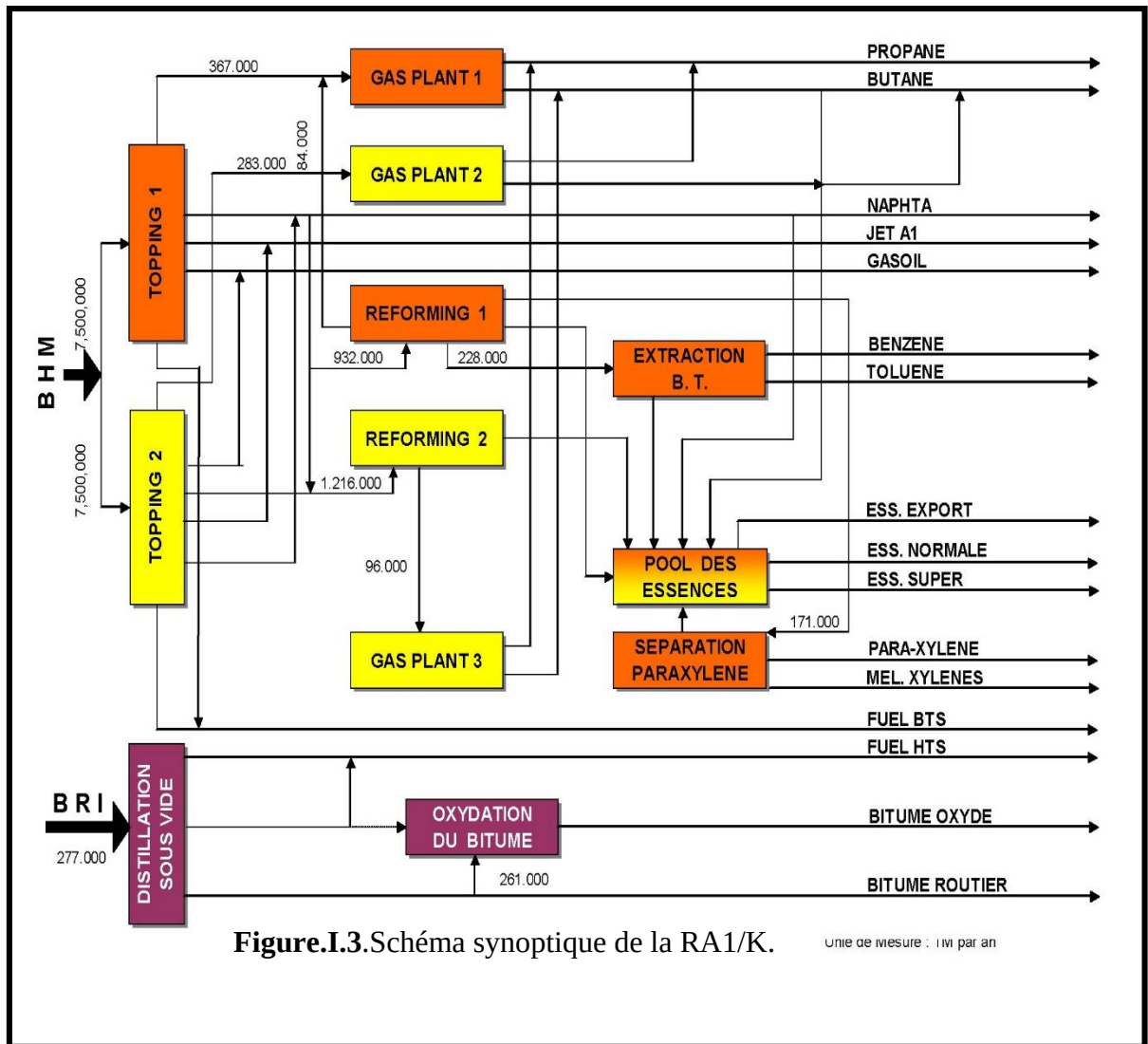
Il se compose des unités de production suivantes :

- ✓ Unité 103 de prétraitement : reforming catalytique (Platforming).
- ✓ Unité 100 de prétraitement et de reforming catalytique (Magnaforming).
- ✓ Unité 30/31 et 104 de traitement et séparation des gaz (GPL).
- ✓ Unité 200 d'extraction des aromatiques.
- ✓ Unité 400 de cristallisation et séparation du para-xylène.
- ✓ Unité 70 de distillation sous vide (Production des bitumes).

I.2.3.3.2. Unités annexes et utilités :

- ✓ Unité 600 de stockage, mélange et expédition (MELEX).
- ✓ Unité 62 pour la déminéralisation des eaux.
- ✓ Unité 1050 : centrale thermique électrique et utilités (C. T. E).

Les principales installations de la raffinerie sont représentées ci-dessous. (Figure I.2)



a. Les unités 10-11 de Topping :

Le Topping ou la distillation atmosphérique a pour but de fractionner le brut en différentes coupes stabilisées pouvant être utilisées pour l'obtention de produits finis (naphta, gas-oil, jet..) ou devant alimenter d'autres unités situées en aval (Magnaforming, Platforming, gaz-plant). Elles traitent le brut de Hassi Messaoud avec une capacité annuelle de 15.10^6 t/an pour produire les produits suivants :

- | | | | |
|---|---|---|------------------------|
| ✓ | G.P.L | → | Unité 30. |
| ✓ | Iso pentane | → | Mélange des essences. |
| ✓ | Naphta A | → | Stockage. |
| ✓ | Naphta B ($65^\circ \div 150^\circ$) | → | Reforming catalytique. |
| ✓ | Naphta C ($150^\circ \div 180^\circ$) | → | Huiles combustibles. |

✓	Kérosène ($180^{\circ} \div 225^{\circ}$)	—————→	Jet fuel, mélange des gasoils.
✓	Gasoil léger ($225^{\circ} \div 320^{\circ}$)	—————→	Mélange des gasoils.
✓	Gasoil lourd ($320^{\circ} \div 360^{\circ}$)	—————→	Mélange des gasoils.
✓	Résidu ($>360^{\circ}$)	—————→	Huiles combustibles.

b. Unités 100 et 103 (unité Magnaforming, platforming) :

La Magnaforming et le platforming ont pour but de transformer la Naphta moyenne et lourde obtenues du Topping (réformât) utilisé comme charge pour les unités d'aromatiques (unité 200 et 400). Cette transformation a pour conséquence une augmentation de l'indice d'octane de 45 à 99 permet ainsi d'utiliser le réformât obtenu pour la fabrication des essences.

c. Unité 200(extraction des aromatiques) :

L'installation d'extraction des aromatiques a été projetée pour extraire de l'essence réformée des aromatiques qui seront fractionnées par la suite en benzène et toluène très pures. La charge est constituée par la coupe du réformât léger provenant directement ou à travers un réservoir de la colonne C₅ splitter du réformât de l'unité 100.

*** Dans le premier stade :** les aromatiques sont fractionnés à l'aide d'un solvant sélectif qui est le Sulfo.

*** Dans le deuxième stade :** le raffinat constitué principalement des hydrocarbures paraffinés est envoyé vers le stockage. L'extrait alimente la section fractionnement où il est séparé en benzène, toluène et en aromatiques lourds par distillation.

d. Unité 400(séparation du para-xylène) :

Cette unité est conçue à récupérer le para-xylène produit très recherché sur le marché. La charge venant de l'unité de Magnaforming, elle permet par cristallisation de séparer le para-xylène des autres xylènes (metha-ortho) et ethyl-benzène. Le para-xylène est commercialisé comme telle, le reste peut être utilisé comme base pour l'obtention des essences ou commercialisé sous forme de mélange xylène pouvant être utilisé comme solvant pour la fabrication des peintures, etc.

e. Unité 70(Production des bitumes) :

L'unité 70 a été conçue pour traiter 271 100 t/an de brut réduit importé (BRI) qui peut être,

Charge A : résidu TIA juan a médium 372°C plus.

Charge B : résidu TIA juan a lourd 450°C plus.

Charge C : résidu du brut du Koweït.

L'unité se compose principalement d'une colonne de distillation sous vide et d'un réacteur d'oxydation des bitumes. Le produit de fond de colonne est le bitume routier ordinaire qui est envoyé :

- ✓ Une partie vers le stockage.
- ✓ L'autre partie comme charge à la section d'oxydation où elle sera oxydée au moyen de l'air en bitume oxydé.

f. Les unités 30-31-104 (Séparation et traitement des gaz) :

Ces unités sont destinées à traiter les gaz liquides venant des unités 10, 11,100 et 103 dans l'ordre suivant :

Unité 30 : Traite le gaz liquide qui vient de l'unité 100 en particulier celui de tête de la colonne C7 où le GPL est séparé du pentane.

Unité 31 : Reçoit les gaz provenant de la tête des colonnes de stabilisation de l'essence des deux unités de Topping.

Unité 104 : Elle a été conçue dernièrement avec la nouvelle unité de Platforming 103 afin de traiter le GPL venant de cette unité.

Le traitement des gaz dans ces unités est accompli en deux stades :

*** Dans le premier stade :** On fait subir au gaz un traitement qui consiste à passer la charge qui est le méthane, éthane, propane, butane, H₂ S et l'humidité à travers une colonne contenant des tamis moléculaires qui possèdent la propriété de retenir l'humidité et l'acide H₂ S par le phénomène d'absorption.

*** Dans le deuxième stade :** C'est l'étape de séparation des gaz effectuée par deux colonnes dont le premier (dééthaniseur). On fait le stripping des gaz incondensables (C₁,

C₂, H₂) qu'on envoi à partir de la tête vers le réseau fuel gaz, le produit du fond (butane, propane) alimente la 2^{ème} colonne où le propane est séparé du butane par simple distillation.

g. La centrale thermoélectrique (CTE 1050) :

C'est le système nerveux de la raffinerie, elle assure les utilités indispensables pour la marche de toutes les unités. Elle comprend les unités suivantes :

g.a. Unité 1020 (Tour de refroidissement) :

Elle satisfait d'une manière continue les besoins de la raffinerie en eau de refroidissement, en travaillant en circuit fermé. Les eaux polluées et chaudes proviennent des unités de production sont traitées chimiquement, afin d'éliminer les acides chlorhydriques (HCL) entraînés dans le circuit puis refroidie à l'aide d'une batterie d'aéro-réfrigérant et enfin renvoyée vers les différentes unités aux moyens des pompes.

g.b. L'unité d'azote :

L'azote est produit à partir de l'air atmosphérique, ce dernier est aspiré puis comprimé à 7,7 bars par des compresseurs (généralement avec des compresseurs à membrane).

L'oxygène est éliminé en deux étapes.

g.c. L'unité 1060 (Circuit vapeur HP, MP, BP) :

Elle assure les besoins de la raffinerie en vapeur selon trois (03) gammes :

- ✓ Vapeur haute pression.
- ✓ Vapeur moyenne pression.
- ✓ Vapeur basse pression.

La vapeur produite dans les grandes chaudières à partir des condensas qui proviennent de circuits vapeurs dans l'unité de production.

g.d. L'unité 1080 (Air comprimé) :

L'air atmosphérique est aspiré à travers deux (02) filtres puis comprimé par deux (02) compresseurs.

Une partie de cet air filtré et comprimé est envoyé vers les différentes unités de production et l'autre partie subit un séchage à travers un lit d'alumine peut être utilisé dans le système de régulation pneumatique dans les différentes unités de production.

h. Unité melex (600) :

Mélange, chargement et expédition, elle s'occupe de :

- ✓ Les bacs de stockage des différentes charges et produits des unités.
- ✓ Expédition des produits vers les différents dépôts de stockage, exemple : dépôt d'El Kheroub.
- ✓ Mélange des gasoils.
- ✓ Contrôle le chargement des produits au niveau du port de Skikda.

I.3.Présentation de l'unité d'affectation :

Au cours de notre stage pratique que nous avons effectué au RAFFINERIE de SKIKDA (RA1K), on était affectés à l'unité de MANGAFORMING (Reforming catalyting).

L'unité est conçue sous licence de (U.O.P), Universel Oil Product (USA), et le développement des divers travaux d'ingénierie sont basés sur les informations fournies par UOP.

L'unité a pour but de transformer une coupe semi-fini à fin de rendre cette dernière plus avantageuse, de plus à cause du faible nombre d'octane la section de platforming intervient par le procédé catalytique pour l'augmenter.

I.3.1.BUT DE L'INSTALLATION :

Les essences qui proviennent d'installation telles que le topping sont considérées semi-finies puisqu'elles sont destinées à d'autres unités. Le but du procédé suivant est de rendre avantageuse leur utilisation.

Les essences qui proviennent de la distillation primaire contiennent des éléments nocifs ou indésirables (sulfures, nitrogène, oxygène), de plus, à cause du faible nombre d'octane, elles ne peuvent pas servir pour les moteurs à combustion interne et surtout pas pour ceux qui travaillent dans des conditions encore plus sévère.

Pour éliminer le soufre et d'autres éléments, le procédé utilisé est celui de l'hydrotraitement catalytique, tandis que celui de reforming est employé surtout pour l'augmentation de l'indice d'octane, le type de reforming est le procédé catalytique.

Etant donné que la raffinerie de Skikda est prévue pour la production des produits aromatiques en plus de celle de carburant, les conditions fonctionnelles de reforming catalytique « MAGNAFORMING » sont celles pour améliorer au maximum la production des hydrocarbures aromatiques.

La capacité de l'unité 100 est de 30.000 BPSD basée sur une charge de naphta B (HASSI-MESSAOUD) coupe (65-150c° T.B.P), elle peut également être en mesure de reformer la même coupe du mélange d'ARZEW.

Son débit horaire est de 200m³, la charge est constituée par la coupe intermédiaire de la colonne de séparation 10-C-6 de l'unité de distillation atmosphérique 10 les produits de l'unité sont :

- Fuel gaz pour le réseau fuel gaz de la centrale.
- Les GPL vers l'unité 30/31.
- Pentane vers le pool d'essence.
- Reformât léger vers le pool d'essence .
- Toluène brut vers le pool d'essence.
- Mélange de xylène vers l'unité 400.

Les deux installations d'hydrotraitement et le reforming sont indépendants dans le sens que le reforming produit de l'hydrogène qui est indispensable pour le procédé d'hydrotraitement, mais il a besoin d'une alimentation raffinée car il ne tolère pas des impuretés (sulfure et d'autres éléments).

Le reforming lui-même, bien qu'étant un procédé qui produit le H₂ exige la présence de plus d'hydrogène qu'il n'en produits instantanément.

Cette exigence est satisfaite par un réglage continu avec le compresseur d'une grande quantité de gaz riche en hydrogène de façon à assurer un taux d'alimentation d'hydrogène suffisant.

L'unité 100 peut être considérée comme divisée selon les sections suivantes :

a/ Hydrotraitement

b/ Magnaforming

I.3.2.DESCRPTION DE L'UNITE ET DU PROCEDE :

I.3.2.1.SECTION HYDROTRAITEMENT :

Le naphta B de charge provenant des réservoirs de stockage, alimente la section de traitement au moyen de la pompe P2A/B.

Le débit de la charge est réglé au moyen du FRC5, avec l' H₂ de recyclage et de MAKE-UP «contrôle respectivement par FRC6et FRC4 »après le réchauffage dans le train d'échange E1A-D et dans le four F1 arrive au réacteur R1.

L'effluent réacteur contenant du naphta B désulfuré, H₂ et H₂S est refroidie en contre-courant avec la charge dans le train d'échange E1 A - D et dans l'échangeur E2, dans les réfrigérateurs E3 A/B et parvient ensuite au séparateur V1 à partir de la tête du séparateur V1, l'hydrogène est aspiré par le compresseur de recyclage TK2 A/B.

Depuis le fond, le naphta désulfure sous contrôle de niveau après le préchauffage dans l'E2 et l'E8 va en charge au stripper C1.

L'effluent du réacteur du traitement parvenu au stripper C1 prélève du fond du même part les pompes P4A/B est réchauffée dans le four rebouilleur du stripper F2.

Le four rebouilleur à 8 passes, donc la charge se divise 8 courants, chacun avec un réglage de débit au moyen des FRC7 A-H.

I.3.2.2.SECTION REFORMING :

L'unité MAGNAFORMING utilise un catalyseur bimétallique (platine -Rhénium) avec un support de base d'alumine à haute activité.

Elle est également dotée de quatre réacteurs et de quatre fours pour rétablir la température entre un réacteur et l'autre due à la nature endothermique de la réaction du reforming.

Cette installation est projetée selon la technique la plus avancée est conçue pour optimiser le rendement et minimiser le coût.

La distribution du catalyseur est proportionnelle à l'augmentation de la charge au troisième réacteur, le volume du catalyseur dans les deux réacteurs terminaux, et l'utilisation d'un profil de température ascendant, sont des facteurs importants, le concept du MAGNAFORMING de plus une partie seulement de gaz de recyclage est alimentée au 1^{er} réacteur, les autres parties sont chargées directement au troisième réacteur.

Le débit fractionné réduit la puissance requise par le compresseur de recyclage comparé à celui d'un système traditionnel.

Le fond de la colonne de stripper est combiné avec une portion de gaz de recyclage et réchauffer aux températures désirée au moyen d'un échange avec le produit réchauffé à une température de 200c° dans le four F2 retourne en colonne ou tout l' H₂S et les fractions légères sont distillées.

Les fractions légères de H₂S refroidies dans un refroidisseur à air EA1 et par la suite dans un refroidisseur à eau EA4 arrivent dans un accumulateur de tête V2. De la tête du V2 l' H₂S plus les gaz légers sont déchargés sous contrôle de pression PRC4 au fuel gaz.

Le produit de tête à une température de 38c° est envoyé avec les pompes de reflux P3A/B sous contrôle de niveau en tête en stripper C1 de façon à maintenir une température de 122c° et abatte les hydrocarbures les plus lourds.

Le produit de fond stripper qui constitue le naphta désulfuré après avoir céder de la chaleur à la charge en contre-courant au stripper C1 est aspiré vers les pompes P7A/B de la charge à la section MAGNAFORMING.

Donc le naphta B est aspiré par la pompe P7, dont le débit est réglé au moyen de l' FRC12 et introduite dans le four F4 après préchauffage dans l'échangeur E11 A/B.

Du four F4, la charge passe au réacteur R2, à la sortie du quel la température décroît à cause de l'effet endothermique, et elle est à niveau réchauffée dans le four F5 et ainsi de suite jusqu'au réacteur R3.

Le produit effluent du réacteur R3 est lié avec la quantité pré-établie de gaz de recyclage lui-même réchauffé.

La charge combinée avec le nouveau gaz de recyclage est réchauffée ensuite dans le four F6, passe ensuite dans le réacteur R4, et ensuite dans le four F7, puis dans le réacteur R5.

L'effluent du dernier réacteur R5 préchauffe la charge du reforming dans les deux échangeurs E11A/B, tandis que l'H₂ de recyclage intermédiaire est préchauffé dans les deux échangeurs E10A/B, l'effluent ensuite refroidi dans les deux réfrigérants à eau E12A/B/C après refroidissement dans réfrigérants à air EA3, en arrivant au séparateur de l'effluent V5 l'H₂ de recyclage est aspiré au turbocompresseur TK-51 depuis la ligne d'aspiration du compresseur centrifuge est envoyé avec la charge combinée au prétraitement.

Depuis le refoulement du compresseur de recyclage TK-51, le flux est fractionné en deux courants, c'est à dire en entrée au four F4 et en entrée au four F6 du MAGNAFORMING.

Du fond du ballon séparateur V5, l'essence réformée en contrôle de niveau, va à alimenter la colonne de stabilisation C4.

Après préchauffage dans l'échangeur E14 avec le produit de fond de la colonne même.

La chaleur d'appoint pour la distillation de la stabilisation est fournie par le rebouilleur E16, qui utilise la pression à une valeur moyenne de pression.

Le distillat de tête de la colonne de stabilisation forme de C4/C5 est recueillis dans l'accumulateur de tête V6, et envoyer au moyen de P8A/B comme reflux de tête de la colonne de stabilisation, sous contrôle de débit FRC14.

La partie excédante en contrôle de niveau LIC10 est envoyée au splitter des fractions C4/C5 appelé C-7

Le produit de tête de splitter C7 est envoyé en partie comme flux de tête au moyen de la pompe P18A/B, tandis que la partie excédante en contrôle de niveau LIC29 depuis l'accumulateur, et en moyen comme GPL à l'unité 30.

Les pentanes C5 de fond splitter C7 en contrôle de niveau LIC28 sont envoyés sous pression au stockage.

Le produit de fond de la colonne de stabilisation C4 après le préchauffage d la charge de la même colonne, sous pression et sous contrôle de débit au moyen FRC25 en cascade avec le contrôleur du niveau du fond de la colonne de stabilisation LRC9 est envoyé à la colonne de fractionnement du reformât appelé C5. La chaleur d'appoint de la colonne de fractionnement du reformât C5 est fournie par le four rebouilleur F9.

Le fond splitter du reformât C5 prélevé par les pompes P14A/B en contrôle de débit avec FRC51 en cascade avec le niveau de fond splitter LIC19, et envoyé en alimentation au fractionnaire du toluène C6.

La colonne C6 est également muni de four rebouilleur F10, et fractionne depuis la tête de toluène brut envoyé en stockage en contrôle de niveau avec le LIC -22 depuis l'accumulateur de tête V12 après un refroidissement dans le refroidisseur E-19.

Le produit de fond comme YY LENE au moyen de pompe P-16A/B est envoyée au stockage après refroidissement dans le refroidisseur à air EA-7 et dans le refroidisseur à eau E-20.

I.3.3.ANNALYSE DU GAZ DE RECYCLAGE mol % DE MAGNAFORMING :

Constituants	Début de gaz	Fin de cycle
H2	83.4	76.4
C1	4.7	6.7
C2	4.3	6.1
C3	3.7	5.3
iC4	1.1	1.6
nC4	1.4	2.0
iC5	0.1	1.0
nC5	0.4	0.6
C6 plus	0.3	0.4
Mol/poids	7.8	10.3

Tableau.I.2.Les composantes du gaz de recyclage de MAGNAFORMING.

Chapitre II

**Généralités sur les
compresseurs**

II.1. Introduction :

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

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

- Les réactions chimiques (pression convenable le catalyseur)
- Le stockage dans les cavités
- La liquéfaction ou la séparation
- Les cycles de réfrigération
- L'alimentation des réseaux d'air comprimé,etc.

II .2. Type des compresseurs et classification :

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques :

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

On général, il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et les compresseurs dynamiques, Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en 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.

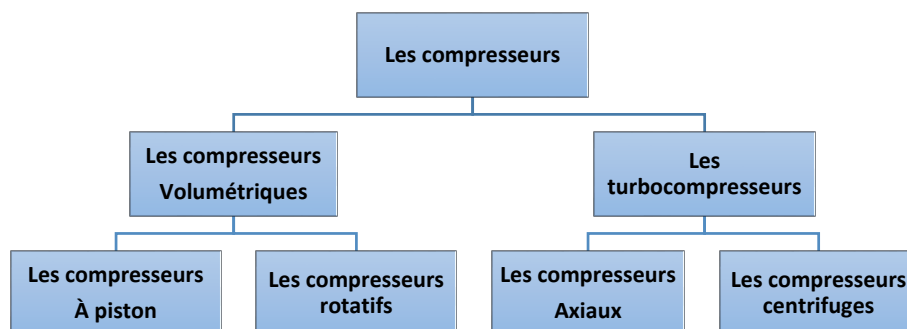


Figure.II.1.Classification des compresseurs.

II.2.1. Compresseurs volumétriques :

On divise cette famille en deux catégories :

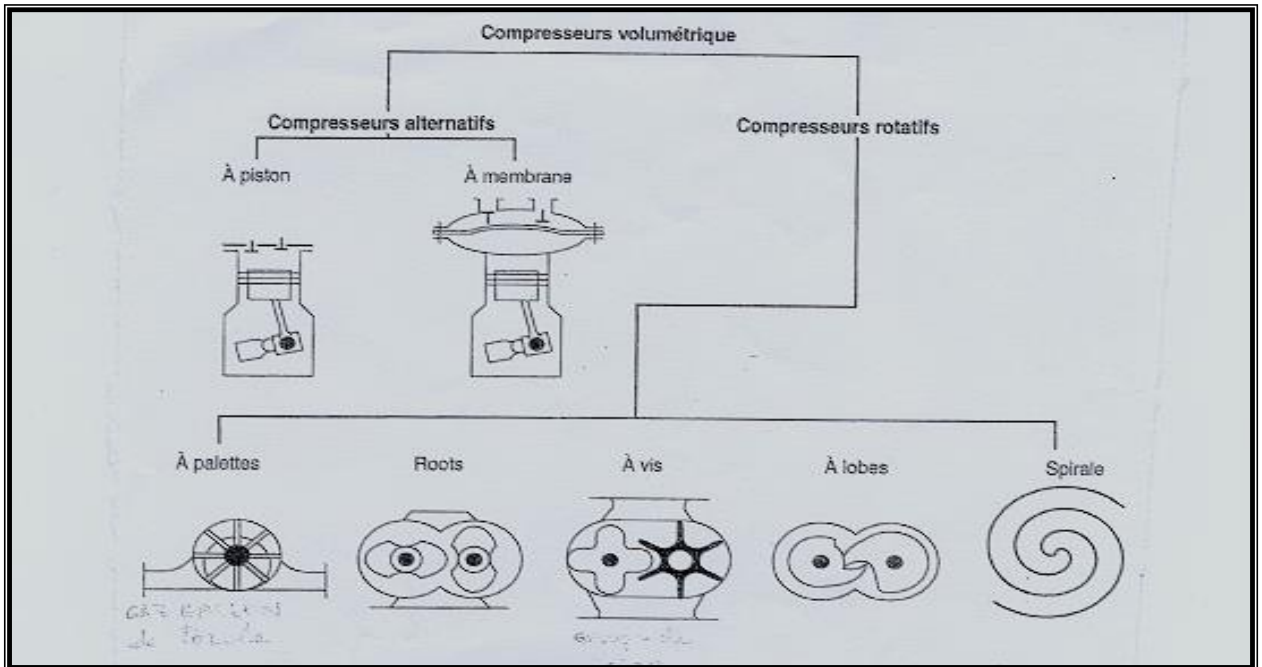


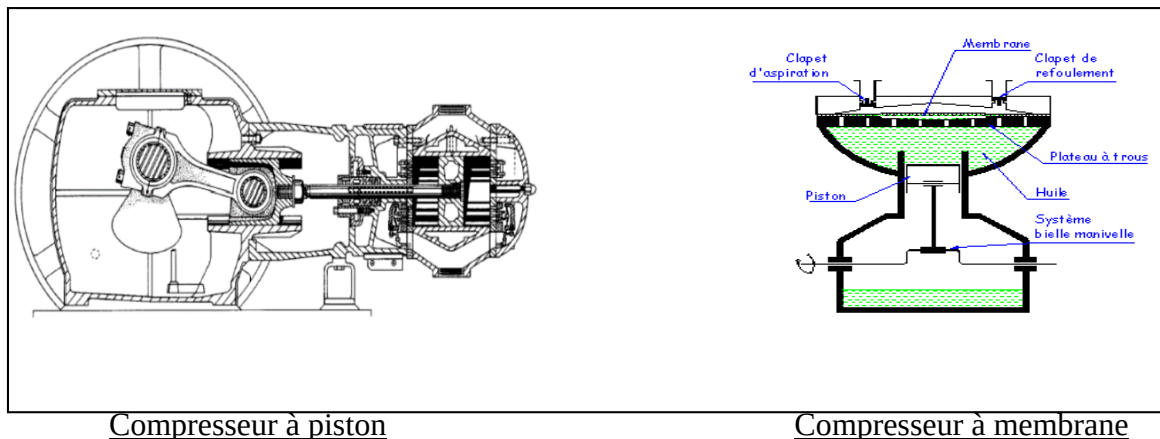
Figure.II.2. Les différents types des compresseurs volumétriques.

II.2.1.1. Compresseurs alternatifs :

Le gaz est introduit dans l'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 parallèle à celle du circuit de haute pression le gaz est refoulé. On distingue deux types :

1. Compresseur à piston : (Système bielle manivelle ; Système à barillet)
2. Compresseur à membrane.



Compresseur à piston

Compresseur à membrane

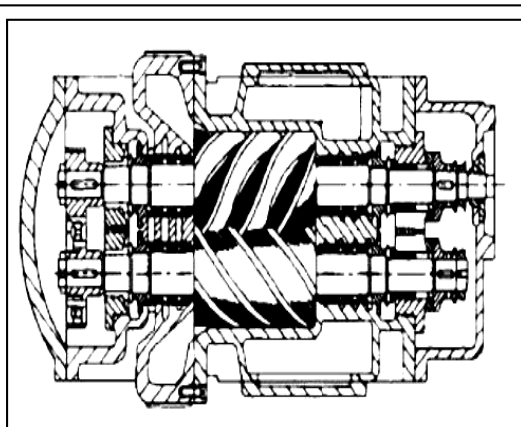
Figure.II.3. Compresseurs alternatifs.

II.2.1.2. Compresseurs rotatifs :

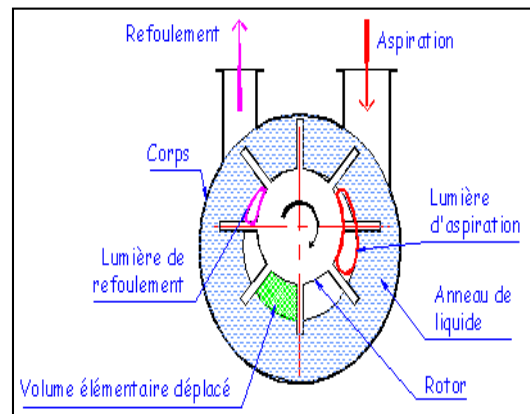
Ils sont de plusieurs types, dont le principe de fonctionnement fondamental est le suivant :

Le gaz est introduit dans un espace limité par le corps du compresseur et une partie de l'élément qui tourne (palettes, lobes, vis).

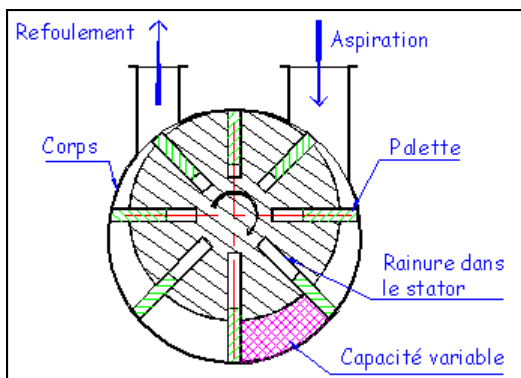
- Le gaz est transporté de l'aspiration au refoulement.
- Mise en contact avec le circuit à haute pression, on distingue les types suivants :
 - 1) Compresseur à lobe ;
 - 2) Compresseur à palettes ;
 - 3) Compresseur à vis : (compresseur mono vis, compresseur à double vis)
 - 4) Compresseur à anneau liquide.



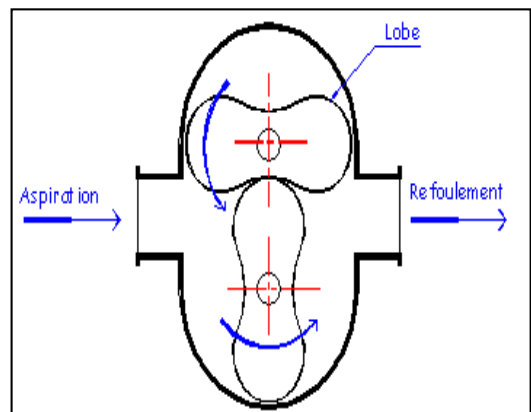
Compresseur à vis



Compresseur à anneau liquide



Compresseur à palettes



Compresseur à lobes

Figure.II.4. Les compresseurs rotatifs.

II.2.2. Compresseurs dynamiques :

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiaux et centrifuges.

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

L'indice principal de ces compresseurs est la continuité de l'écoulement de l'entrée à la sortie, A l'entrée de la roue se passe la compression du gaz et l'augmentation de l'énergie cinétique.

L'énergie cinétique obtenue par le gaz est transformée en énergie potentielle dans les éléments immobiles.

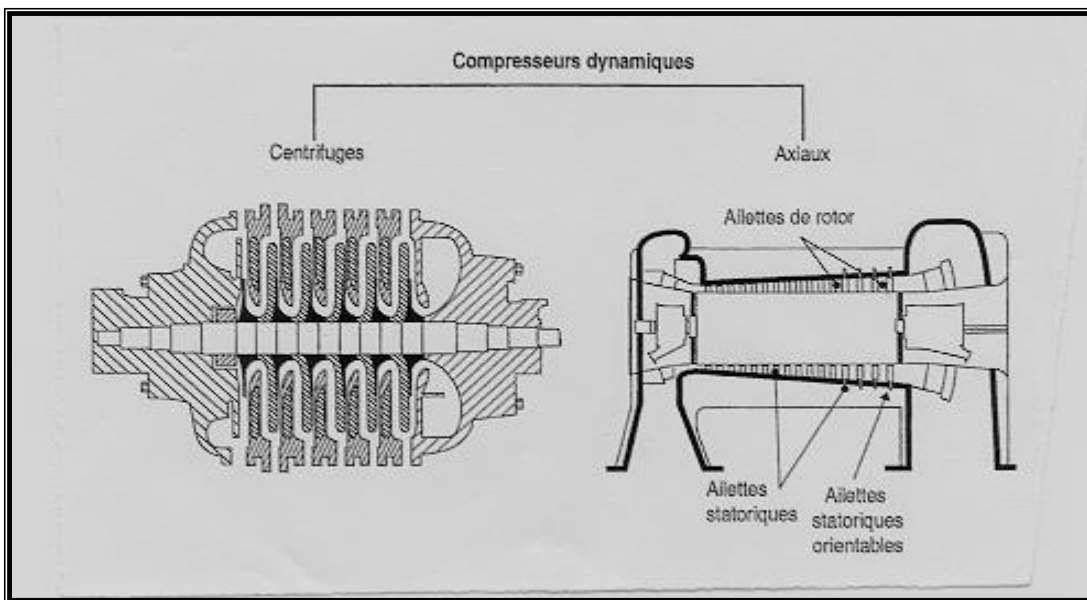


Figure.II.5. Les compresseurs dynamiques.

II.2.2.1. Compresseurs axiaux :

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

Ce sont des machines réceptrices à écoulement axial du 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 (de l'ordre 1.3).

II.2.2.2. Compresseurs centrifuges :

Ces compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimiques et pétrochimiques, ils sont très compact 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 part de leur conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal, la périodicité des entretiens atteint généralement de trois à cinq ans.

II.3. Comparaison entre les types de compresseurs :

Types	M ^{vt} linéaire	M ^{vt} rotatif	Débit	Pression	Rendement	
Volumétrique	à pistons	+		faible à moyen	Elevée	très bon
	rotatif		+	Faible	Basse	Faible
Turbocompresseur	centrifuge		+	Important	Elevée	très bon
	axial		+	très important	Basse	très bon

Tableau.II.1. Comparaison entre les types de compresseurs.

II.4. Domaine d'application :

Sur le graphe 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 d'aspiration et la pression de refoulement maximale, le débit correspondant au débit volumique aspiré.

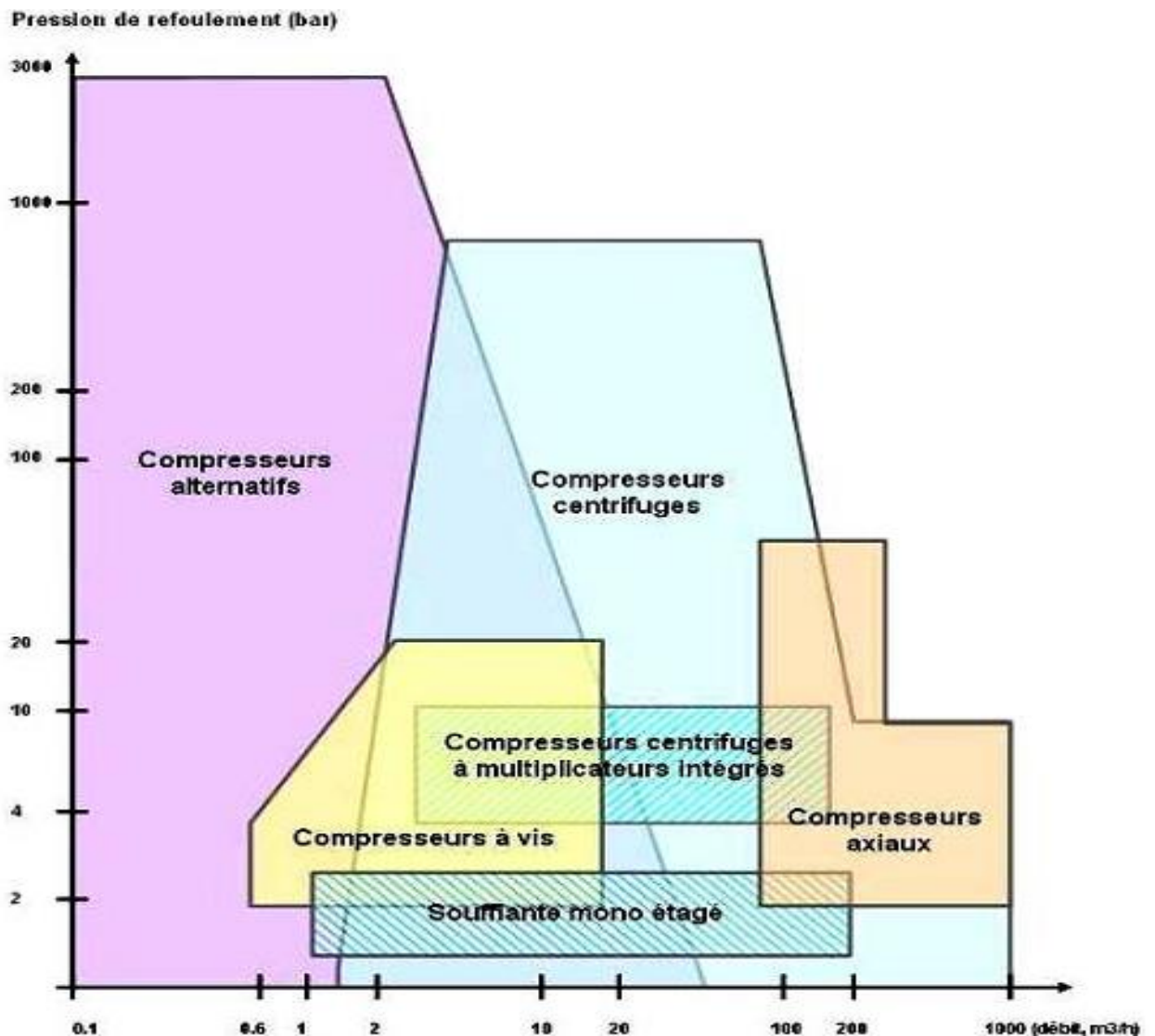


Figure.II.6.Type de compresseur en fonction du débit et de la pression.

II.5.Choisir un compresseur performant :

Le choix optimal de la technologie du compresseur doit prendre en compte les besoins spécifiques du processus. Ce choix est important car il affecte directement l'efficacité énergétique du système, en jouant à la fois sur les performances du compresseur lui-même, mais aussi sur les autres éléments du réseau de gaz.

Les spécifications d'achat doivent reprendre les éléments suivants

- Les informations sur le site et son passé.
- Les besoins moyens, maximum (les pics), mais aussi minimum.
- La plage de température ambiante sur le site de fonctionnement, ainsi que les niveaux de Pression attendus.

- Les températures maximum attendues des fluides de refroidissement (air/ eau) sur le site.
- L'altitude du site au-dessus de la mer.
- Les stratégies de régulation du compresseur en fonction du besoin.
- La pression minimale requise au point d'utilisation.
- La qualité de gaz requise au point d'utilisation.
- Le niveau de bruit maximum.
- Le nombre d'heures d'utilisation par an.

Types de compresseur	Compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamiques	
	Alternatifs	Rotatifs	Centrifuges	Axiaux
Avantages	Bien adaptés aux petits débits Peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions Relativement souple à exploiter	Peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit Débit régulier Fiabilité satisfaisante	Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz Relativement souple à exploiter Excellente fiabilité	Très bon rendement Bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées Excellente fiabilité
Inconvénients	Débit pulsé Fiabilité moyenne au niveau des soupapes Avoir une machine en secours	Peu appliqué aux hautes pressions	Pas adapté aux faibles débits Phénomène de pompage à faible débit rend l'exploitation délicate	Rotors de grande taille, délicats à construire et coûteux

Tableau.II.2.Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs.

II.6. Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuges :**II.6.1. Description générale :**

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

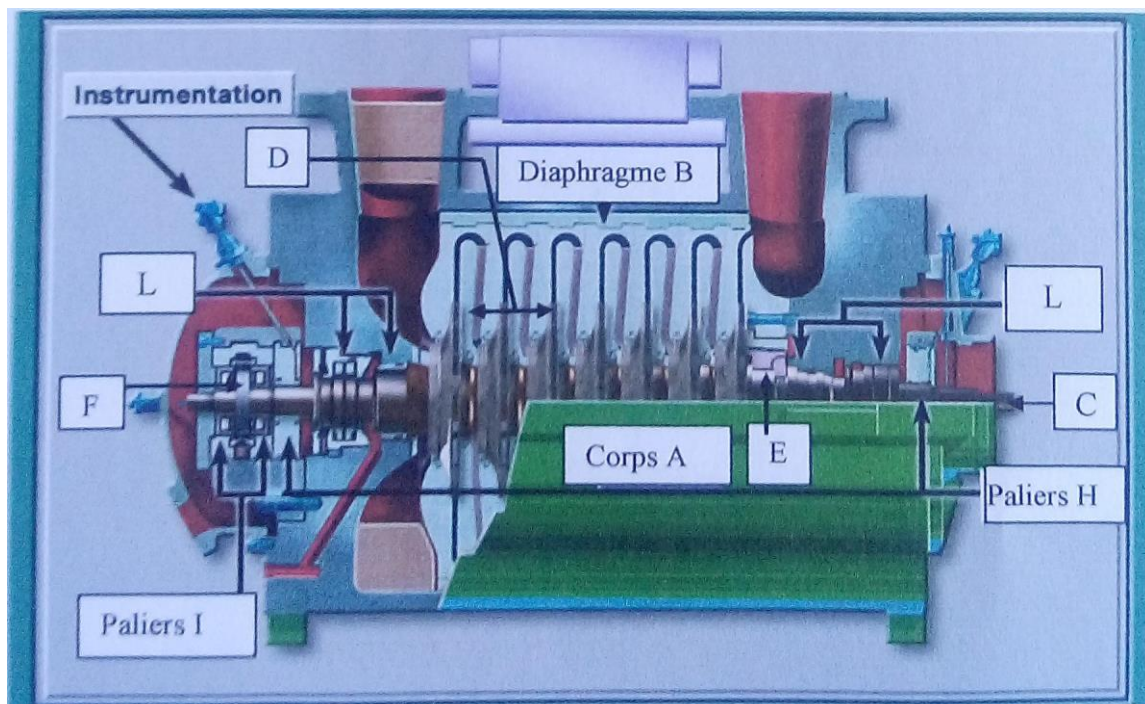


Figure.II.7.Schéma d'un Compresseur centrifuge.

Ce type de machine est constitué par (voir Figure.II.7) un corps extérieur contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé par l'arbre (C), une ou plusieurs roues (D), le piston d'équilibrage (E), et le collet (F) du palier de butée.

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

II.6.2. Principe de fonctionnement :

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé volute d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales (voir Figure.II.7)

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

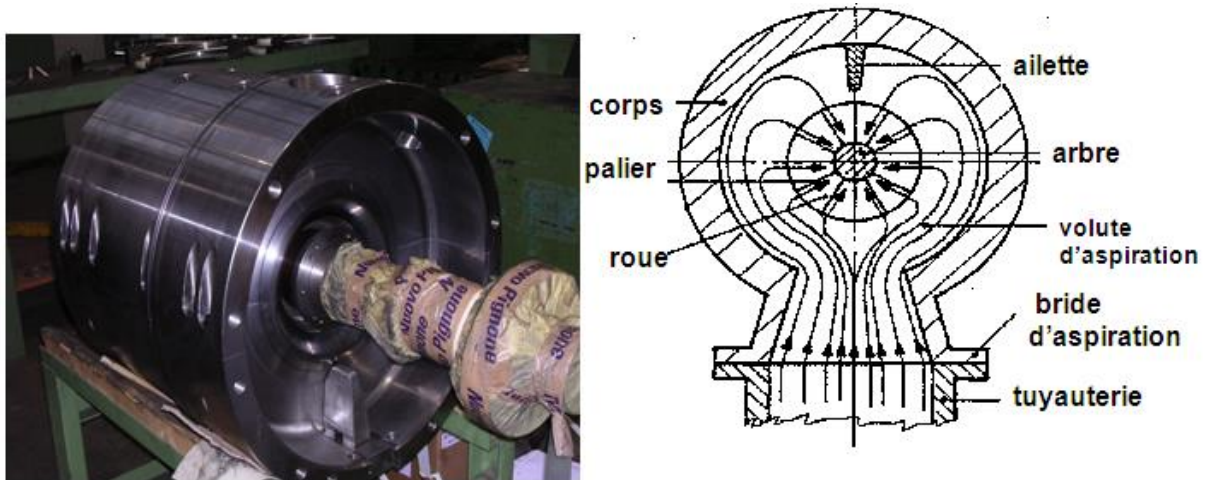


Figure.II.8.Volute d'aspiration.

Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration, et donc aspiré par la première roue. La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle.

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

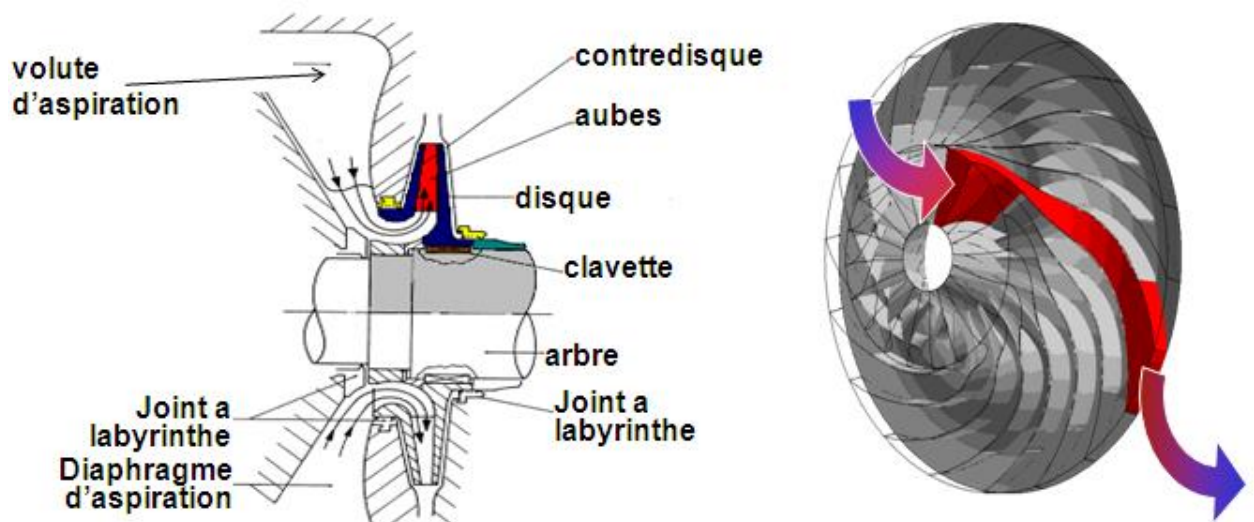


Figure.II.9.Diaphragme d'aspiration.

Puis le gaz parcourt le canal de retour, celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes (voir Figure. II.7.) qui ont à tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante.

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

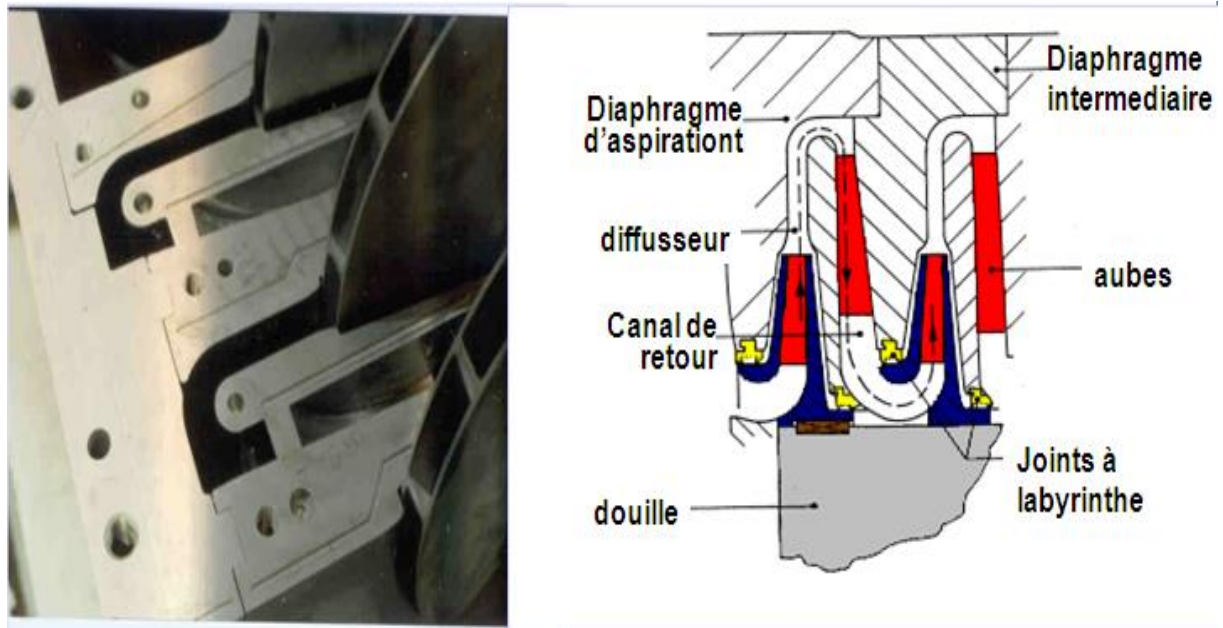


Figure.II.10.Diaphragme intermédiaire.

Pour réduire au minimum les fuites internes de gaz, des joints labyrinthes formés de 2 ou plusieurs segments de bagues (Figure.10.), sont montés sur le diaphragme. La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur, qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement (Figure.11.), qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute, et qu'il envoie à la bride de refoulement.

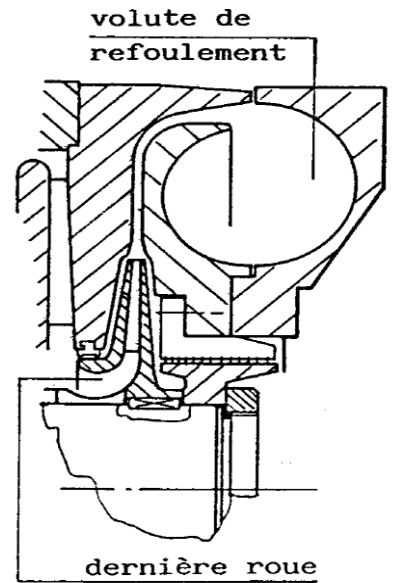
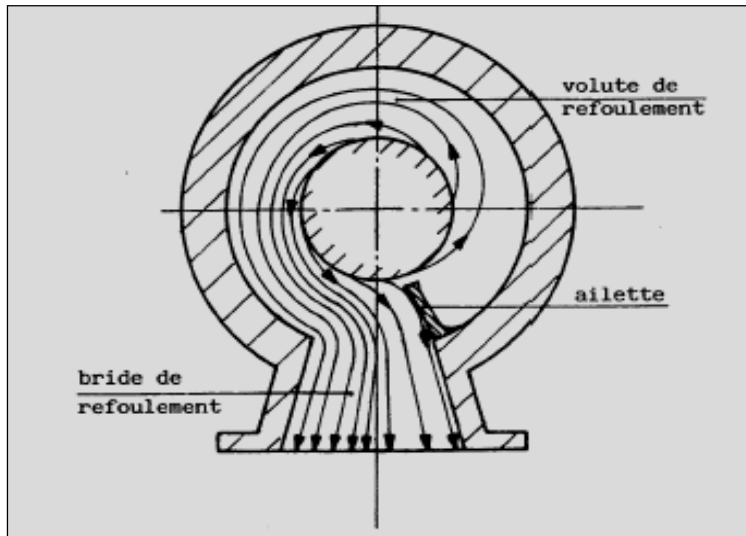


Figure.II.11.Volute de refoulement.

II.7. Fonctionnement d'un étage du compresseur centrifuge :

II.7.1.Triangle des vitesses et relations d'EULER

Une roue mobile de compression est schématisée sur (la fig.II.12), où figurent ses caractéristiques géométriques :

r_1 : rayon de la roue à l'entrée

r_2 : rayon de la roue à la sortie.

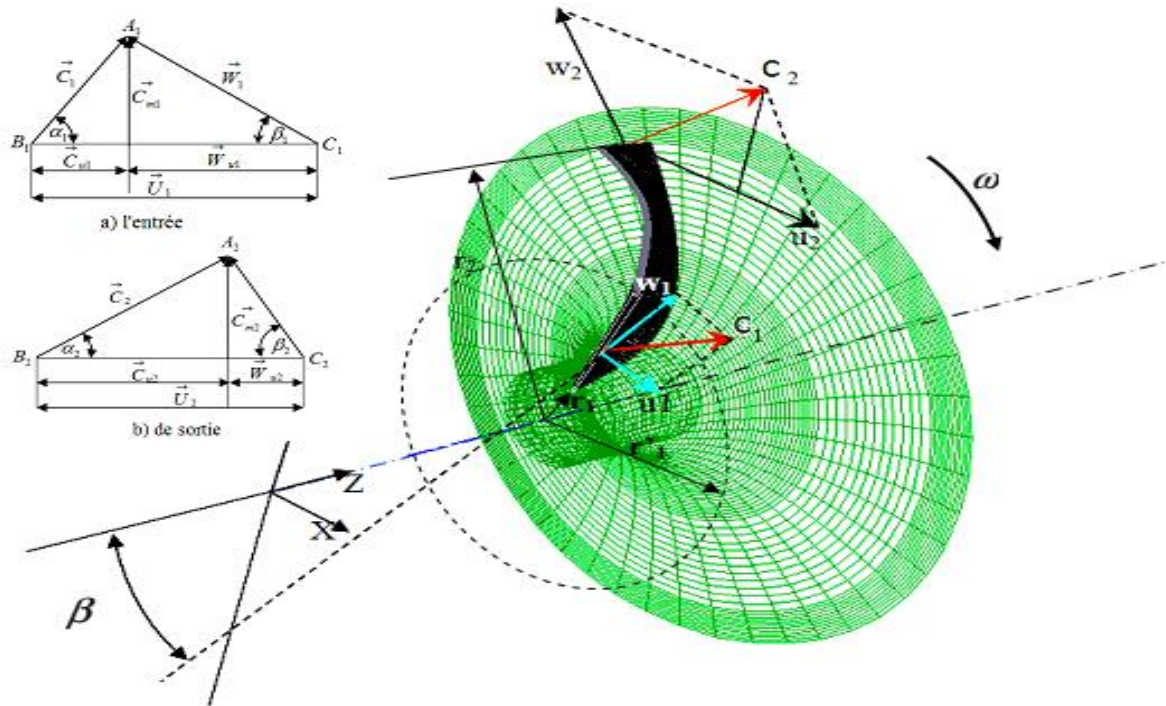


Figure.II.12.Schéma d'une roue mobile - triangle des vitesses.

Soit (N) la vitesse de rotation en tours par minute et ($\omega = 2 \pi N / 60$) la vitesse angulaire correspondante.

L'écoulement en chaque point est caractérisé par un triangle des vitesses déterminées par les trois vecteurs suivants :

$\vec{U}$: vitesse d'entraînement avec : $|\vec{U}| = U$

$\vec{W}$: vitesse relative dans la roue avec : $|\vec{W}| = W$

$\vec{C}$: vitesse absolue avec : $|\vec{C}| = C$.

On désigne par (α) et (β) les angles de C et W avec U .

Il est utile de représenter le triangle des vitesses à l'entrée et le triangle des vitesses à la sortie de la roue, les paramètres d'entrée et sortie étant respectivement repérés par les indices (1) et (2).

A l'entrée de la roue [point (1)], on peut définir :

- La vitesse absolue C_1 telle que : $C_1 = Q_v / S = \dot{M} \cdot \rho_1 \cdot S_1$

Avec ρ_1 la masse volumique du fluide, S_1 la section de passage et ($\dot{M}$) le débit massique.

- La vitesse C_1 est radiale tel que $C_1 = C_{1r}$

- La vitesse d'entraînement U_1 telle que : $U_1 = r_1 \omega$.

Le triangle de vitesse se ferme alors par la vitesse relative W_1 , de façon générale :

$$\vec{C}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$$

A la sortie de la roue [point (2)], on a également :

- La vitesse absolue C_2 se décompose en vitesse débitante C_{2r} (projection de C_2 sur le rayon) et en vitesse tangentielle C_{2u} (projection de C_2 sur la tangente à la roue).

- La vitesse d'entraînement U_2 telle que : $U_2 = r_2 \omega$.

- La vitesse relative W_2 avec : $C_2 = U_2 + W_2$.

II.7.2 Relation d'EULER :

Soit C le couple exercé sur l'arbre pour la compression (couple moteur moins le couple de frottement mécanique)

L'application du théorème du moment cinétique à la roue mobile conduit à la relation d'EULER :

$$C = q_m (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

Du système d'équation :

$$\begin{cases} P = C\omega \\ C = q_m (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \\ P = q_m g \mathcal{H}_{th} \end{cases}$$

P : la puissance.

H_{th} : la hauteur théorique.

On déduit :

$$\mathcal{H}_{th} = \frac{1}{g} (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

Par ailleurs l'entrée du gaz étant pratiquement toujours axiale $\alpha_1 = \pi/2$ et $\cos \alpha_1 = 0$.

D'où :

$$\mathcal{H}_{th} = \frac{1}{g} U_2 C_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{g} U_2 \cdot C_{u2}$$

En posant : $C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$

Ou : $W_{th} = H_{th} + g = U_2 \cdot C_2$

W_{th} : Travail théorique.

II.7.3. Influence de l'angle du calage des aubes sur les performances du compresseur :

Les aubes d'un compresseur ont différents calages : incliné vers l'avant $\beta_2 < 90^\circ$, incliné vers l'arrière $\beta_2 > 90^\circ$ ou radial $\beta_2 = 90^\circ$.

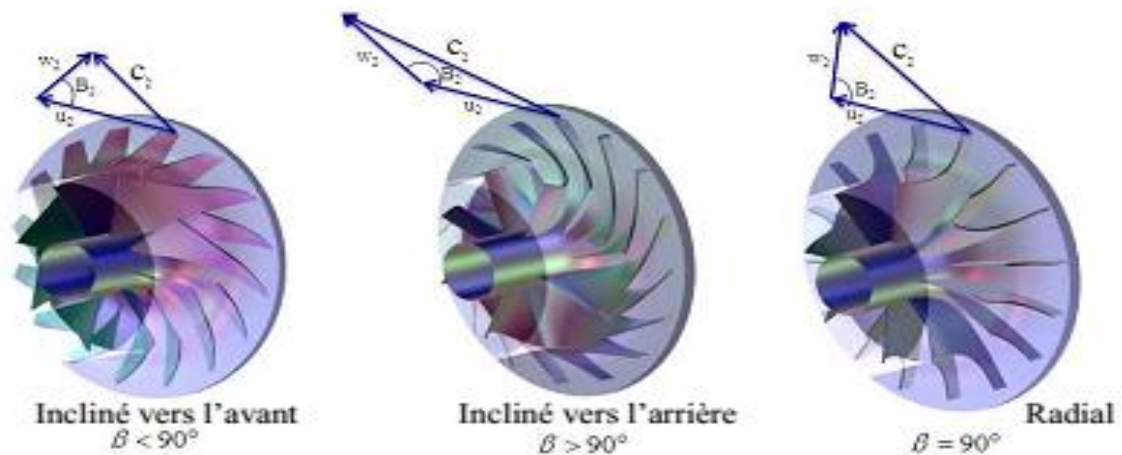


Figure.II.13. Calage des aubes du compresseur centrifuge.

Les aubes inclinées vers l'avant causent beaucoup de pression et provoquent moins de débit. Les aubes radiales sont encore moins résistantes que les aubes inclinées vers l'avant, par contre les inclinées vers l'arrière sont plus favorables au passage du débit que l'élévation de pression celles (Figure.II.14.). Mais un avantage qui se caractérise par moins de consommation de la puissance ce qui implique un rendement meilleur. Pour les aubes inclinées vers l'arrière.

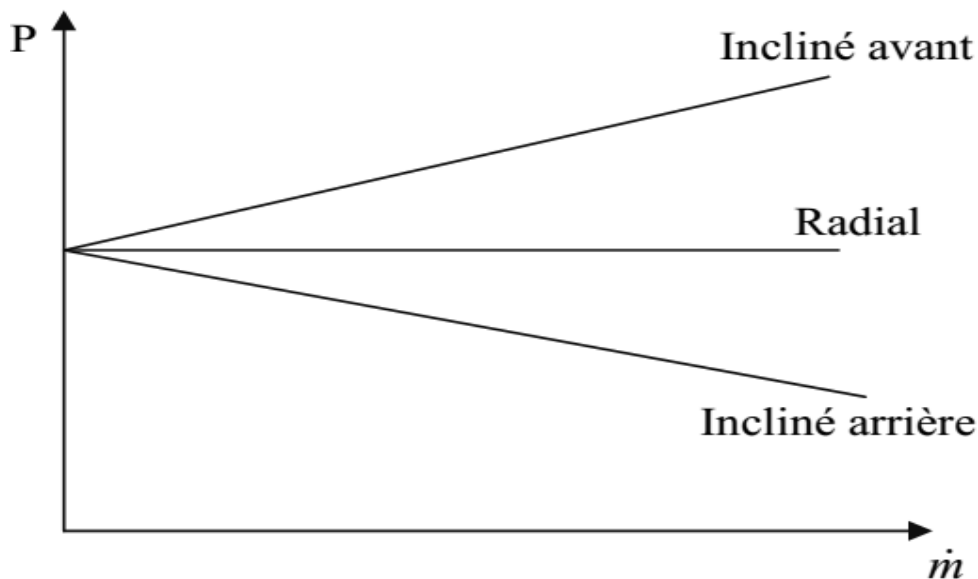


Figure.II.14.Taux de compression en fonction du débit massique.

II.8. Type des compresseurs centrifuges

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

II.8.1. Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal :

Ces compresseurs fonctionnent généralement à basses pressions (au-dessous de 60 bars) 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 raccordements 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 ont utilisé une volute extérieure au niveau du refoulement pour réduire l'entraxe entre les paliers

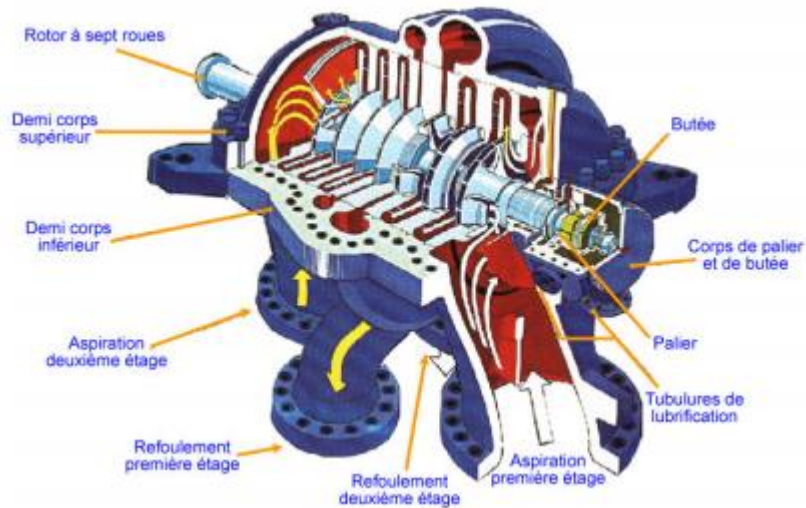


Figure.II.15.Compresseur centrifuge avec plan de joint horizontal.

II.8.2. Compresseurs avec corps ouverts verticalement :

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 « baril ». Ces compresseurs, généralement multi-étagés, peuvent marcher à des pressions élevées (jusqu'à 700 kg/cm^2).

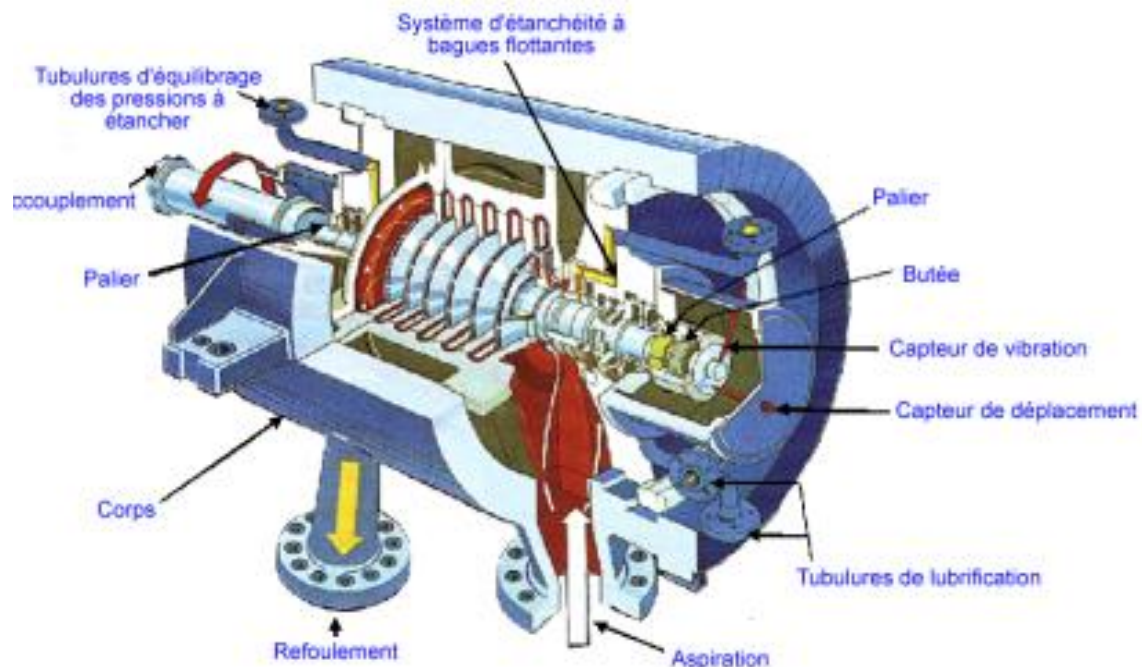


Figure.II.16.Compresseur centrifuge avec plan de joint vertical.

II.9. Plages utiles de fonctionnement d'un compresseur centrifuge**II.9.1. Limitation vers les bas débits - ligne de pompage :**

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

II.9.2. Limitation vers les hauts débits, gavage :

L'examen d'une courbe caractéristique à vitesse donnée montre qu'au-delà d'un certain débit volume la hauteur utile diminue de plus en plus vite, vers les hauts débits. Le rendement diminue également très vite. Toute augmentation de puissance ne permet qu'une très faible augmentation de débit ; on dit qu'on est entré dans la zone de gavage du compresseur qui correspond aux débits limites réalisables par les roues du compresseur.

Il est pratique de prendre comme limite admissible vers les hauts débits une courbe isorendement, par exemple l'isorendement 0,70 ou 0,65.

II.9.3. Limitation par la vitesse :

Les contraintes engendrées dans le rotor varient comme le carré de la vitesse périphérique. Cette dernière est donc limitée à une certaine valeur, de même que la vitesse. Il existe donc une courbe de vitesse maximum à ne pas dépasser.

Vers les faibles vitesses il n'y a généralement aucune limitation, sauf si éventuellement il existait dans cette zone une fréquence critique dangereuse.

II.9.4. Plages utiles de fonctionnement :

Les considérations précédentes conduisent à définir une plage utile de fonctionnement représentée sur la (Figure.II.17.)

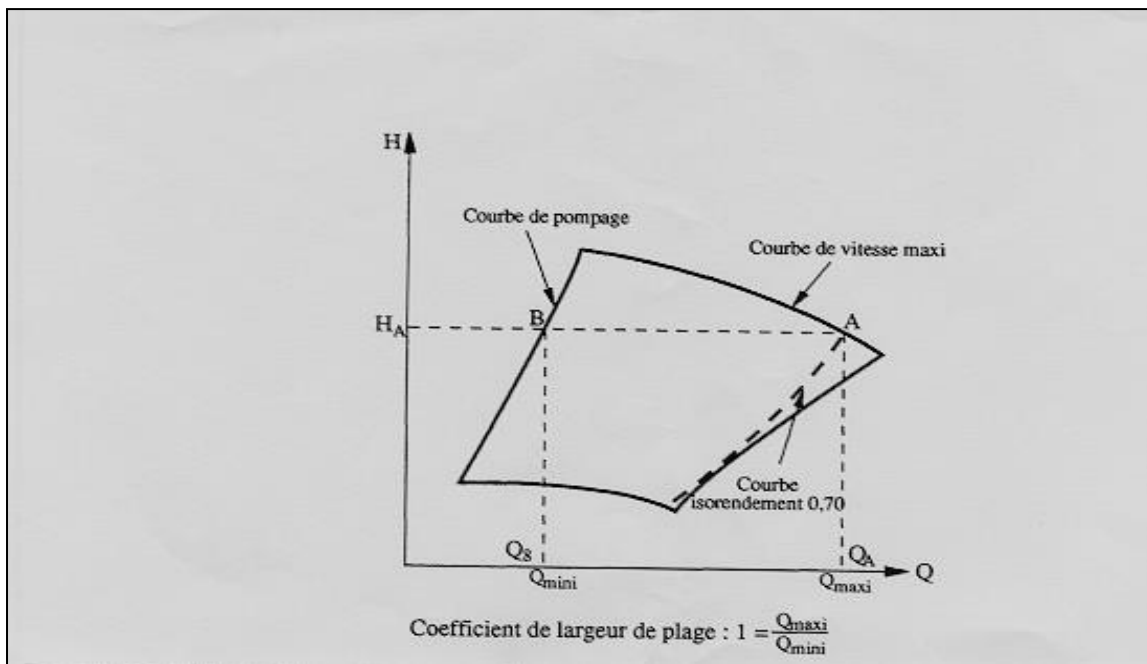


Figure.II.17.Plage utile de fonctionnement d'un compresseur centrifuge

II.10. Courbes d'exploitation :

D'une façon générale, les courbes caractéristiques d'un compresseur sont représentées en portant en abscisse le débit massique $\dot{M}$ et en ordonnée le taux de compression ($\tau = P_r/P_a$) pour une vitesse de rotation donnée (courbes iso-vitesses).

De plus, on a pour habitude de tracer le réseau des iso-vitesses, chacune étant graduée soit en puissance, soit en rendement, les points de même rendement étant reliés entre eux pour former les courbes d'iso-rendements (figure.II.18.). Ces courbes sont données pour un gaz précis, mais aussi pour une pression (P_a) et une température (T_a) du gaz, à l'aspiration.

Pour que les courbes iso-vitesses soient utilisables de manière universelle, il convient de les tracer en conservant constantes, outre la nature du gaz, les valeurs de (T_a) et (P_a). Si (T_a) et (P_a) varient, il convient de les ramener à des valeurs uniques par l'utilisation de formules appropriées.

L'examen de ces courbes caractéristiques amène deux constatations :

On ne peut pas décrire les caractéristiques jusqu'au débit nul. En effet, lorsque l'on augmente la contre-pression à l'aval de la machine, le débit se réduit ; on arrive ainsi progressivement à un maximum de taux de compression.

Si l'on veut diminuer encore le débit, le fonctionnement devient instable.

Des fluctuations de pression très importantes remontent dans la roue et même jusqu'à l'entrée du compresseur, créant des chocs très importants qui se traduisent par de véritables coups de canon à basse fréquence (de l'ordre de 1 à 10 Hz). Ce phénomène est appelé pompage. Les points limites de chaque iso-vitesse forment la ligne de pompage du compresseur : c'est une ligne très importante dont il convient de ne pas trop s'approcher ; pour cela, chaque compresseur fonctionnant à des débits variés a sa protection anti-pompage.

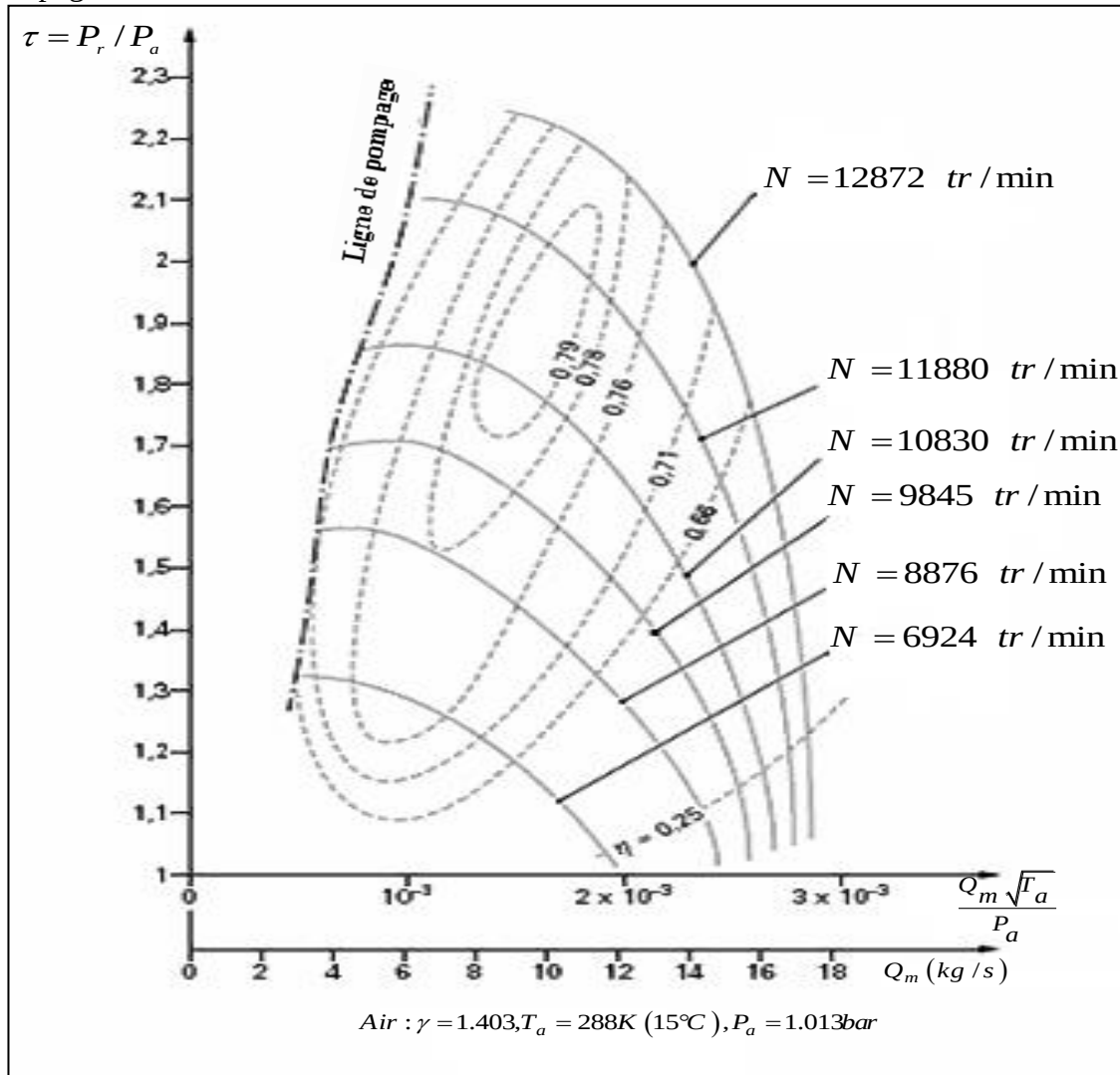


Figure.II.18.Courbes caractéristiques d'un compresseur centrifuge monocellulaire.

II.11. Le phénomène de pompage :

Le pompage est une instabilité monodimensionnelle axiale qui affecte le système de compression de façon globale. Si le débit diminue, les pertes ont tendance à augmenter dans le compresseur. Quand le point de fonctionnement traverse la ligne de pompage, la machine n'arrive plus à fournir suffisamment d'énergie pour contrer les gradients de pression

adverses, et l'écoulement est affecté par une onde de pression basse fréquence qui se déplace de l'aval vers l'amont. La fréquence de cette onde de pression varie généralement entre 2Hz et 50Hz pour les compresseurs. Lorsque la machine fonctionne dans un tel régime, de fortes fluctuations du débit moyen peuvent être observées, pouvant même aller jusqu'à une inversion totale du sens de l'écoulement. La fatigue extrême supportée par les aubages rend ce phénomène très dangereux pour le compresseur. Cette instabilité possède également une forte hystérésis. Bien souvent, pour sortir d'un régime de pompage, la seule solution consiste à augmenter très fortement le débit dans la machine (ou à la redémarrer quand c'est possible).

Les causes possibles de pompage dans compresseur centrifuge sont

- Réduction de la densité du gaz, due à un changement du poids moléculaire du gaz, ou due à une hausse de température T_1 à l'entrée.
- Réduction de la vitesse de rotation.
- Si la pression exigée par charge ne peut pas être produite par le compresseur à la nouvelle vitesse de rotation
- Augmentation de la pression requise par la charge ou par le processus industriel servi par le compresseur.
- Blocage de n'importe quelle chaîne d'écoulement, d'aspiration ou de refoulement.
- Déformation de géométrie de la roue, par érosion, soulage, etc.

II.12. Régulation anti-pompage :

Lorsqu'on parcourt la caractéristique d'un compresseur en allant vers les faibles débits, on arrive à un point où le fonctionnement devient instable. Pour éviter cette zone, il convient d'accroître artificiellement le débit, lorsque ce dernier est utilisé au voisinage de la zone dangereuse. Ce débit supplémentaire, devra être évacué à la sortie de la machine : c'est-à-dire le rôle de la soupape anti-pompage dont le débit est piloté par la mesure du débit du compresseur et s'ouvre progressivement lorsque ce dernier arrive à la valeur de consigne.

Le gaz est recyclé en amont de la machine après passage dans un réfrigérant. Et lorsque la nature du fluide le permet, par une mise à l'air libre d'une partie de fluide refoulé.

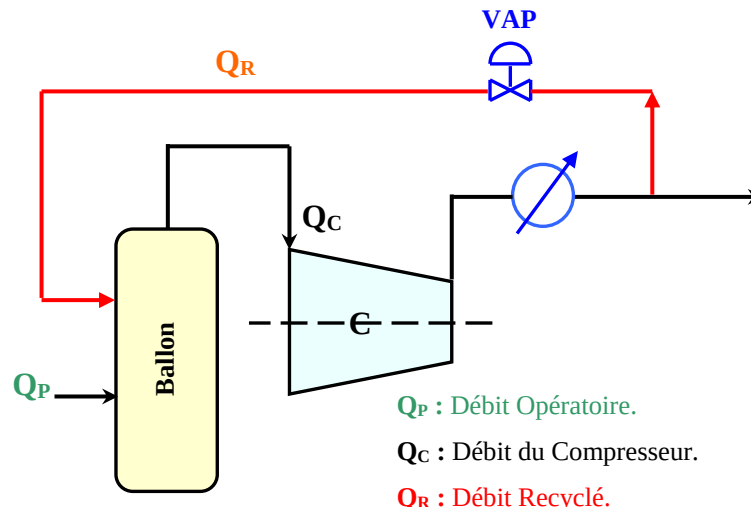


Figure.II.19.Circuit d'anti-pompement d'un compresseur centrifuge.

II.13. Poussé axiale :

Le rotor du compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale, dirigée du côté du refoulement vers l'aspiration, cette poussée est due aux différentes pressions agissant sur les surfaces externes de chaque roue (voir Figure.20).

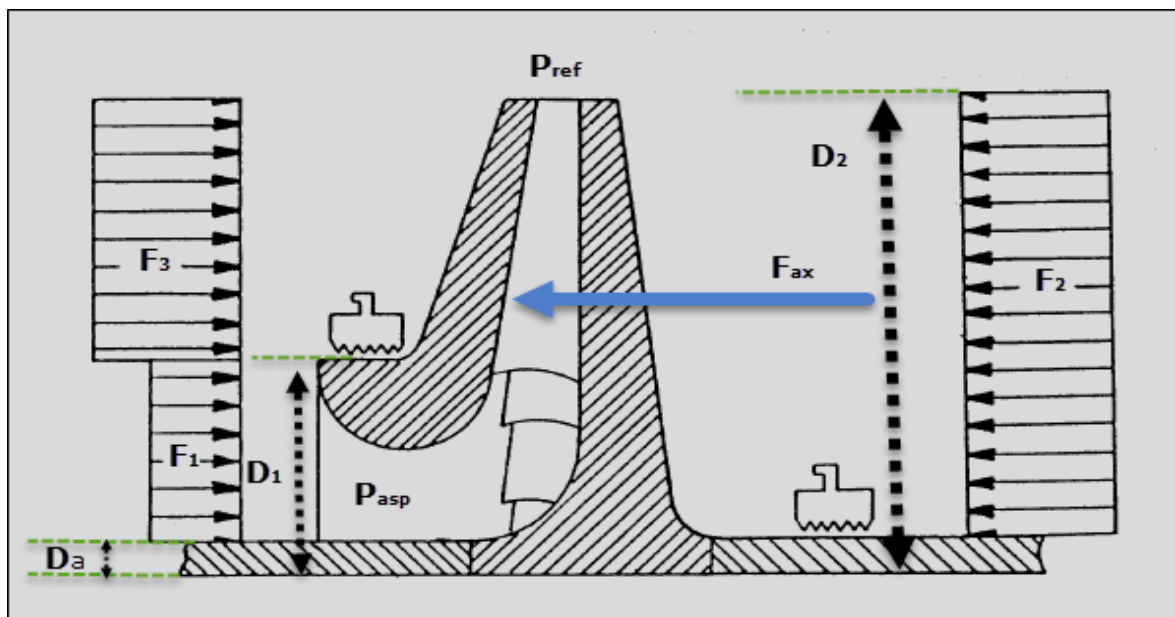


Figure.II.20.La poussé axiale

F_1 : est la poussée dirigée vers le refoulement ; produite par la pression d'aspiration sur la face avant de l'impulseur entre les diamètres D_1 , D_a .

$$F_1 = P_{asp} \times \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_a^2)$$

F_2 : est la poussée dirigée contre l'aspiration produite par la pression de refoulement sur la face d'impulsion entre D_2 et D_a

$$F_2 = P_{ref} \times \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_a^2)$$

F_3 : est la poussée dirigée vers le refoulement, produite par la pression de refoulement sur la face avant de l'impulseur entre D_2 et D_1 .

$$F_3 = P_{ref} \times \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$$

La poussée axiale étant la poussée résultante, elle est dirigée contre l'aspiration et

s'exprime par :

$$F_{ax} = \frac{\pi}{4} (P_{ref} - P_{asp}) \times (D_1^2 - D_2^2)$$

La poussée axiale totale est la somme des effets agissants sur toutes les roues.

D'où : $F_{a, total} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} \dots + F_{an}$ n : nombre des roues.

II.14. Piston d'équilibrage (tambour d'équilibrage) :

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

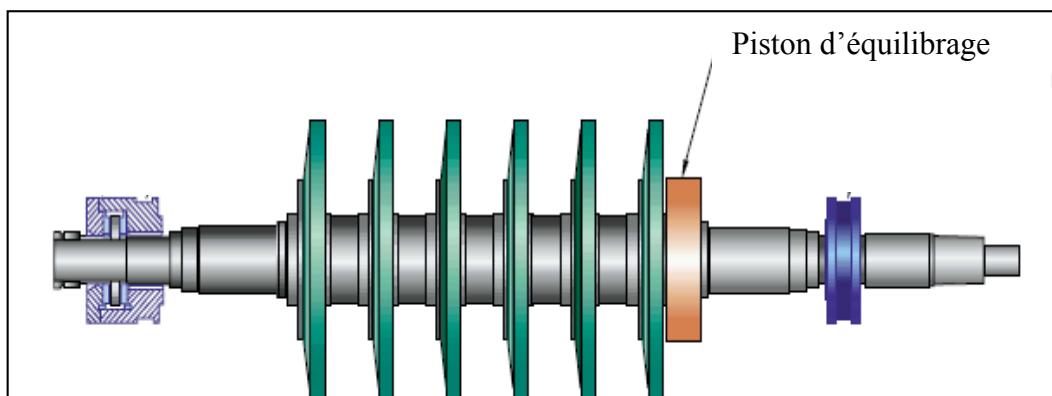


Figure.II.21.Le piston d'équilibrage dans un compresseur multicellulaire.

Chapitre III

**Description du compresseur
ELLIOTT EBARA 60MB7-6**

III.1. Description du Compresseur 100-TK-51 MODEL 60MB7-6 :

Le compresseur ELLIOTT EBARA 60MB7-6 est un compresseur centrifuge de type cylindrique à (6) impulseurs de type fermé, les (5) premiers composent la (1^{ère}) section, et (1) impulseur pour la (2^{ème}) section. IL se compose d'une Enveloppe extérieure fractionnée verticalement qui contient : le rotor, les diaphragmes et les volutes d'aspiration et de refoulement, en Plus, le Piston d'équilibrage, et les paliers ... etc.

Le compresseur est alimenté par La turbine à vapeur ELLIOTT 2SNV-6, ce compresseur (100-TK-51) est un élément principale dans le processus de Magnaforming, il reçoit de l'hydrogène à partir de séparateur 100-V-5 par une seul admission, puis il le comprime et le refouler vers deux tuyauteries de refoulement. Le premier, c'est l'extraction vers l'échangeur de chaleur 100E-64, et le deuxième refoule le gaz de recyclage vers l'échangeur E-65, le four F-4, puis le gaz revient au 1^{er} réacteur R-2.

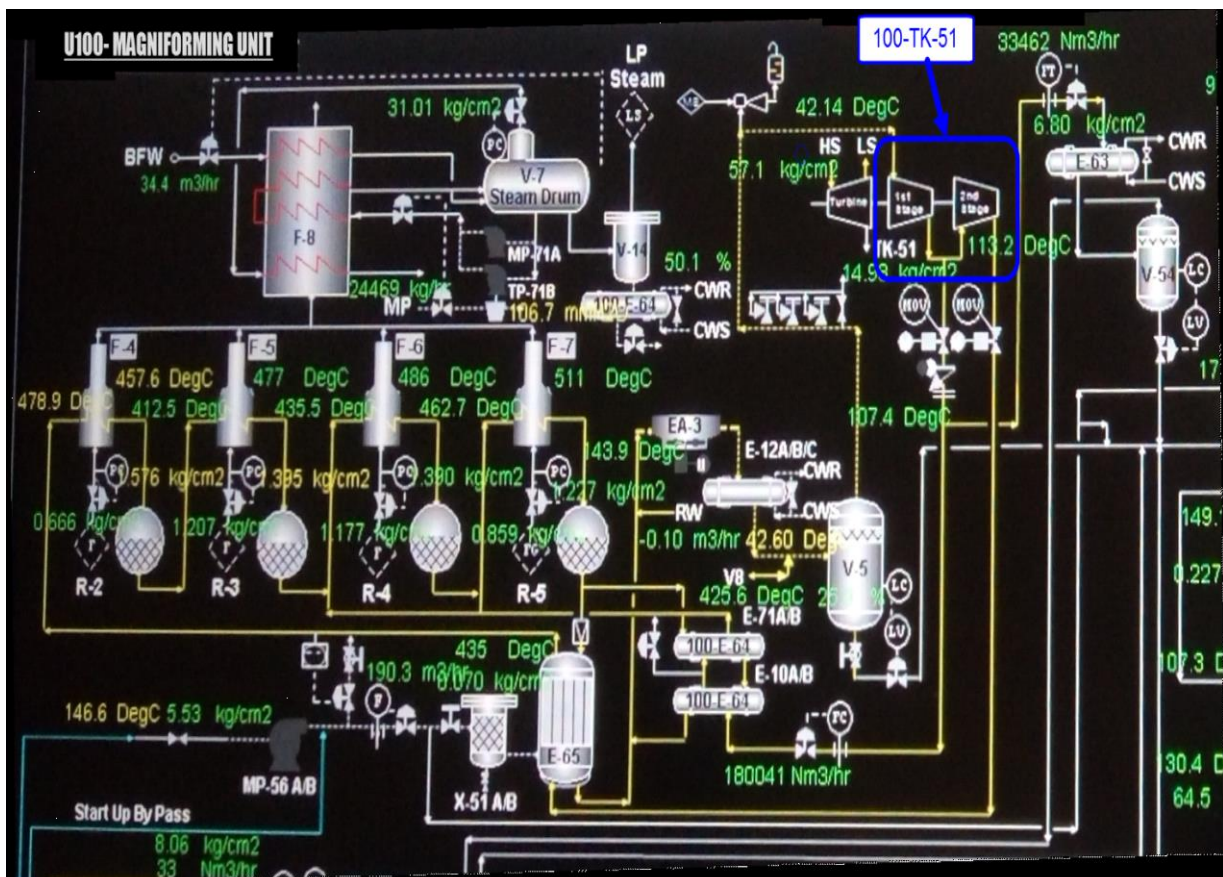


Figure.III.1.Emplacement Du Compresseur dans l'unité 100 de Magnaforming.

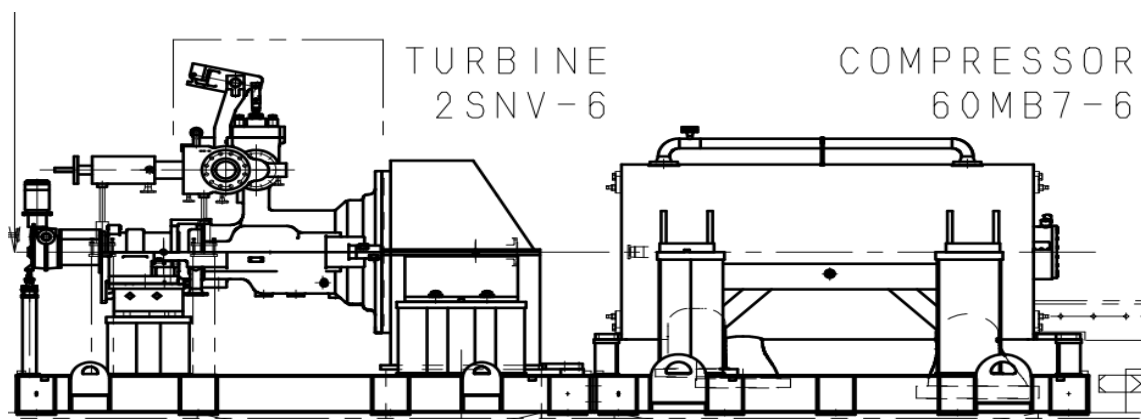


Figure.III.2.Schéma D'emplacement Turbine 2SNV-6 et le Compresseur 60MB7-6.



Figure.III.3.Compresseur 60MB7-6 installé sur site.

III.2. Caractéristiques Générale du compresseur ELLIOTT 60MB7-6 :

Caractéristiques Générales	
N° d'Item	100-TK-51
Constructeur	ELLIOTT EBARA TURBOMACHINEY CORPORATION
Model	60MB7-6
N° de série	R09T0128
Type	Compresseur Centrifuge
Alimentation	Turbine à Vapeur ELLIOTT 2SNV-6
Date de mise en service	Nov.2010
Poids Total du Compresseur	79 000 Kg
Poids Du Rotor	3 760 Kg
GAZ Comprimiez	Hydrogène
Puissance Nominal	16506 kW
Vitesse Nominal	5826 tr/min
Débit D'Aspiration Nominal	75055 m ³ / h
Pression d'Aspiration Nominal	7. 5 3 kg/cm ²

Température d'Aspiration Nominal	38 °C
Pression De Refoulement Nominal	17,681 kg/cm ²
Température De Refoulement Nominal	191,1 °C
Mass Molaire Nominal a l'Aspiration	9 ,2
Pression Max Du Service	24 kg/cm ²
Température Max Du Service	200 c°
Température Min Du Service	0 c°
Baromètre	1000 mbar
Pression d'essai hydrostatique	36 kg/cm ²
Vitesse minimum de l'utilisation	4078 tr/min
Vitesse De Déclanchement de l'utilisation	6729 tr/min
Première vitesse critique	2600~2700 tr/min (vitesse calculer)
Deuxième vitesse critique	9500 tr/min (vitesse calculer)
K = Cp/Cv Nominal de L'aspiration	1,293

Tableau.III.1.Caractéristiques Générale de compresseur ELLIOTT 60MB7-6.

III.3. EXPLICATION DU NUMERO DE MODEL :

Les Modèles de compresseurs Centrifuge d'Elliot-Ebara sont généralement indiqués en Code Alphabiotique de 4 à 6 chiffres.

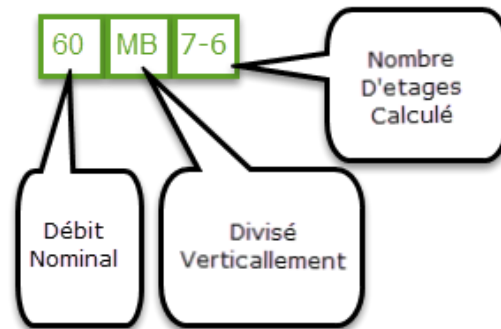


Figure.III.4.Codification du Compresseur 60MB7-6.

Le fabricant ELLIOTT A donné à SONATRAC des directives graphiques en fonction des débit et de la vitesse de rotation par minute et la pression de travail de chaque compresseur qui permettent a les ingénieurs de déterminer le compresseur d'Elliott le plus optimal pour le procédé voulu.

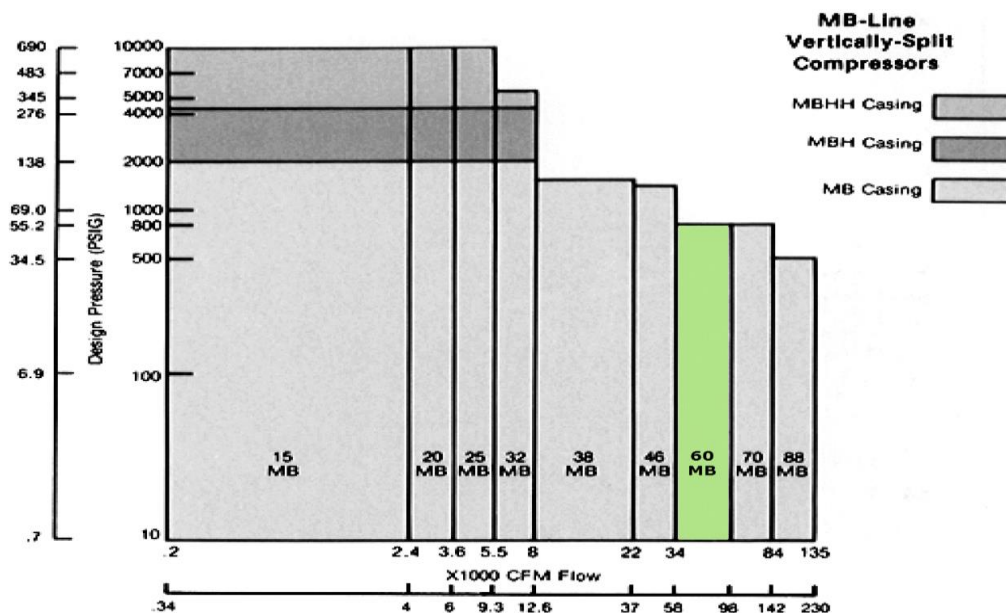


Figure.III.5.Graphique de sélection du compresseur centrifuge MB typique. (Elliott Company, Jeannette, Pa.).

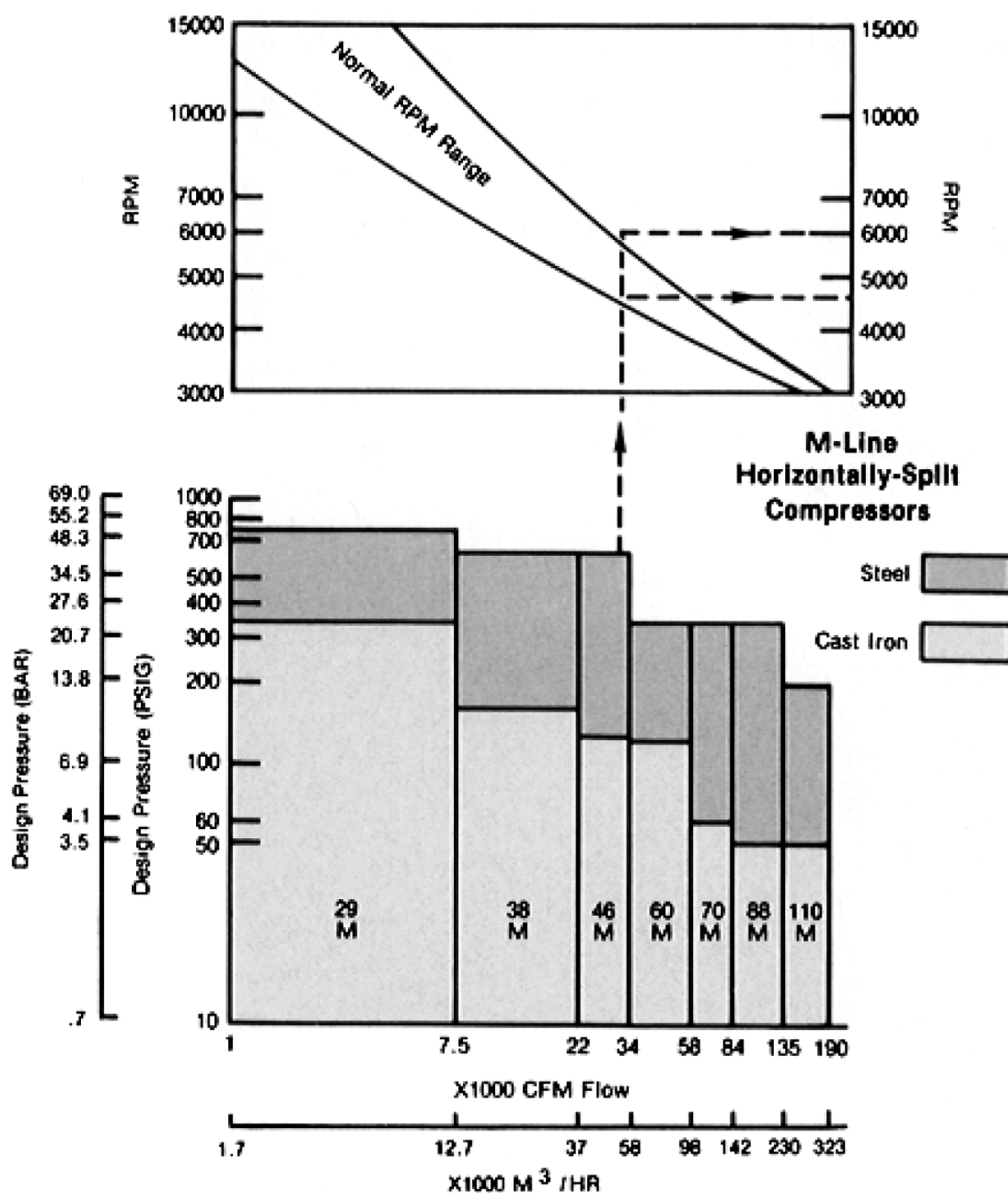


Figure.III.6.Graphique de sélection du compresseur centrifuge M typique. (Elliott Company, Jeannette, Pa.).

III.4. Constitution de compresseur 60MB6-7 :

III.4.1. Constitution général de compresseur 60MB6-7 :

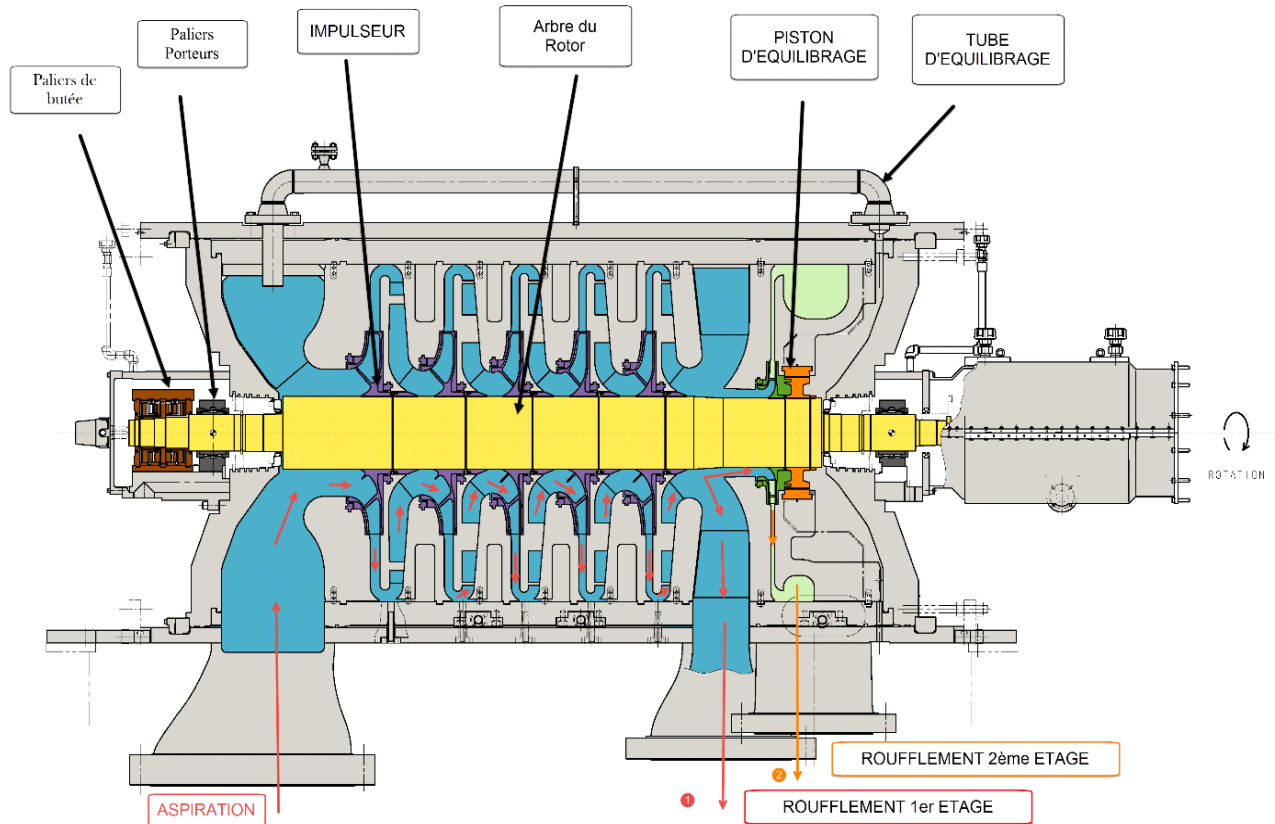


Figure.III.7.Construction du Compresseur Centrifuge « ELLIOTT EBARA 60MB6-7 ».

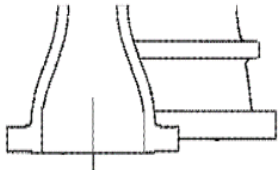
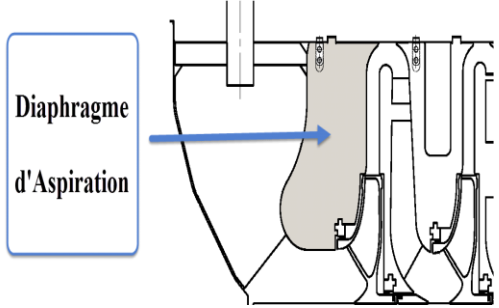
Le compresseur centrifuge ELLIOTT EBARA 60MB6-7 (Figure. III.7), est constitué de 13 à 16 éléments principaux comme :

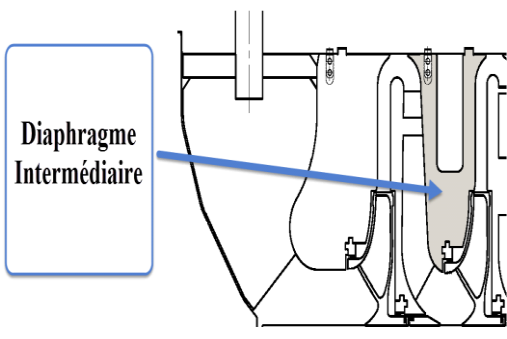
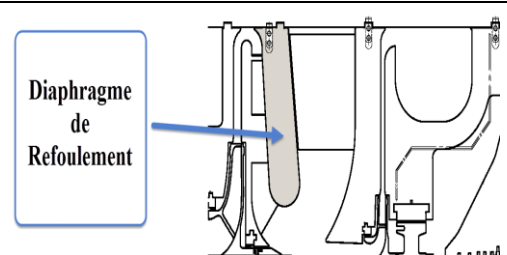
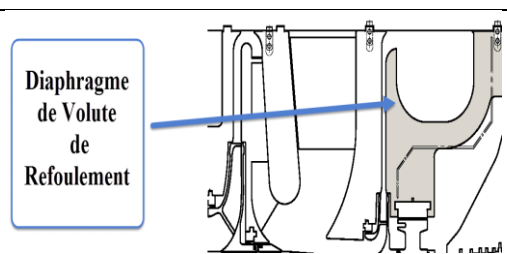
- Le diaphragme d'entrée** : a pour objet de guider l'écoulement dans la direction la plus favorable pour son admission dans la roue mobile.
- La roue mobile** : est un dispositif constitué d'aubes régulièrement réparties autour de son axe de rotation, ces aubes transmettent l'énergie mécanique apportée à la machine par un moteur. A l'intérieur de cet organe, une partie de l'énergie introduite est transformée en pression, l'autre partie reste sous forme de vitesse (ou pression dynamique).

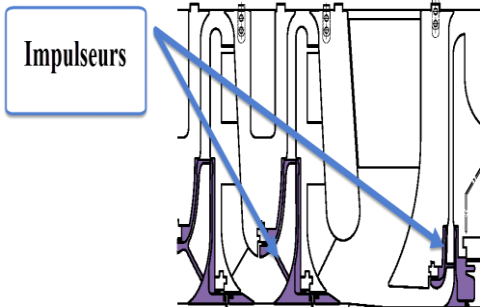
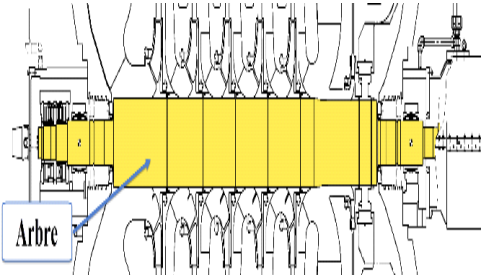
-Le diffuseur : a pour rôle de transformer, par réduction de la vitesse du fluide la pression dynamique en pression statique, L'ensemble de ces trois éléments constitue ce que l'on appelle un étage de compresseur.

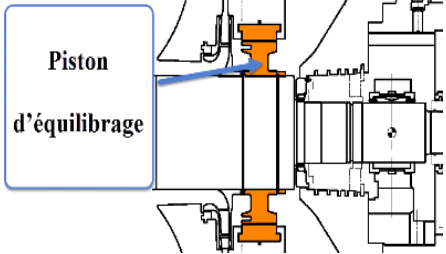
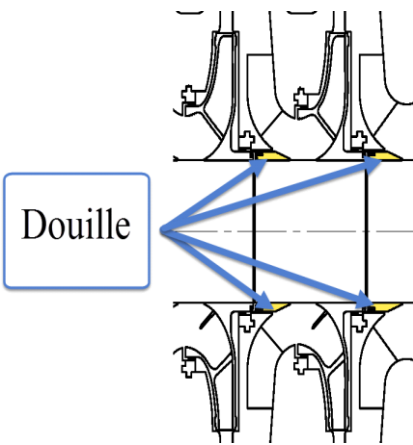
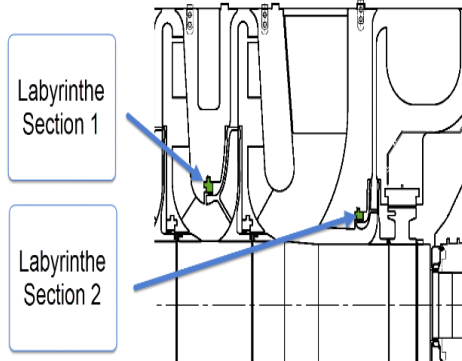
III.4.2. Eléments Principales du compresseur 60MB7-6 :

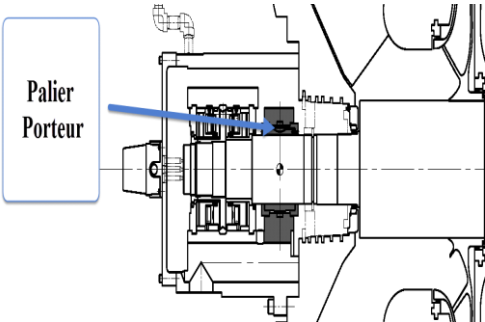
	Elément	Détails	Matériaux de construction	Schéma
Enveloppe	Enveloppe extérieur	Enveloppe verticale Pression max autorisé : 24 kg/cm ² G Température de service : 0 – 200 °C	ASTM A516 Gr. 60	
	bride de d'aspiration	Représente la tuyauterie d'aspiration avec un diamètre nominale de 914 mm	ASTM A216 Gr. WCB	

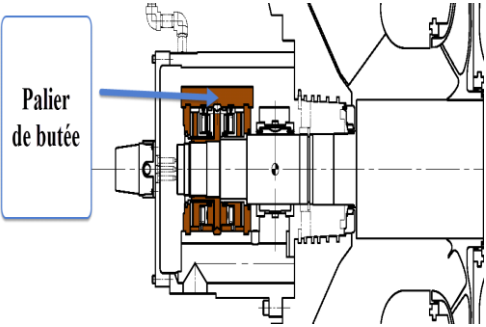
	bride de refoulement	deux tuyauteries de refoulement avec un diamètre nominal de 610 mm pour 1 ^{er} section et 510 mm pour la 2 ^{ème} section	ASTM A216 Gr. WCB	
Diaphragme	Diaphragme d'aspiration	Le diaphragme d'aspiration à tâche d'acheminer le gaz à l'entrée de la première roue, au cas où le réglage du débit du compresseur serait effectué moyennant des aubes variables, qui sont commandée de l'extérieur, ce réglage est obtenu en modifiant l'angle d'arrivée du gaz à la roue.	JIS SS400K (KILLED STEEL)	

Diaphragme intermédiaire	Les diaphragmes intermédiaires ont la double tâche, de former le diffuseur où a lieu la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression, et le canal de retour pour diriger le gaz à l'entrée de la roue suivante.	JIS SS400K (KILLED STEEL) /ASTM A536 Gr. 60-40-18	
Diaphragme de refoulement	Le diaphragme de refoulement forme le diffuseur de la dernière roue et la volute de refoulement.	JIS SS400K (KILLED STEEL)	
Diaphragme de volute de refoulement	Ce diaphragme forme la volute de refoulement.	ASTM A536 Gr. 60-4D-1 8	

Rotor	Impulseur	Les 5 premier Impulseurs : ont un diamètre $D1 = 990,7$ mm Le dernier Impulseur : à un diamètre $D2 = 749,1$ mm type : fermé installation : soudé	AISI 4340	
	Arbre	L'arbre est constitué d'une partie centrale, à diamètre constant, où sont montées les roues et les douilles intermédiaires et de deux extrémités aux diamètres opportunément réduits où travaillent les paliers et les étanchéités d'extrémité.	AISI 4340 Mod	

	Piston d'équilibrage	Le piston d'équilibrage est monté sur l'arbre après la dernière roue. Son but est d'équilibrer l'ensemble des poussées dues aux roues.	AISI 4140	
	Douilles	Les douilles intermédiaires 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.	AISI 410	
	labyrinthe	Les garnitures à labyrinthe sont construites en alliage léger ou matériau résistant à la corrosion, de dureté inférieure à celle de l'arbre pour éviter des endommagements de ce dernier en cas de	ALUMINIUM section 1 FLUORO SI-NT Section 2	

		contacts accidentels. Les garnitures peuvent être extraites aisément. Le nombre des lames et le jeu dépendent des conditions de fonctionnement. Au cas où la moindre fuite de gaz (gaz toxiques, explosifs etc.) ne serait pas admise, les garnitures à labyrinthe seront combinées à des systèmes d'extraction ou d'injection.		
	paliers porteurs	A présent les paliers à patins inclinables sont installés sur tous les compresseurs N. P. En effet, ils sont plus aptes à faire obstacle aux éventuelles actions de déséquilibre du film d'huile. Leur emploi est subordonné à une étude faite sur ordinateur entraînant la vérification des fréquences de vibration de l'arbre. Le métal de	/	

		base adopté dans la construction des paliers est l'acier au carbone. A ce dernier, l'on ajoute, dans les zones de travail des patins, un dépôt en métal blanc anti-frottement (alliage à base d'étain) ; le dépôt est obtenu par fusion et centrifugation.		
	Paliers de butée	Les paliers de butée installés sur les compresseurs N. P. sont du type à patins inclinables et pourvus d'appuis d'équirépartition de la charge. Les patins travaillent sur un collet qui est monté hydrauliquement sur l'arbre. Le compresseur, tout en étant étudié de manière à avoir normalement une poussée positive, c. à. d. dirigée vers le côté extérieur du palier de butée, est muni de		

		paliers à double effet, soit pourvus des patins même sur le côté intérieur, pour faire face aux poussées négatives pouvant se produire dans des conditions exceptionnelles		
--	--	---	--	--

Tableau. III .2.Eléments Principales du compresseur 60MB7-6.

Chapitre IV

Partie calcul

IV.1. Calcul thermodynamique :

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

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

IV.2. Conditions d'exploitation :

	1 ^{ère} section	2 ^{ème} section
Pression d'ASP (bar)	6.65	14.72
Pression de REF (bar)	14.72	15.896
Température d'ASP (K)	316.05	380.55
Température de REF (K)	380.55	387.88
Débit massique (Kg /s)	24.32	11.78
Débit volumique (m ³ /h)	180531	87450
Vitesse de rotation de la turbine (tr/min)	4877	4877
Puissance requis (KW)	16506	-
Nombre de roues	05	01
Compressibilité d'ASP	0.988	0.978
Compressibilité de REF	0.978	0.976
Poids moléculaire (Kg/Kmol)	10.3	10.3
Densité (D)	0.355	0.355
La masse volumique ρ (Kg /m ³)	0.4 58	0.458
Taux de compression (ϵ)	2.21	1.08

Tableau.IV.1.Conditions d'exploitations.

Le calcul se divise en deux parties :

- ♦ Calcul des caractéristiques du gaz.
- ♦ Calcul des performances du compresseur.

IV.3. Calcul des Caractéristiques du gaz :

IV.3.1. Composition et conditions critiques :

Désignation des composants	Concentration moléculaire X%	Masse molaire (Mi) (Kg/Kmol)	Chaleur spécifique à pression constante Cp (KJ/Kg.K)	Température critique (K)	Pression critique (bar)
H2	76.4	2.02	14.544	33.19	13.13
CH4	6.7	16.04	2.306	191.2	46.41
C2H6	6.1	30.07	1.884	305.7	48.94
C3H8	5.3	44.09	1.842	310.1	42.57
iC4H10	1.6	58.12	2.576	408.3	36.48
nC4H10	2.0	58.12	2.553	425.3	37.97
iC5H12	1.0	72.15	2.394	460.7	33.3
nC5H12	0.6	72.15	2.393	469.7	33.75
C6H14	0.4	86.17	2.386	507.8	20.34

Tableau.IV.2.Composition et conditions critiques.

IV.3.2. Masse molaire du mélange gazeux :

$$M_{\text{mél}} = \sum M_i.X_i$$

$$M_{\text{mél}} = [(2.02 \times 76.4) + (16.04 \times 6.7) + (30.07 \times 6.1) + (44.09 \times 5.3) + (58.12 \times 1.6) + (58.12 \times 2.0) + (72.15 \times 1.0) + (72.15 \times 0.6) + (86.17 \times 0.4)] / 100$$

$$M_{\text{mél}} = 10.3 \text{ (Kg/Kmol).}$$

IV.3.3. Détermination de la constante spécifique du gaz :

$$r = R / M_{\text{mél.}}$$

D'où :

R : constante universelle des gaz parfaits, tq : $R=8.314 \text{ (KJ/kg.K)}$.

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

$$r = 8.314 / 10.3 = 0.807 \text{ (KJ / Kg K)}.$$

$$r = 0.807 \text{ (KJ / kg K)}.$$

IV.3.4. La masse volumique du mélange aux conditions normales :

$$\rho = D \cdot \rho_{\text{air}}$$

D'où : ρ_{air} : masse volumique de l'air, tq : $\rho_{\text{air}} = 1.29 \text{ Kg/m}^3$

D : densité réelle du gaz.

$$\rho = 0.355 \times 1.29$$

$$\rho_{\text{mél}} = 0.485 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

IV.3.5. Détermination de la chaleur spécifique du mélange (C_p) :

On a : $C_{p \text{ mél}} = \sum C_{pi} \cdot g_i$

Comme : $g_i = m_i / M_{\text{mél.}}$

En détermine la masse de chaque composant m_i .

IV.3.5.1. La masse de chaque constituants m_i (Kg) :

$$\begin{cases} X_i = m_i / M_i \\ m_i = X_i \cdot M_i \end{cases}$$

$$m_{H2} = (76.4 \times 2.02) / 100 = 1.543$$

$$m_{C1} = (6.7 \times 16.04) / 100 = 1.075$$

$$m_{C2} = (6.1 \times 30.07) / 100 = 1.834$$

$$m_{C3} = (5.3 \times 44.09) / 100 = 2.337$$

$$m_{iC4} = (1.6 \times 58.12) / 100 = 0.930$$

$$m_{nC4} = (2.0 \times 58.12) / 100 = 1.162$$

$$m_{iC5} = (1.0 \times 72.15) / 100 = 0.722$$

$$m_{nC5} = (0.6 \times 72.15) / 100 = 0.433$$

$$m_{C6} = (0.4 \times 86.17) / 100 = 0.345$$

IV.3.5.2. Détermination de la concentration des composants :

$$g_i = M_i / M_{\text{mel.}}$$

$$g_{H2} = 1.543 / 10.3 = 0.149$$

$$g_{C1} = 1.075 / 10.3 = 0.104$$

$$g_{C2} = 1.834 / 10.3 = 0.178$$

$$g_{C3} = 2.337 / 10.3 = 0.227$$

$$g_{iC4} = 0.930 / 10.3 = 0.090$$

$$g_{nC4} = 1.162 / 10.3 = 0.113$$

$$g_{iC5} = 0.722 / 10.3 = 0.070$$

$$g_{nC5} = 0.433 / 10.3 = 0.042$$

$$g_{C6} = 0.345 / 10.3 = 0.033$$

Donc : La chaleur spécifique du mélange est égale à :

$$\begin{aligned} C_{pm} &= \sum C_{pi} \cdot g_i \\ &= [(0.149 \times 14.544) + (0.104 \times 2.306) + (0.178 \times 1.884) \\ &\quad + (0.227 \times 1.842) + (0.090 \times 2.576) + (0.113 \times 2.553) \\ &\quad + (0.070 \times 2.394) + (0.042 \times 2.393) + (0.033 \times 2.386) \\ &= 1,944 \end{aligned}$$

$$C_{pm} = 4.027 \text{ (KJ/Kg.K).}$$

IV.3.6. Calcul de la température et de la pression critique du mélange :

- Température pseudo critique du mélange : $T_{cr} = \sum X_i \cdot T_{cri} \Rightarrow T_{cr} = 97.9 \text{ (K)}$.
- Pression pseudo critique du mélange : $P_{cr} = \sum X_i \cdot P_{cri} \Rightarrow P_{cr} = 20.34 \text{ (bar)}$.

IV.4. Calcul des performances du compresseur :

On va utiliser dans cette partie les paramètres de calculs à partir de l'écran d'affichage de la salle de contrôle.

IV.4.1. Calculs des paramètres du 1^{ère} section :

IV.4.1.1. Coefficient de compressibilité (Z) :

Selon la Corrélation de S .Robertson :

$$Z = 1 + a \cdot (x - b) \cdot [1 - \exp(-c)] , \text{ tq :}$$

$$x = \frac{P_{pr}}{T_{pr}^2}$$

P_{pr} : la pression pseudo réduite (bar).

$$a = 0,1219 \cdot T_{pr}^{0,638}$$

T_{pr} : la temperature pseudo réduite (K).

$$b = T_{pr} - 7,76 + \frac{14,75}{T_{pr}}$$

$$c = 0,3 \cdot x + 0,441 \cdot x^2$$

$$Z \approx 1 - 0.4273 \cdot \frac{P_{cr}}{(3.66)T_{cr}}$$

Donc : On va calculer P_{pr} et T_{pr} :

❖ A l'aspiration :

- Température réduite : $T_{pra} = \frac{T_a}{T_{cr}} = \frac{316.05}{97.9} = 3.23 \text{ (k)}$.

- Pression réduite : $P_{pra} = \frac{P_a}{P_{cr}} = \frac{6.65}{20.34} = 0.327 \text{ (bar)}$.

$$Z_a \approx 1 - 0.4273 \cdot \frac{P_{pra}}{(3.66)T_{cra}} = 1 - 0.4273 \cdot \frac{0.327}{(3.66)3.23} \leftrightarrow Z_a = 0.988$$

❖ Au refoulement :

- Température réduite : $T_{pr} = \frac{Tr}{Tcr} = \frac{380.55}{97.9} = 3.89 \text{ (k)}.$
- Pression réduite : $P_{pr} = \frac{Pr}{Pcr} = \frac{14.72}{20.34} = 0.72 \text{ (bar)}.$

$$Z_a \approx 1 - 0.4273 \cdot \frac{P_{pr}}{(3.66)T_{crr}} = 1 - 0.4273 \cdot \frac{0.72}{(3.66)3.89} \leftrightarrow Z_a = 0.978$$

Donc le coefficient de compressibilité moyen est égale a :

$$Z_{moy} = Z_a + Z_r / 2 = 0.988 + 0.978 / 2 \quad \leftrightarrow \quad Z_{moy} = 0.983$$

➤ Calcul de coefficient adiabatique (γ) :

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

Donc :

$$\gamma = C_p / (C_p - r) \Rightarrow \gamma = 4.027 / (4.027 - 0.807) \leftrightarrow \gamma = 1.25$$

➤ Taux de compression :

$$\varepsilon_{tot} = P_2 / P_1$$

$$= 14.72 / 6.65 \quad \leftrightarrow \quad \varepsilon_{tot} = 2.21$$

➤ Coefficient polytropique :

$$n = \frac{\text{Log}(\varepsilon)}{\text{Log}(\varepsilon) - \text{Log}\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\text{Log}(2.21)}{\text{Log}(2.21) - \text{Log}\left(\frac{380.55}{316.05}\right)}$$

$$n = 1.31$$

➤ **Calcul des pressions intermédiaires :**

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

$$P_{i+1} = \xi P_i \quad \text{tq : } \xi = (\varepsilon_{\text{tot}})^{1/n} \quad \leftrightarrow \quad \xi = (2.21)^{1/5} = 1.17$$

i : numéro de l'étage ;

P_i : pression de l'étage i ;

P_{i+1} : pression dans l'étage i+1.

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

Pressions en (bar)						
P _{asp}	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P _{ref}
6.65	7.79	9.13	10.70	12.54	14.68	14.72

Tableau.IV.3.Calcul des pressions.

➤ **Calcul des températures intermédiaires :**

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

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

T_i : température de l'étage i.

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

Températures en (C°)						
T _{asp}	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T _{ref}
42.90	48.70	55.29	62.77	71.26	80.90	107.4

Tableau.IV.4.Calcul des Températures.

IV.4.1.2. Calcul des travaux :

➤ Calcul du travail adiabatique :

$$\begin{aligned}
 W_{ad} &= \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot Z \cdot r_{mel} \cdot T_1 \left[\varepsilon^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1 \right] \\
 &= \frac{1,25}{1,25-1} * 0.983 * 0.807 * (316.05) \left[2,21^{\frac{1,25-1}{1,25}} - 1 \right]
 \end{aligned}$$

$$W_{ad} = 215.45 \text{ (KJ/Kg).}$$

➤ Calcul du travail polytropique :

$$\begin{aligned}
 W_p &= \frac{n}{n-1} \cdot Z \cdot r_{mel} \cdot T_1 \left[\varepsilon^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} - 1 \right] \\
 &= \frac{1,31}{1,31-1} * 0.983 * 0.807 * (316.05) \left[2,21^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]
 \end{aligned}$$

$$W_p = 218.69 \text{ (KJ/Kg).}$$

➤ Calcul du travail réel :

$$\begin{aligned}
 W_r &= \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot Z \cdot r_{mel} \cdot T_1 \left[\varepsilon^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} - 1 \right] \\
 &= \frac{1,25}{1,25-1} * 0.983 * 0.807 * (316.05) \left[2,21^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]
 \end{aligned}$$

$$W_r = 258.76 \text{ (KJ/Kg).}$$

IV.4.1.3. Calcul des rendements :

➤ Calcul du rendement adiabatique :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} = \frac{215.45}{258.36} = 0.8339 \quad \leftrightarrow \quad \eta_{ad} = 83.39\%$$

➤ Calcul du rendement polytropique :

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r} = \frac{218.69}{258.36} = 0.8465 \quad \leftrightarrow \quad \eta_{ad} = 84.65\%$$

IV.4.2. Calculs des paramètres de 2^{ème} section :

IV.4.2.1. Coefficient de compressibilité (Z) :

Selon la Corrélation de S .Robertson :

$$Z = 1 + a \cdot (x - b) \cdot [1 - \exp(-c)] \quad , \text{ tq :}$$

$$x = \frac{P_{pr}}{T_{pr}^2} \quad P_{pr}: \text{ la pression pseudo réduite (bar).}$$

$$a = 0,1219 \cdot T_{pr}^{0,638} \quad T_{pr}: \text{ la temperature pseudo réduite (K).}$$

$$b = T_{pr} - 7,76 + \frac{14,75}{T_{pr}}$$

$$c = 0,3 \cdot x + 0,441 \cdot x^2$$

$$Z \approx 1 - 0.4273 \cdot \frac{P_{cr}}{(3.66)T_{cr}}$$

Donc : On va calculer P_{pr} et T_{pr} :

❖ A l'aspiration :

$$\bullet \text{ Température réduite : } T_{pra} = \frac{T_a}{T_{cr}} = \frac{380.55}{97.9} = 3.89 \text{ (k).}$$

$$\bullet \text{ Pression réduite : } P_{pra} = \frac{P_a}{P_{cr}} = \frac{14.72}{20.34} = 0.72 \text{ (bar).}$$

$$Z_a \approx 1 - 0.4273 \cdot \frac{P_{pra}}{(3.66)T_{cra}} = 1 - 0.4273 \cdot \frac{0.72}{(3.66)3.89} \leftrightarrow Z_a = 0.978$$

❖ Au refoulement :

- Température réduite : $T_{pr} = \frac{Tr}{Tcr} = \frac{387.88}{97.9} = 3.96 \text{ (k)}.$
- Pression réduite : $P_{pr} = \frac{Pr}{Pcr} = \frac{15.896}{20.34} = 0.78 \text{ (bar)}.$

$$Z_a \approx 1 - 0.4273 \cdot \frac{P_{pr}}{(3.66)T_{crr}} = 1 - 0.4273 \cdot \frac{0.78}{(3.66)3.96} \leftrightarrow Z_a = 0.976$$

Donc le coefficient de compressibilité moyen est égale a :

$$Z_{moy} = Z_a + Z_r / 2 = 0.978 + 0.976 / 2 \quad \leftrightarrow \quad Z_{moy} = 0.977$$

➤ Calcul de coefficient adiabatique (γ) :

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

Donc :

$$\gamma = C_p / (C_p - r) \Rightarrow \gamma = 4.027 / (4.027 - 0.807) \leftrightarrow \gamma = 1.25$$

➤ Taux de compression :

$$\varepsilon_{tot} = P_2 / P_1$$

$$\varepsilon_{tot} = 15.896 / 14.72 \quad \leftrightarrow \quad \varepsilon_{tot} = 1.08$$

➤ Coefficient polytropique :

$$n = \frac{\text{Log}(\varepsilon)}{\text{Log}(\varepsilon) - \text{Log}\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\text{Log}(1.08)}{\text{Log}(1.08) - \text{Log}\left(\frac{387.88}{380.55}\right)}$$

$$n = 1.33$$

IV.4.2.2. Calcul des travaux :

➤ Calcul du travail adiabatique :

$$\begin{aligned}
 W_{ad} &= \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot Z \cdot r_{mel} \cdot T_1 \left[\varepsilon^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1 \right] \\
 &= \frac{1,25}{1,25-1} * 0.976 * 0.807 * (380.55) \left[1.08^{\frac{1,25-1}{1,25}} - 1 \right]
 \end{aligned}$$

$$W_{ad} = 23.25 \text{ (KJ/Kg).}$$

➤ Calcul du travail polytropique :

$$\begin{aligned}
 W_p &= \frac{n}{n-1} \cdot Z \cdot r_{mel} \cdot T_1 \left[\varepsilon^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} - 1 \right] \\
 &= \frac{1,33}{1,33-1} * 0.976 * 0.807 * (380.55) \left[1.08^{\frac{1,33-1}{1,33}} - 1 \right]
 \end{aligned}$$

$$W_p = 23.3 \text{ (KJ/Kg).}$$

➤ Calcul du travail réel :

$$\begin{aligned}
 W_r &= \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot Z \cdot r_{mel} \cdot T_1 \left[\varepsilon^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} - 1 \right] \\
 &= \frac{1,25}{1,25-1} * 0.976 * 0.807 * (380.55) \left[1.08^{\frac{1,33-1}{1,33}} - 1 \right]
 \end{aligned}$$

$$W_r = 28.9 \text{ (KJ/Kg).}$$

IV.4.2.3. Calcul des rendements :

➤ Calcul du rendement adiabatique :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_r} = \frac{23.25}{28.90} = 0.8050 \quad \leftrightarrow \quad \eta_{ad} = 80.45\%$$

➤ Calcul du rendement polytropique :

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_r} = \frac{23.30}{28.90} = 0.8062 \quad \leftrightarrow \quad \eta_{ad} = 80.62\%$$

IV.4.3. Calcul des travaux globaux du compresseur :

➤ Travail adiabatique global :

$$W_{(ad)g} = W_{ad1} + W_{ad2} \quad \leftrightarrow \quad W_{(ad)g} = 215.45 + 23.25$$

$$W_{(ad)g} = 238.70 \text{ (KJ/Kg).}$$

➤ Travail polytropique global :

$$W_{(p)g} = W_{p1} + W_{p2} \quad \leftrightarrow \quad W_{(p)g} = 218.69 + 23.30$$

$$W_{(p)g} = 241.99 \text{ (KJ/Kg).}$$

➤ Travail réel global :

$$W_{(r)g} = W_{r1} + W_{r2} \quad \leftrightarrow \quad W_{(r)g} = 258.76 + 28.90$$

$$W_{(r)g} = 287.66 \text{ (KJ/Kg).}$$

IV.4.4. Calcul des rendements du compresseur :

➤ Rendement adiabatique :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{adg}}{W_{rg}} = \frac{238.70}{287.66} = 0.8298 \quad \leftrightarrow \quad \eta_{ad} = 82.98\%$$

➤ Rendement polytropique :

$$\eta_{ad} = \frac{W_{pg}}{W_{rg}} = \frac{241.99}{287.66} = 0.8412 \quad \leftrightarrow \quad \eta_{ad} = 84.12\%$$

➤ Rendement global :

$$\eta_g = \eta_{ad} \cdot \eta_{méc} \cdot \eta_{vol} \quad tq :$$

$\eta_{méc}$: rendement mécanique, ça valeur est entre (0.92~0.96).

η_{vol} : rendement volumétrique, ça valeur est entre (0.96~0.98).

D'où :

$$\eta_g = 0.83 \times 0.95 \times 0.96 = 0.7569 \quad \leftrightarrow \quad \eta_g = 75.69\%$$

➤ Comparaison des rendements polytropiques :

Les valeurs calculées sont très proches aux valeurs de constructeur qui nous les prenons à partir des courbes de performance de rendement polytropique des deux sections, et sont successivement :

84.6% et 82%.

C'est nous indiqué que notre compresseur est vérifier un bon rendement polytropique c.-à-d., un bon fonctionnement

IV.5. Calcul des puissances :

➤ Calcul de la puissance réelle (utile) du compresseur :

• A la première section :

$$P_{u1} = \dot{M}_1 * W_{r1} \quad \text{tq :}$$

P_u : puissance réelle (utile).

$\dot{M}_1 = \rho * \Phi_{v1}$: débit massique.

Φ_v : débit volumique.

$$\dot{M}_1 = \rho * \Phi_{v1} = 0.485 \times 180531/3600 \quad \longleftrightarrow \quad \dot{M}_1 = 24.32 \text{ Kg/s.}$$

$$P_{u1} = \dot{M} * W_{r1} = 24.32 \times 258.76 \quad \longleftrightarrow \quad P_{u1} = 6293.04 \text{ KW.}$$

• A la deuxième section :

$$P_{u2} = \dot{M}_2 * W_{r2} \quad \text{et} \quad \dot{M}_2 = \rho * \Phi_{v2} = 0.485 \times 87450/3600 \quad \longleftrightarrow \quad \dot{M}_2 = 11.78 \text{ Kg/s.}$$

$$P_{u2} = \dot{M}_2 * W_{r2} = 11.78 \times 28.9 \quad \longleftrightarrow \quad P_{u2} = 340.44 \text{ (KW).}$$

• La puissance utile globale :

$$P_{ug} = P_{u1} + P_{u2} = 6293.04 + 340.44 = 6633.48 \text{ (KW).}$$

$$P_{u \text{ moy}} = 6633.48 \text{ (KW).}$$

➤ Calcul de la puissance absorbée par le compresseur :

$$P_a = P_{u \text{ moy}} / \eta_{\text{méc}} \quad \longleftrightarrow \quad P_a = 6633.48 / 0.95 = 6982.61 \text{ (KW).}$$

$$P_{a1} = 6982.61 \text{ (KW).}$$

➤ Puissance a l'accouplement :

On tient compte des pertes mécaniques de transmission qui sont comprises entre 2% et 4%, on admettra ici 3%.

$$P_{ap} = P_a * 1.03 \quad \longleftrightarrow \quad P_{ap} = 6982.61 * 1.03 = 7192.09 \text{ (KW).}$$

$$P_{ap} = 7192.09 \text{ (KW).}$$

Alors cette puissance représentée la puissance totale qui absorbée par notre compresseur donc :

$$P_{\text{tot}} = 7.19 \text{ (MW)}.$$

La puissance développée par la turbine à vapeur est égale à **16.51 MW**, et celle absorbée par le compresseur centrifuge est égale à **7.19 MW**, donc la puissance absorbée par le compresseur ne dépasse pas **44%** de la puissance développée par la turbine, et environ **40%** de puissance pour l'entraînement de la turbine lui-même, et le reste va perdu comme énergie thermique à l'échappement de la vapeur, et aussi comme énergie mécanique due au frottement.

Chapitre V

Partie Simulation

V.1. Introduction :

La simulation est devenue de nos jours la méthode de modélisation des procédés industriels, la plus importante dans le monde.

La simulation est l'utilisation d'un modèle mathématique pour générer le comportement d'un procédé, l'avantage majeur de la simulation est la fourniture d'un aperçu du comportement d'un système réel, qui est difficile de l'avoir à travers l'expérience en particulier pour les systèmes complexes avec plusieurs variables.

La simulation peut être classée comme une méthode commode qui ne coûte pas chère et sans intervention sur le procédé réel en cours de fonctionnement.

V.2. Présentation du CHEMCAD :

Le logiciel CHEMCAD permet la création interactive de graphes de fluence, la simulation de tous les processus essentiels, y compris les processus de régulation, et la présentation graphique des résultats.

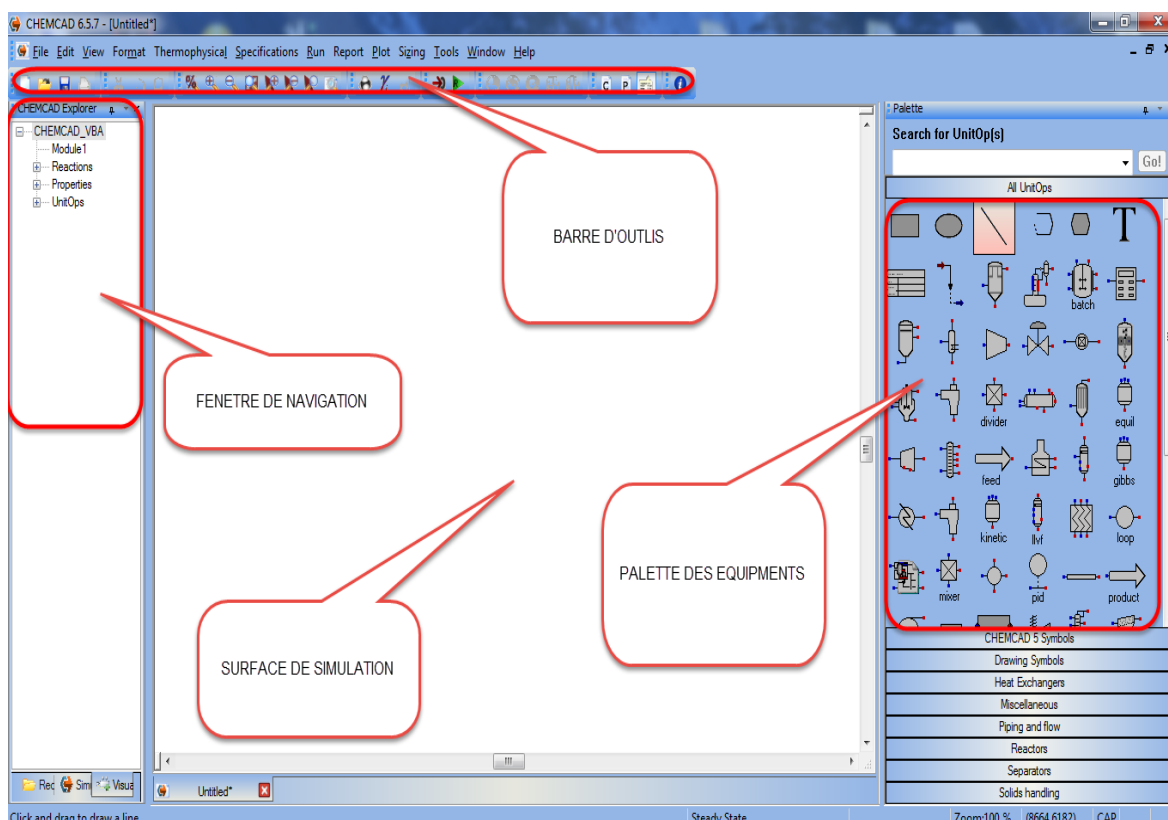


Figure.V.1.L'interface de simulation sur le CHEMCAD.

Il se caractérise par une banque de données de substances exhaustive, de nombreux modèles thermodynamiques et des interfaces ouvertes vers MS-Excel et VBA.

Avec CHEMCAD vous pouvez créer les simulations supplémentaires suivantes :

- Distillation (Rectification)
- Le lavage des gaz
- Absorption et désorption dans les colonnes
- réactions chimiques
- Échange de chaleur avec les médias de la condensation et l'évaporation
- équilibres de phase de toutes sortes avec des graphiques
- Promotion des gaz et des liquides dans les canalisations avec compresseur de la pompe, compresseur, vannes pour les calculs de chute de pression
- broyage solide et séparation par granulométries et des réactions électrolytiques
- Les processus de recyclage, l'échange de chaleur, perte de pression
- La neutralisation des acides et alcalis
- Le traitement des matières solides

V.3. Simulation du procédé :

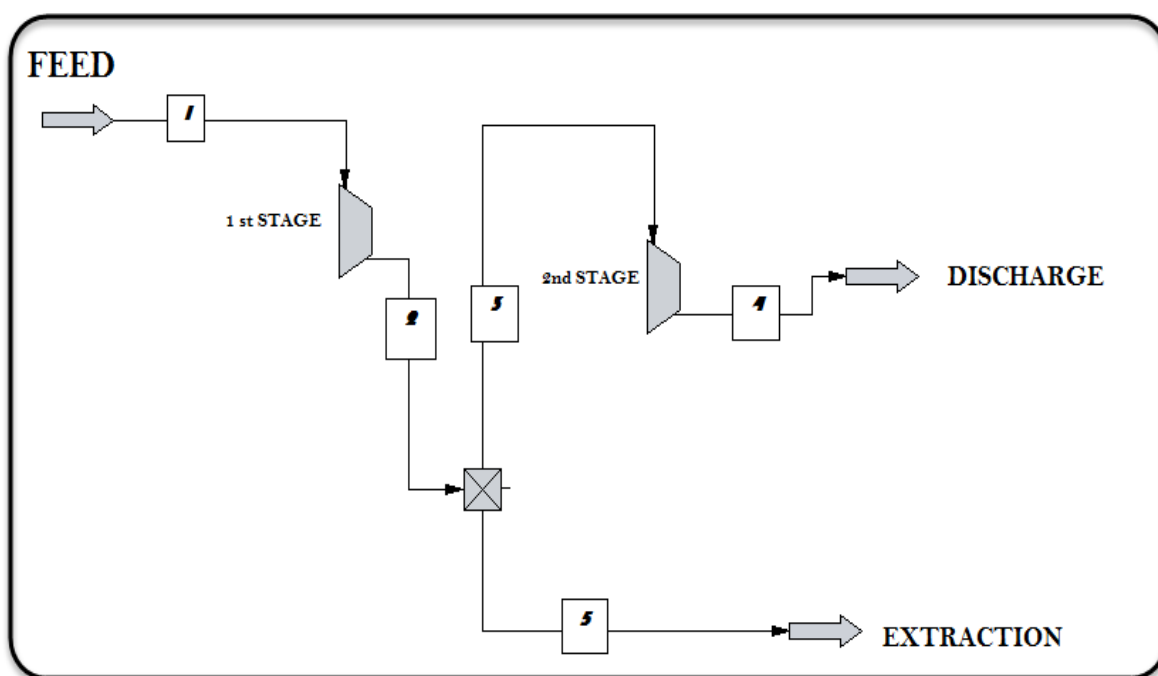


Figure.V.2.Simulation du procédé à partir du CHEMCAD.

V.3.1.Point (1) : L'aspiration de la première section :

➤ Conditions :

Stream No.	1
Stream Name	FEED
Temp C	42.9
Pres bar	6.65
Vapor Fraction	1
Enthalpy kW	-50807.9
Total flow	23.1518
Total flow unit	kg/sec
Comp unit	mole frac
Hydrogen	0.764
Methane	0.067
Ethane	0.06
Propane	0.053
Isobutane	0.016
N-Butane	0.02
Isopentane	0.01
N-Pentane	0.006
Hexane	0.004

Tableau.V.1.Conditions de l'aspiration de la première section.

➤ Compositions :

FLOW SUMMARIES:	
Stream No.	1
Stream Name	FEED
Temp C	42.9000*
Pres bar	6.6500*
Enth kW	-50808.
Vapor mole frac.	1.0000
Total kmol/sec	2.2374
Total kg/sec	23.1518
Total std L m3/h	332.2893
Total std V m3/h	180531.39
Flow rates in kg/sec	
Hydrogen	3.4457
Methane	2.4049
Ethane	4.0367
Propane	5.2289
Isobutane	2.0807
N-Butane	2.6009
Isopentane	1.6143
N-Pentane	0.9686
Hexane	0.7712

Tableau.V.2.Compositions de l'aspiration de la première section.

➤ Propriétés :

STREAM PROPERTIES	
Stream No.	1
Name	FEED
- - Overall - -	
Molar flow kmol/sec	2.2374
Mass flow kg/sec	23.1518
Temp C	42.9000
Pres bar	6.6500
Vapor mole fraction	1.000
Enth kW	-50808.
Tc C	-93.1437
Pc bar	101.5180
Std. sp gr. wtr = 1	0.251
Std. sp gr. air = 1	0.357
Degree API	432.6374
Average mol wt	10.3478
Actual dens kg/m3	2.6329
Actual vol m3/h	31656.0645
Std liq m3/h	332.2893
Std vap 0 C m3/h	180531.4063
- - Vapor only - -	
Molar flow kmol/sec	2.2374
Mass flow kg/sec	23.1518
Average mol wt	10.3478
Actual dens kg/m3	2.6329
Actual vol m3/h	31656.0645
Std liq m3/h	332.2893
Std vap 0 C m3/h	180531.4063
Cp kJ/kg-K	3.7272
Z factor	0.9947
Visc Pa-sec	1.046e-005
Th cond W/m-K	0.1039

Tableau.V.3.Propriétés de l'aspiration de la première section.

V.3.2.Point (5) : L'extraction de la première section :

➤ Conditions :

Stream No.	5
Stream Name	EXTRACTION
Temp C	111.115
Pres bar	14.72
Vapor Fraction	1
Enthalpy kW	-23108.2
Total flow	11.9371
Total flow unit	kg/sec
Comp unit	mole frac
Hydrogen	0.764
Methane	0.067
Ethane	0.06
Propane	0.053
Isobutane	0.016
N-Butane	0.02
Isopentane	0.01
N-Pentane	0.006
Hexane	0.004

Tableau.V.4.Conditions de l'extraction de la première section.

➤ Compositions :

FLOW SUMMARIES:

Stream No.	5
Stream Name	EXTRACTION
Temp C	111.1150
Pres bar	14.7200
Enth kW	-23108.
Vapor mole frac.	1.0000
Total kmol/sec	1.1536
Total kg/sec	11.9371
Total std L m3/h	171.3288
Total std V m3/h	93082.23
Flow rates in kg/sec	
Hydrogen	1.7766
Methane	1.2400
Ethane	2.0813
Propane	2.6960
Isobutane	1.0728
N-Butane	1.3410
Isopentane	0.8323
N-Pentane	0.4994
Hexane	0.3977

Tableau.V.5.Compositions de l'extraction de la première section.

➤ Propriétés :

STREAM PROPERTIES

Stream No.	5
Name	EXTRACTION
- - Overall - -	
Molar flow kmol/sec	1.1536
Mass flow kg/sec	11.9371
Temp C	111.1150
Pres bar	14.7200
Vapor mole fraction	1.000
Enth kW	-23108.
Tc C	-93.1437
Pc bar	101.5180
Std. sp gr. wtr = 1	0.251
Std. sp gr. air = 1	0.357
Degree API	432.6373
Average mol wt	10.3478
Actual dens kg/m3	4.7891
Actual vol m3/h	8973.1650
Std liq m3/h	171.3288
Std vap 0 C m3/h	93082.2188
- - Vapor only - -	
Molar flow kmol/sec	1.1536
Mass flow kg/sec	11.9371
Average mol wt	10.3478
Actual dens kg/m3	4.7891
Actual vol m3/h	8973.1650
Std liq m3/h	171.3288
Std vap 0 C m3/h	93082.2188
Cp kJ/kg-K	4.0112
Z factor	0.9956
Visc Pa-sec	1.231e-005
Th cond W/m-K	0.1233

Tableau.V.6.Propriétés de l'extraction de la première section.

V.3.3.Point (3) : L'aspiration de la deuxième section :

➤ Conditions :

Stream No.	3
Stream Name	
Temp C	111.115
Pres bar	14.72
Vapor Fraction	1
Enthalpy kW	-21709.8
Total flow	11.2147
Total flow unit	kg/sec
Comp unit	mole frac
Hydrogen	0.764
Methane	0.067
Ethane	0.06
Propane	0.053
Isobutane	0.016
N-Butane	0.02
Isopentane	0.01
N-Pentane	0.006
Hexane	0.004

Tableau.V.7.Conditions de l'aspiration de la deuxième section.

➤ Compositions :

FLOW SUMMARIES:	
Stream No.	3
Stream Name	
Temp C	111.1150
Pres bar	14.7200
Enth kW	-21710.
Vapor mole frac.	1.0000
Total kmol/sec	1.0838
Total kg/sec	11.2147
Total std L m3/h	160.9605
Total std V m3/h	87449.16
Flow rates in kg/sec	
Hydrogen	1.6691
Methane	1.1649
Ethane	1.9554
Propane	2.5329
Isobutane	1.0079
N-Butane	1.2598
Isopentane	0.7819
N-Pentane	0.4692
Hexane	0.3736

Tableau.V.8.Compositions de l'aspiration de la deuxième section.

➤ Propriétés :

STREAM PROPERTIES	
Stream No.	3
Name	
- - Overall - -	
Molar flow kmol/sec	1.0838
Mass flow kg/sec	11.2147
Temp C	111.1150
Pres bar	14.7200
Vapor mole fraction	1.000
Enth kW	-21710.
Tc C	-93.1437
Pc bar	101.5180
Std. sp gr. wtr = 1	0.251
Std. sp gr. air = 1	0.357
Degree API	432.6374
Average mol wt	10.3478
Actual dens kg/m3	4.7891
Actual vol m3/h	8430.1367
Std liq m3/h	160.9605
Std vap 0 C m3/h	87449.1641
- - Vapor only - -	
Molar flow kmol/sec	1.0838
Mass flow kg/sec	11.2147
Average mol wt	10.3478
Actual dens kg/m3	4.7891
Actual vol m3/h	8430.1367
Std liq m3/h	160.9605
Std vap 0 C m3/h	87449.1641
Cp kJ/kg-K	4.0109
Z factor	0.9956
Visc Pa-sec	1.231e-005
Th cond W/m-K	0.1233

Tableau.V.9.Proprétés de l'aspiration de la deuxième section.

V.3.4. Point (4) : Le refoulement de la deuxième section :**➤ Conditions :**

Stream No.	4
Stream Name	DISCHARGE
Temp C	118.615
Pres bar	15.896
Vapor Fraction	1
Enthalpy kW	-21378.4
Total flow	11.2147
Total flow unit	kg/sec
Comp unit	mole frac
Hydrogen	0.764
Methane	0.067
Ethane	0.06
Propane	0.053
Isobutane	0.016
N-Butane	0.02
Isopentane	0.01
N-Pentane	0.006
Hexane	0.004

Tableau.V.10.Conditions de refoulement de la deuxième section.

➤ **Compositions :**

```

FLOW SUMMARIES:

Stream No.                4
Stream Name                DISCHARGE
Temp C                    118.6150
Pres bar                   15.8960
Enth kW                    -21378.
Vapor mole frac.          1.0000
Total kmol/sec             1.0838
Total kg/sec               11.2147
Total std L m3/h           160.9605
Total std V m3/h           87449.16
Flow rates in kg/sec
Hydrogen                   1.6691
Methane                    1.1649
Ethane                     1.9554
Propane                    2.5329
Isobutane                  1.0079
N-Butane                   1.2598
Isopentane                 0.7819
N-Pentane                  0.4692
Hexane                     0.3736

```

Tableau.V.11. Compositions de refoulement de la deuxième section.

➤ **Propriétés :**

```

STREAM PROPERTIES

Stream No.                4
Name                      DISCHARGE
- - Overall - -
Molar flow kmol/sec       1.0838
Mass flow kg/sec          11.2147
Temp C                    118.6150
Pres bar                   15.8960
Vapor mole fraction        1.000
Enth kW                    -21378.
Tc C                      -93.1437
Pc bar                     101.5180
Std. sp gr. wtr = 1        0.251
Std. sp gr. air = 1        0.357
Degree API                 432.6374
Average mol wt             10.3478
Actual dens kg/m3          5.0716
Actual vol m3/h            7960.6211
Std liq m3/h               160.9605
Std vap 0 C m3/h           87449.1641
- - Vapor only - -
Molar flow kmol/sec       1.0838
Mass flow kg/sec          11.2147
Average mol wt             10.3478
Actual dens kg/m3          5.0716
Actual vol m3/h            7960.6211
Std liq m3/h               160.9605
Std vap 0 C m3/h           87449.1641
Cp kJ/kg-K                 4.0410
Z factor                   0.9959
Visc Pa-sec                1.251e-005
Th cond W/m-K              0.1254

```

Tableau.V.12. Propriétés de refoulement de la deuxième section.

V.3.5. Les performance de la première section :

Specifications

Operating mode: ☒ On ☐ Off

Mode of operation: 0 Specify output pressure and efficiency

Compressor/Expander model type: 1 Adiabatic

Pressure out: 14.72 bar

Pressure ratio:

Efficiency: 0.846

Actual Power: 5989.85 kW

Property option: Average inlet/outlet

Cp/Cv: 1.28195

Output pressure: 14.72 bar

Theoretical power: 5067.42 kW

Cost Estimations

ID: 1

Performance curve calc option: Fixed flow rate, calc Pout

Performance curve unit: Specify head in length unit

☒ Allow negative head in compressor

For multiple speed performance curves:

No. of speed lines:

Actual RPM:

Ideal Cp/Cv: 1.27502

Help Cancel OK

Figure.V.3.Puissance de la première section.

V.3.6. Les performance de la Deuxième section :

Specifications

Operating mode: ☒ On ☐ Off

Mode of operation: 0 Specify output pressure and efficiency

Compressor/Expander model type: 1 Adiabatic

Pressure out: 15.896 bar

Pressure ratio:

Efficiency: 0.806

Actual Power: 331.397 kW

Property option: Inlet conditions

Cp/Cv: 1.25938

Output pressure: 15.896 bar

Theoretical power: 267.106 kW

Cost Estimations

ID: 2

Performance curve calc option: Fixed flow rate, calc Pout

Performance curve unit: Specify head in length unit

☐ Allow negative head in compressor

For multiple speed performance curves:

No. of speed lines:

Actual RPM:

Ideal Cp/Cv: 1.25067

Help Cancel OK

Figure.V.4.Puissance de la deuxième section.

V.4. Tableau récapitulatif :

Paramètre	1 ^{ère} Section			2 ^{ème} Section		
	Constructeur	Calculs	Chemcad	Constructeur	Calculs	Chemcad
P_u (MW)	/	6.29	5.99	/	0.34	0.33
η_{ad}	84.60	83.39	/	82.1	80.45	/
γ	1.257	1.251	1.281	1.231	1.251	1.259

Tableau.V.13.Tableau récapitulatif.**V.5. Conclusion :**

Donc la simulation pour le logiciel CHEMCAD donne des résultats proches que celles de nos calculs, et se diffèrent légèrement par rapport aux données de constructeur,

En outre, les résultats obtenus nous confirme que le choix du turbine d'entraînement est correct, comme les rendements calculés sont plus de 80%, alors notre compresseur est vérifier les conditions optimales de fonctionnement.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

Nous avons exposé dans ce mémoire une étude des différents composants de compresseur, qui nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des compresseurs dans le domaine de pétrochimique, surtout aux raffineries.

On peut dire en ce qui concerne les performances du compresseur, données par le constructeur, qu'elles ne sont pas toujours réalisables, et c'est due généralement aux conditions d'exploitation du compresseur, et aux paramètres du procédé.

La plupart des problèmes des compresseurs, se produisent lors de la période initiale de démarrage de l'usine, cette période délicate dure quelques jours à partir du fonctionnement initial du compresseur, jusqu'à ce que les pressions et les températures de l'usine se stabilisent.

Cette conclusion, nous a obligés de mettre en évidence les conséquences de ces imperfections pour ramener le compresseur au niveau du rendement optimal par le suivi strict des paramètres du procédé, ainsi que la maintenance rigoureuse du corps.

Un calcul plus poussé concernant l'étude thermodynamique a été cerné avec suivi d'une vérification par logiciel CHEMCAD, qui nous montre la nécessité de tels programmes de simulation pour faciliter le travail de l'ingénieur, et donne des résultats rapide est efficace

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les futurs étudiants concernés, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre ses utilités complètes.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

☞ TURBO COMPRESSEUR

V.BONDAREV (I.N.H.C) BOUMERDES

☞ CALCUL DES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

V.BONDAREV (I.N.H.C) BOUMERDES

☞ LES MACHINES TRANSFORMATRICES D'ENERGIE

* tome 2 * G. LEMASSON

☞ MANUEL D'ENTRETIEN DU COMPRESSEUR

ELLIOTT EBARRA

☞ POMPES ET COMPRESSEURS (BROCHURE)

Mr. HACHEMI

☞ TURBO-MACHINE

Mr. REZOUG

☞ INSTRUCTION MANUAL FOR COMPRESSEUR

ELLIOTT EBARRA

☞ MANUEL DE FORMATION TOTAL (LES COMPRESSEURS)

TOTAL-2008

☞ ANALYSE DE RETOUR D'EXPERIENCE POUR LA MAINTENANCE
DU COMPRESSEUR (THESE DOCTORAT)

LAGOUNE RADOUENE (INHC)-1998

☞ A PRATICAL GUIDE TO COMPRESSEUR TECHNOLOGIE

2nd ed HEINZ P. BLOCH (WILEY)-2006

☞ MATERIELS ET EQUIPEMENT

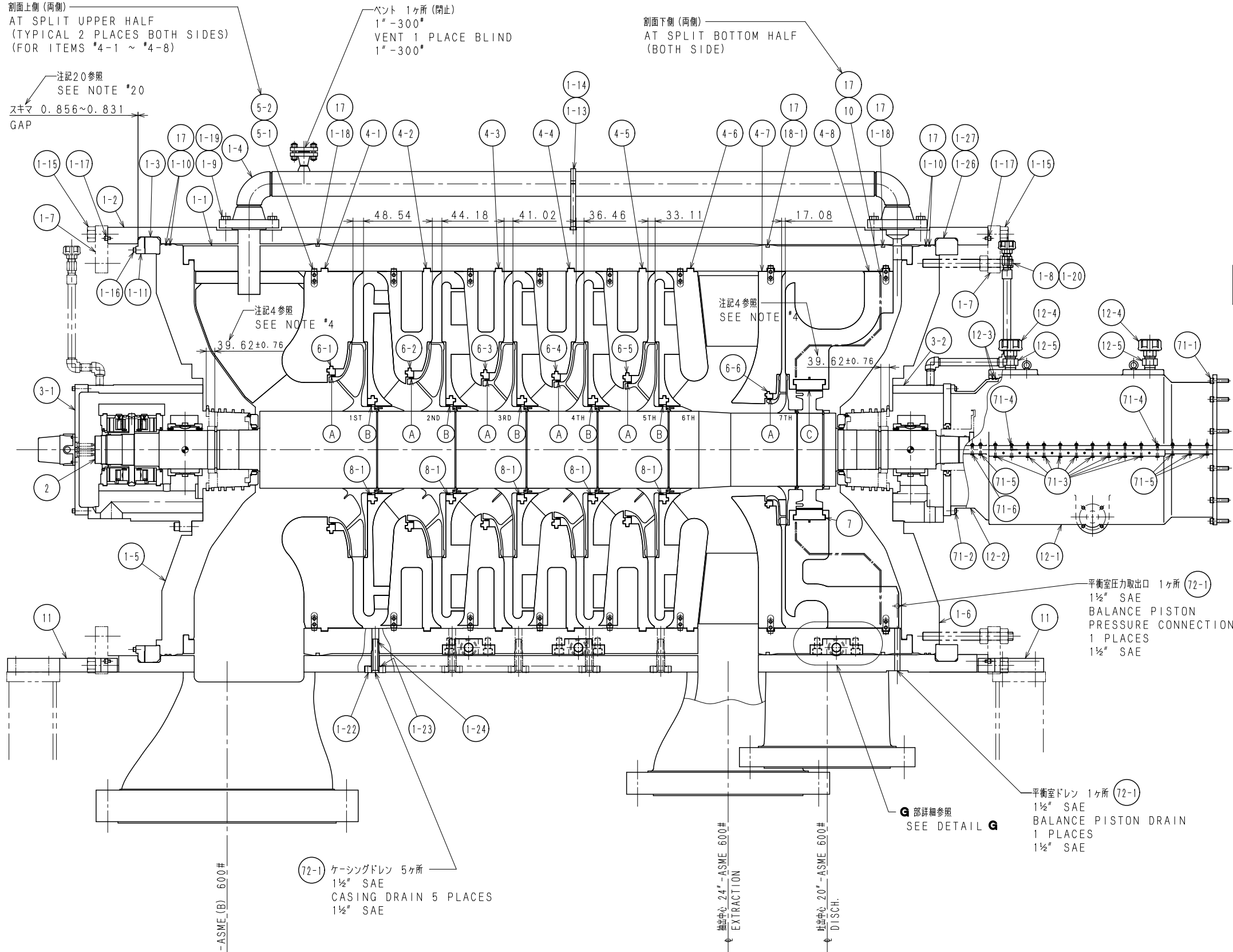
4^{ème} Partie RAFFINAGE ET GENIE CHIMIE (IFP)

☞ MANUEL OPERATOIR - REFORMING

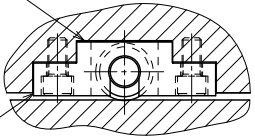
DEVISION DE PRODUCTION (RA1/K)

Annexes

REVISIONS				
No.	DESCRIPTION	DATE	BY	APP.
	REFER TO SHEET 1/3			



内胴ローラ組立のシム、ゲージ寸法に対する公差域を
内胴に刻印のこと。公差域は下記のように設定のこと。
(GAUGE DIM) $+0.05$
 $+0.03$
SHIM ROLLER ASSEMBLY HEIGHT
TO THE GAUGE DIMENTION AS
STAMPED ON INNER CASING MACHINING
SET HEIGHT TO (GAUGE DIM) $+0.05$
 $+0.03$



G 部詳細図
DETAIL G

☐ APPROVED	☐ WITH COMMENT
☐ REVIEWED	☐ RESUBMIT
This approval or review does not relieve the Vendor / subcontractor of responsibilities to Meet all reuirements of the contract	
SIGN	ORIGINL CHECKED APRD (PRJ)
DATE	
SAMSUNG ENGINEERING CO., LTD	

REHABILITATION AND ADAPTATION PROJECT
SKIKDA REFINERY, ALGERIA

SONATRACH ACTIVITE AVAL-DIVISION
RAFFINAGE

SAMSUNG ENGINEERING CO., LTD.
SEOUL, KOREA
JOB NO. S02278
A/C NO.

SAMSUNG ENGINEERING

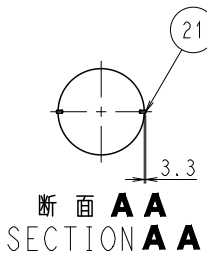
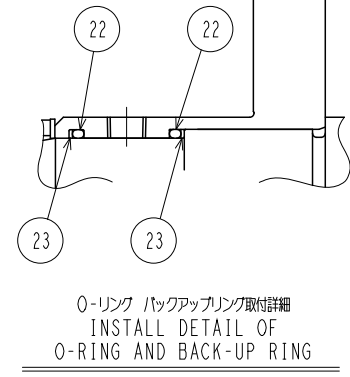
	ELLIOTT G. O. No.	DISTRIBUTION SET CUSTOMER E+100
	ELLIOTT S. O. No.	
☐ FOR APPROVAL AVOID DELAY TO MAINTAIN SHIPPING PROMISE. ONE APPROVED PRINT MUST BE RETURNED BY: _____	☐ FOR RECORD ANY REQUESTED CHANGE OF THIS EQUIPMENT WILL RESULT IN: 1. CONTRACT PRICE ADJUSTMENT. 2. EXTENDED SHIPPING PROMISE AS THIS CONTRACT IS IN MANUFACTURING PROCESS.	EETC812-1 E+10
		EETC813 E+10
BY _____ DATE _____	BY _____ DATE _____	EETC813E E+10
		EETC816-3 E+10
		EETC821-1 E+10
		EETC821-2 E
		EETC821-4 E+10
		材 1C
		工 2C
		機 1C

PROJECT DWG. No. 6648-0100-5-PJ-A3-0034-1	
JOB No. S0-2278	JOB/PROJECT NAME REHABILITATION AND ADAPTATION PROJECT SKIKDA REFINERY, ALGERIA
ITEM No. 100-TK-51	CUSTOMER SAMSUNG ENGINEERING CO., LTD.
SER. No. R09T012802	USER SONATRACH
APP'D BY H. NOBUKAWA	DATE Sep. 13, '10
DATE Sep. 13, '10	SERVICE RECYCLE GAS COMPRESSOR
MODEL 60MB7-6	SET 1
TITLE 全体組立断面図 (3/3) COMPRESSOR ASSEMBLY	
DSN'D BY R. KOBAYASHI	DATE Sep. 10, '10
CHK'D BY R. KOBAYASHI	DATE Sep. 10, '10
DRW'N BY A. YAMAZAKI	DATE Aug. 24, '10
PROJ. ER09T012801/950/3	REV. 1
SCALE 1:NTS	Elliott Ebara

段 数 STAGE NUMBER	組 立 隙 間 ASSEMBLY CLEARANCES							* C* 平衡盤 BALANCE PISTON SEAL
	1段目 1ST	2段目 2ND	3段目 3RD	4段目 4TH	5段目 5TH	7段目 7TH	* B* 中間アッシュ SHAFT SEALS 2段目 ~ 6段目 2ND THRU 6TH	
最小半径隙間 (mm) MIN. RADIAL	0. 53	0. 53	0. 53	0. 53	0. 53	0. 05	0. 37	0. 05
最大半径隙間 (mm) MAX. RADIAL	2. 13	2. 08	2. 06	2. 01	1. 98	0. 63	1. 72	0. 71
最小直径隙間 (mm) MIN. DIA.	1. 63	1. 60	1. 57	1. 55	1. 52	0. 33	1. 19	0. 35
最大直径隙間 (mm) MAX. DIA.	2. 67	2. 62	2. 59	2. 54	2. 51	0. 68	2. 10	0. 76

【図面管理登録済】

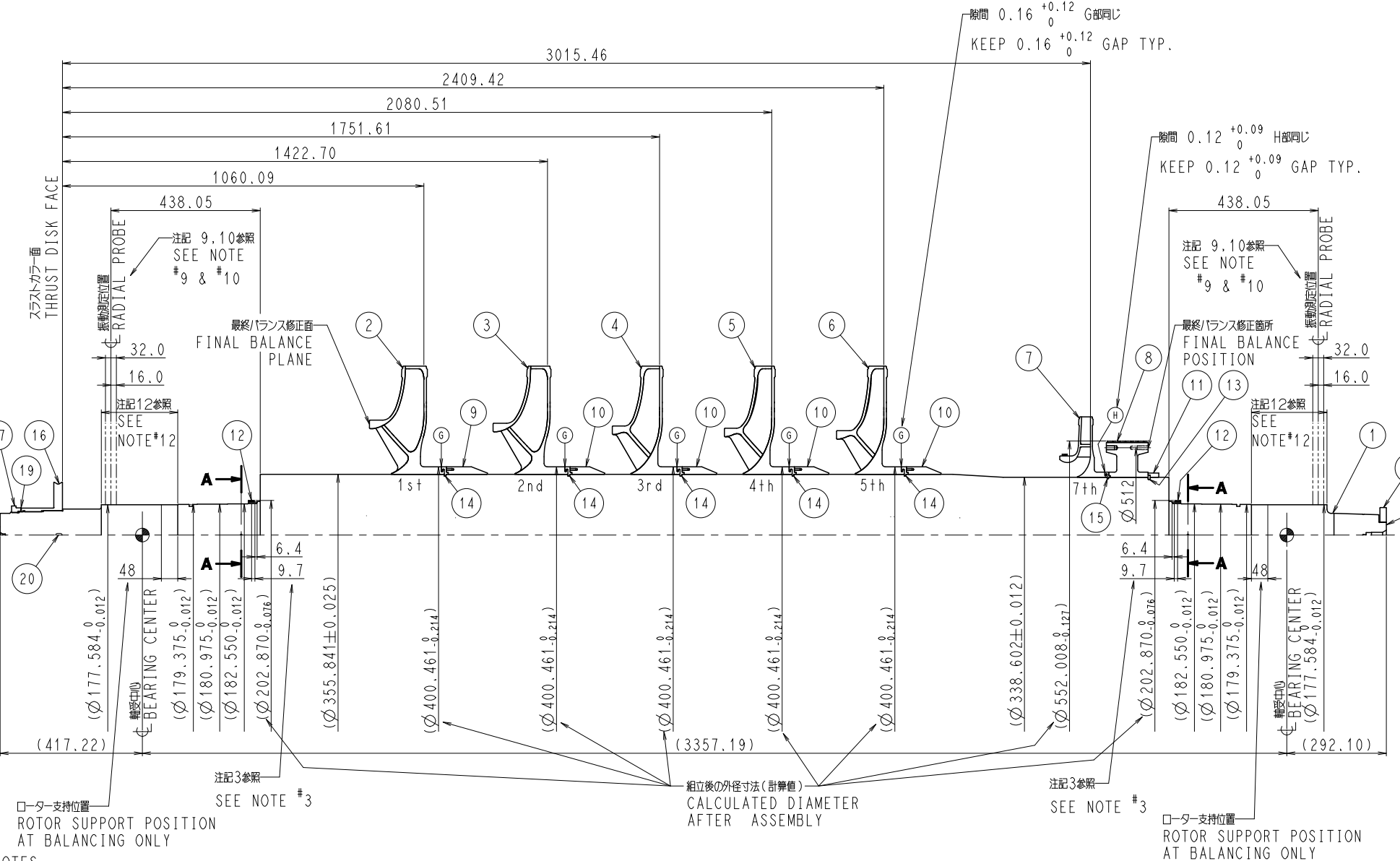
スラストカラーの組立、分解は
油圧着脱スラストカラー組立図を参照すること。
SEE INSTRUCTION BOOK
FOR ASSEMBLY AND/OR
DISASSEMBLY.



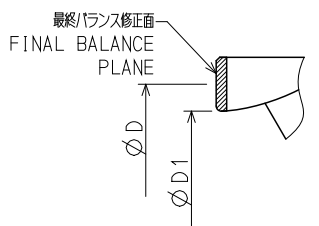
CW ROTATION
回転方向

軸移動検出面
AXIAL MOVEMENT
DETECTION FACE

INLET.FE



REVISIONS				
No.	DESCRIPTION	DATE	BY	APP.
1	REVISED MOTOR OVER SPEED TEST HOLD TIME (min=3min)	Aug.10.10	R. K	H. N
2	FOR FINAL	Mar.10.11	R. K	M. K



IMPELLER STAGE	1ST	2ND	3RD
D	648.82	630.47	614.44
D1	623.83	605.48	589.45

IMPELLER STAGE	4TH	5TH	7TH
D	601.40	587.01	453.23
D1	576.41	562.02	434.34

最終/バランス修正面詳細
DETAIL OF
FINAL BALANCE PLANE

FINAL

☐ APPROVED	☐ WITH COMMENT
☐ REVIEWED	☐ RESUBMIT
This approval or review does not relieve the Vendor / subcontractor of responsibilities to Meet all requirements of the contract	
SIGN	ORIGINL CHECKED (APRD(PR))
DATE	
SAMSUNG ENGINEERING CO.,LTD	

タービン側
TURBINE SIDE

- 注 記
- 全ての寸法は、ミリメートルで示してある。() 内寸法は参考値である。
 - バランス修正前に電気腐食により付表の製番とROTOR IDを記入する事。文字高さは4.5mmとする。
 - SP-205によりこの範囲で主軸単体のバランス修正すること。この時部品のついていないキー溝は、仮キーで補充すること。
 - SP-209によりバランス修正すること。
 - 焼きはめにより取付ける部品は、主軸を鉛直方向に立てて行なうこと。焼きはめの温度は290°Cから315°Cとすること。又焼きはめ後は常温までその状態で保持すること。焼きはめ代は略図290によること。
 - バランス修正後QASP4.23により振れ検査をすること。
 - ピンは高速/バランス施工後に取付のこと。
 - スラストカラー座金は最終組立まで折り曲げないこと。
 - 振動測定部(軸振動)のエレクトロニカルランナウトのチェック、修正を行なうこと。軸移動測定がスラストカラーナットの場合にはメカニカルランナウトの許容値内に修正すること。
 - 振動測定部には絶対にクロムメッキをしないこと。
 - 高速/バランス施工前に*の値を参照して、バランスチェックのこと。
 - この範囲でローターの残留磁気を測定のこと。詳細については検査方法を参照のこと。
 - セットピスはカップリングナットに含まれる。(ITEM.#18:P23A137)

- NOTES
- ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS. () IS REFERENCE.
 - BEFORE BALANCING, ELECTRO-ETCH SHOP ORDER NUMBER AND ROTOR ID SHOWN ON TABLE.
 - BALANCE SHAFT IN THESE AREAS PER SP-205 USING HALF KEYS IN VACANT KEYSEATS.
 - ASSEMBLE ALL PARTS AND BALANCE ROTOR ASSEMBLE PER SP-209.
 - HEAT ALL SHRINK PARTS 290°C MINIMUM, 315°C MAXIMUM. ASSEMBLE ALL SHRINK PARTS TO VERICALLY POSITIONED SHAFT. THEN KEEP THIS POSITION UNTIL ROTOR TEMP. COOLS DOWN TO ROOM TEMP.
 - CHECK ROTOR RUNOUT PER QASP4.23. AND RECORD RESULTS. DO NOT MAKE ANY CORRECTION WITHOUT ENGINEERING APPROVAL.
 - ASSEMBLE PINS(ITEM#21)AFTER ROTOR IS BALANCED.
 - DO NOT BEND THRUST DISK LOCKWASHER EDGE UNTIL FINAL ASSEMBLY.
 - CHECK AND CORRECT ELECTRICAL RUNOUT WITHIN RADIAL PROBE AREA. IF AXIAL MOVEMENT IS MEASURED ON THRUST DISK NUT FACE, CHECK AND CORRECT MECHANICAL RUNOUT OF IT. RUNOUT ALLOWANCES ARE SHOWN ON TABLE.
 - NO CHROME PLATING ON SENSING PROBE AREA.
 - PRIOR TO HIGH SPEED BALANCE, ROTOR ASSEMBLY SHOULD BE BALANCE CHECKED WITH REFERENCE VALUE MARKED *.
 - RESIDUAL MAGNETISM CHECK SHALL BE PERFORMED IN THESE PORTIONS. REFER TO "INSPECTION & TEST PROCEDURE" FOR DETAIL.
 - THE COUPLING NUT INCLUDES THE SET SCREWS. (ITEM#18:P23A137)

ローター仕様/SPECIFICATION OF ROTOR	
項目 ITEM	内容 DETAIL
最大連続回転速度 MAX. CONTINUOUS SPEED	6117 min ⁻¹
ローターオーバースピード ROTOR OVER SPEED	6729 min ⁻¹
一次共振速度(計算値) FIRST CRITICAL SPEED (CALCULATED)	2600 min ⁻¹
二次共振速度(計算値) SECOND CRITICAL SPEED (CALCULATED)	9500 min ⁻¹
カップリング取付方法 COUPLING FITTED	油圧着脱方式 HYDRAULIC FITTED
スラストカラー取付方法 THRUST DISK FITTED	油圧着脱方式 HYDRAULIC FITTED
ラジアルプローブ許容値 ALLOWABLE RUNOUT	6.4 μm
軸移動(軸方向) AXIAL MOVEMENT	12.7 μm

電気腐食記入項目/ELECTRO-ETCH DETAIL		
製番 SHOP ORDER No.	ITEM NO.	ROTOR ID
R09T012802	100-TK-51	A-ROTOR
R09T012802	100-TK-51	B-ROTOR

バランス施工法/ROTOR BALANCING	
高速/バランス法 HIGH SPEED BALANCING	

最大許容軸振動速度 MAX. ALLOWABLE VIBRATION VELOCITY MEASURED ON BEARING CAP	
AT MAX. CONT. SPEED 1.2mm/sec (rms)	

ローター過速度試験仕様 ROTOR OVER SPEED TEST SPEC.	
試験速度 TEST SPEED	6729 min ⁻¹
試験時間 TESTING PERIOD	5 min

高速/バランス施工前に主軸とローター組立を下記表でバランス修正を行うこと。(注記3.4.11参照) PRIOR TO HIGH SPEED BALANCE, SHAFT AND ROTOR ASSEMBLY SHOULD BE BALANCED PER THE FOLLOWING TABLE(SEE NOTES#3.#4.#11):			
番号 NO.	対象 BALANCING COMPONENTS	重量 WEIGHT	最大許容不平衡量(各平衡面当り) MAX. ALLOWABLE UNBALANCE (EACH BALANCE PLANE)
1	主軸単体 S H A F T	2273 kg	1145 g-mm
2	最終/バランス調整ローター (INCLUE COUPLING & EXCLUE GAS SEAL)	3353 kg	* 1689 g-mm

45	組立	ROTOR ASSEMBLY	ER09T01280195145
23	バックアップリング	BACK-UP RING	2 OASBC-R253
22	Oリング	O-RING	2 OAS-RB253
21	ピン	PIN	4 B883961-1
20	スラストカラーキー	THRUST DISK KEY	1 P37D5166
19	スラストカラー座金	THRUST DISK LOCKWASHER	1 A846887-2
18	カップリングナット(左ねじ)	COUPLING NUT(L.H.)	1 P28F357
17	スラストカラーナット(左ねじ)	THRUST DISK NUT(L.H.)	1 A881345-4
16	スラストカラー	THRUST DISK	1 A870256-1
15	羽根車カラーキー	IMPELLER AXIAL LOCK KEY	1 E0820308-5
14	羽根車カラーキー	IMPELLER AXIAL LOCK KEY	5 E9820440-5
13	シャフトカラーキー	SHAFT COLLAR KEY	1 E0820310-5
12	ラビリンスシールスリーブ	LABYRINTH SEAL SLEEVE	2 ACC0781-11
11	シャフトカラスリーブ	SHAFT COLLAR SLEEVE	1 E0820309-5
10	軸スリーブ	SHAFT SLEEVE	4 E0820307-1
9	軸スリーブ	SHAFT SLEEVE	1 E0820306-1
8	平衡盤	BALANCE PISTON	1 E0820305-1
7	羽根車	IMPELLER	1 E0812951-4
6	羽根車	IMPELLER	1 E0812950-4
5	羽根車	IMPELLER	1 E0812949-4
4	羽根車	IMPELLER	1 E0812948-4
3	羽根車	IMPELLER	1 E0812947-4
2	羽根車	IMPELLER	1 E0812946-4
1	主軸	SHAFT	1 E0820402-1

番号 NO.	部品名 PART NAME	個数 Q'TY	部品番号 PART NUMBER	記事 DESCRIPTION
-----------	------------------	------------	---------------------	-------------------

締付けトルク TORQUE REQUIREMENTS		
部品 ITEM	許容値 TOLERANCE	+10% 0%
スラストカラーナット THRUST DISK LOCKNUT	101.7	
カップリングナット COUPLING NUT	108.5	

REHABILITATION AND ADAPTATION PROJECT
SKIKDA REFINERY, ALGERIA

SONATRACH ACTIVITE AVAL-DIVISION
RAFFINAGE

SAMSUNG ENGINEERING CO., LTD.
SEOUL, KOREA
JOB NO. S02278
A/C NO.

SAMSUNG ENGINEERING

ELLIOTT G.O.No.	DISTRIBUTION SET
ELLIOTT S.O.No.	CUSTOMER E
EETC812-1	E+10
EETC813	E+10
EETC813E	
EETC816-3	E+10
EETC821-1	E+10
EETC821-2	E+10
EETC821-4	E+10

☐ FOR APPROVAL	☐ FOR RECORD
ANY REQUESTED CHANGE OF THIS EQUIPMENT WILL RESULT IN: 1. CONTRACT PRICE ADJUSTMENT. 2. EXTENDED SHIPPING PROMISE AS THIS CONTRACT IS IN MANUFACTURING PROCESS.	

BY	DATE	BY	DATE
----	------	----	------

1C	4C	1C
----	----	----

PROJECT DWG. No.
6648-0100-5-PJ-A3-0035-2

JOB No.
SO-2278

ITEM No.
100-TK-51

SER No.
R09T012802

APP'D BY
M. KASHIWA

DATE
Jul. 22, 10

SERVICE
RECYCLE GAS COMPRESSOR

MODEL
60MB7-6

SET
1

TITLE
ローター組立図
ROTOR ASSEMBLY

PROJ.
ER09T012801/951

DWG No.
ER09T012801/951

REV.
2

SCALE
1:8

Elliott Ebara



CENTRIFUGAL AND AXIAL COMPRESSOR
DATA SHEET (API 617 - 7TH Chapter 2)
METRIC UNITS

JOB NO. _____ ITEM NO. 100-TK-51
PURCHASE ORDER NO. _____
INQUIRY NO. _____
REVISION NO. 2 DATE Oct. 18. 2010
PAGE 3 OF 7 BY K.H

CONSTRUCTION FEATURES

☐ SPEEDS:

MAX. CONT. 6117 RPM TRIP 6729 RPM
MAX. TIP SPEEDS: 302.2 m/s @ 100% SPEED
317.3 m/s @ MAX.CONT.SPEED

☐ LATERAL CRITICAL SPEEDS (DAMPED)

FIRST CRITICAL 2600-2700 RPM Bending MODE
SECOND CRITICAL 9500 RPM Bending MODE
THIRD CRITICAL - RPM - MODE
FOURTH CRITICAL - RPM - MODE

☐ LATERAL ANALYSIS ADD'L. REQUIREMENTS (1-2.6.2.14)

☐ TRAIN LATERAL ANALYSIS REQ'D.(1-2.6.2.6)

☒ TRAIN TORSIONAL ANALYSIS REQ'D.(1-2.6.7.1)

☐ TORSIONAL CRITICAL SPEEDS:

FIRST CRITICAL 986 RPM
SECOND CRITICAL 15188 RPM
THIRD CRITICAL 19039 RPM
FOURTH CRITICAL - RPM

☐ LIST OF TRAIN UNDESIRABLE SPEEDS (1-2.6.1.4)

☒ STABILITY ANALYSIS (1-2.6.5) PER EETC STD METHOD

☐ VIBRATION: "Excluding runout"

ALLOWABLE TEST LEVEL 25.4 μ m
(PEAK TO PEAK)

NAMEPLATE (2-2.11.2)

☐ US CUSTOMARY ☒ METRIC ☐ SI

☐ ROTATION, VIEWED FROM DRIVEN END ☐ CW ☒ CCW

☐ MATERIALS INSPECTION REQUIREMENTS (1-4.2.2.1)

☐ REFER TO INSPECTION AND
TEST QUALITY PLAN (6648-
0100-5-PJ-VD-0051)

AT CONCURRENT PRESSURE (kg/cm²G)

☐ OTHER TRAIN COMPONENTS (1-2.2.1.15.2)

☐ CASING:

MODEL 60MB7-6
CASING SPLIT Vertical
MATERIAL ASTM A-516 Gr. 60
THICKNESS (mm) CORR.ALLOW.(mm)
MAX. ALLOW. PRESS. 24 kg/cm2G
TEST PRESS. (kg/cm2G) HELIUM 24 HYDRO 36
MAX. ALLOW.TEMP. (°C) 200
MAX. OPER. TEMP. 200 °C MIN. OPER. TEMP. 0 °C
MAX. CASING CAPACITY (m³/h)

☐ SYSTEM RELIEF VALVE SET PT.(2-2.3.1.1) kg/cm2G

☐ Q.C. OF INACCESSIBLE WELDS (1-2.3.1.11.2)

☐ DIAPHRAGMS:

MATERIAL JIS SS400(ASTM A283Gr.D)/ASTM A-536 Gr.60-40-18
AXIALLY SPLIT ☒ YES ☐ NO (2-2.4.8)

☐ INTERMEDIATE MAIN PROCESS CONNECTIONS (2-2.4.5)

DISCH. PRESS. (kg/cm²G): MAX. MIN.

INLET PRESS. (kg/cm²G): MAX. MIN.

☐ GUIDE VANES: N/A

MATERIAL

NO. OF AXIAL BLADE ROWS

NO. OF ADJUSTABLE ROWS

NO. VANES GUIDE VANE

☐ IMPELLERS:

NO. 6 DIAMETERS (mm) 990.7 x 5 PCS, 749.1x1 PC

NO. VANES EA. IMPELLER 15

TYPE (OPEN, ENCLOSED, ETC.) Enclosed

TYPE FABRICATION Welded

MATERIAL AISI4340

MIN. YIELD STRENGTH (kg/cm²) 7382

HARDNESS: (Re)(Brinell) MAX. 302 MIN. 255

SMALLEST TIP INTERNAL WIDTH (mm) 24.6

MAX. MACH. NO. (@Guar. case) @ IMPELLER EYE 0.30

MAX. IMP. HEAD (@Guar. case) (kg-m/kg) 5092

☐ SHAFT

☒ ONE PIECE ☐ BUILT UP

MATERIAL AISI4340Mod.

DIA. @ IMPELLERS (mm) 355.8 / 338.6

DIA. @ COUPLING (mm) 127

SHAFT END: ☒ TAPERED ☐ CYLINDRICAL

☐ SPLINED ☐ INTEGRAL FLANGE

MIN. YIELD STRENGTH (kg/cm²) 7382

SHAFT HARDNESS (BHN) (Re) 248 - 302

MAX. TORQUE CAPABILITY (kg-m)

☐ BALANCE PISTON:

MATERIAL AISI4140 AREA (mm²)

FIXATION METHOD Shrink Fit

NORMAL CLEARANCE (mm)

FLOW WITH NORMAL CLEARANCE (kg/h)

FLOW WITH 2X NORMAL CLEARANCE (kg/h)

☐ PRESS. CONN. BAL. LINE DOWNSTREAM (2-2.5.4.3)

☐ SHAFT SLEEVES:

AT INTERSTG. CLOSE MATERIAL AISI410SS

CLEARANCE POINTS

AT SHAFT SEALS MATERIAL S.Steel

☒ ACCESSIBLE (2-2.8.3)

☐ ROTOR DISASSEMBLY AND REASSEMBLY (1-2.6.8.2.1.1)

☒ AT SPEED BALANCING (1-2.6.8.3)

☐ SEQUENTIAL LOW SPEED BAL. PREC. AT SPEED BAL. (1-2.6.8.6)

☐ RESIDUAL BALANCE CHECK (1-2.6.8.7)

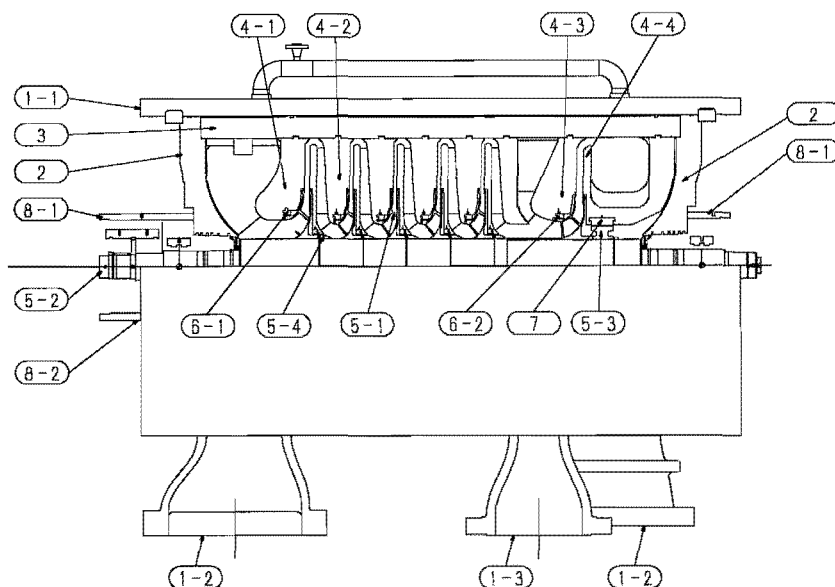
☐ LABYRINTHS:

INTERSTAGE

TYPE Stationary, Abradable MATERIAL Aluminum, Steel/Fluorosint

BALANCE PISTON

TYPE Abradable MATERIAL Steel/Fluorosint



TYPICAL
DRAWING

R09T012802
60MB7-6

No.	PART NAME	MAT' L	US EQUIV. MAT' L	REF
CASING				
1-1	OUTER CASING	ASTM A516 Gr. 60	—	
1-2	NOZZLE INLET / DISCH.	ASTM A216 Gr. WCB	—	
1-3	NOZZLE EXTRACTION	ASTM A216 Gr. WCB	—	
2	ENDWALL	ASTM A350 Gr. LF2 Mod.	—	
3	INNER CASING	JIS SS400K(KILLED STEEL)	ASTM A283 Gr. D	
DIAPHRAGM				
4-1	INLET	JIS SS400K(KILLED STEEL)	ASTM A283 Gr. D	
4-2	INTERMEDIATE	JIS SS400K(KILLED STEEL) /ASTM A536 Gr. 60-40-18	ASTM A283 Gr. D /-	
4-3	EXTRACTION	JIS SS400K(KILLED STEEL)	ASTM A283 Gr. D	
4-4	DISCH. VOLUTE	ASTM A536 Gr. 60-40-18	—	
ROTOR				
5-1	IMPELLER	AISI 4340	—	
5-2	SHAFT	AISI 4340 Mod.	—	
5-3	BALANCE PISTON	AISI 4140	—	
5-4	SLEEVE (INTERSTAGE)	AISI 410	—	
6-1	INTERSTAGE LABYRINTH	ALUMINUM	—	1ST SECTION
6-2	INTERSTAGE LABYRINTH	FLUOROSINT	—	2ND SECTION
7	BALANCE PISTON SEAL	FLUOROSINT	—	
8-1	BEARING HOUSING	JIS SS400K(KILLED STEEL)	ASTM A283 Gr. D	
8-2	BEARING HOUSING RETAINER	ASTM A216 Gr. WCB	—	THR. SIDE

REMARKS

100-F-8
(Steam Generator)

