



République Algérien Démocratique et Populaire  
Ministre de L'enseignement Supérieur et de  
La Recherche Scientifique



UNIVERSITE DE KASDI MERBAH - OUARGLA

Faculté des Sciences et Sciences de L'ingénieur

Département : Génie des Procédé

Spécialité : Chimie Industrielle

Option : Génie Chimie

Présente par :

- Kafi Hamza
- Benkhira Khaled

## Mémoire de Fin D'études

Thème

# Récupération des gaz torchés de l'unité de réinjection de Gassi-touil

Soutenu publiquement le : Mardi 20/09/2005 à 8 :30 devant le jury

Mr : Dounite. Salah

Mr : Sekirifa Med Lamine

Mr : Sellami.H

Président

Examineur

Rapporteur

Année Universitaire:2004-2005

## الإهداء

الى التي وهبني الله على يدها الحياة  
الى التي عاجز ان اذكر فضلها علي  
الى الشمعة التي انارت لطريقي  
الى أمي.....

الى الذي رعاني ومن فيض العناية والحنان سقاني  
الى الذي رباني وقادني لطريق العلم وحثني عليه...  
الى أبي.....

الى عائلتي بن خيرة و لسود وخاصة جدي وجدتي أدعو ان يطيل  
الله في عمرهما ويبقيهما دخرنا لنا.....

الى أخي تيجاني وأخواتي كل واحدة باسمها اتمنى لهم  
النجاح سواء في ميدان الدراسي او المهني وإلى زميلي في العمل  
كافي حمزة وعائلته

إلى كل الأصدقاء وخاصة عدنان وخالد وشوقي  
الى رفاق الدرب والمعرفة  
الى كل من أحبني واحببته  
اهدي لهم ثمرة عملي.

# Dédicaces

*Je dédie ce mémoire :*

*A ma mère pour son esprit de sacrifice et son encouragement, affection et conseils, et que dieu te garde pour nous.*

*A mon père pour son esprit de conseil et encouragement.*

*Soyez assurés de mon dévouement et ma gratitude, ainsi que mon amour éternel, et mes sœurs et à mon petit frère Fouad.*

*A mes amis intimes : atef.b et Lotfi.H et Soufien.A. Chaouki.g*

*A mon promoteur : Mr SLAMI, pour sa patience pour la réalisation de ce travail.*

*A toute ma famille.*

*A mes amis : Lahcen.B, Faïçal.B, Kamel, Hamza, Maamar, Abderrezak, Soufien, Mekki, Ramzi, Lahcen, Faïçal.D, Imad, Azouzi, Hamza*

*A mes collègues de la promotion Génie chimie 2005.*

*A tous ceux que j'aime.*

*Hamza KAFI*

## **Remerciement**

Louange à dieu, par sa miséricorde que nous sommes arrivés à réaliser ce travail.

Nous tenons à remercier du fond du cœur, notre encadreur monsieur SALAMI maître assistant à l'université de Ouargla, notre encadreur de stage monsieur KACIMI ingénieur en exploitation, ainsi que le personnel de la division d'exploitation de la région de Gassi-Touil, et Mr KAFI Abbas, comme nous adressant nous remerciment à Mr SENOUCI Salah ingénieur en mécanique (naftogaz), et tout ceux qui nous ont idée, ainsi que les membres de guérie, comme nous tenons à remercier nous professeurs qui ont contribué à notre formation de puis le primaire jusqu'à aujourd'hui en particulier Mr SAOULI, Mr DOUNITE, Mr SEGNI, nous tenons aussi à remercier, tous ceux qui d'une façons ou d'une autre, nous ont fait part de leur aide et ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

## Nomenclature

SDC	: Salle de contrôle
SNCC	: Système numérique de contrôle commande
MPR	: Fournisseur de la section TBP
APIMPR	: Automate de la section TBP de fourniture MPR
GE	: Générale électrique (fournisseur de la turbine à gaz)
GOR	: Gaz oil rapport
WOR	: Water oil rapport
SDV	: Shut down valve / vanne de sectionnement
PV	: Pressure valve / vanne dont l'ouverture est contrôlée par la pression
ROV	: Remotely Operated valve / vanne commandée à distance
FV	: Flow valve / vanne dont l'ouverture est contrôlée par débit
HP	: Haute Pression
MP	: Moyenne Pression
BP	: Basse Pression
TBP	: Très basse pression
W	: Le travail
$\eta$	: Le rendement
Q	: Le débit massique
G	: Le débit volumique
$\rho$	: La masse volumique de gaz
V	: Le volume de gaz
P	: La pression
m	: La masse
$P_1$	: La pression d'aspiration
$P_2$	: La pression de refoulement
T	: Température
$N_R$	: Nombre des roues

- $P_{(p-ci)}$  : La pression pseudo-critique  
 $T_{(p-ci)}$  : La température pseudo-critique  
 $P_{red}$  : La pression réduite  
 $T_{red}$  : La température réduite  
 $P_u$  : La puissance  
 $\gamma$  : Coefficient adiabatique  
 $n$  : L'exposant polytropique  
 $M$  : La masse moléculaire de gaz  
 $\varepsilon$  : Le taux de compression  $\varepsilon = \frac{P_{ref}}{P_{asp}}$   
 $Z$  : Coefficient de compressibilité  
 $R$  : Constante des gaz parfaits  $R = 8,314 \text{ J/mol. } ^\circ\text{C}$   
 $C_p$  : La chaleur massique à pression constante  
 $C_v$  : La chaleur massique à volume constante

### Indices

- $i_s$  : Isentropique  
 $P$  : Polytropique  
 $R$  : Réel  
 $1$  : Première section  
 $2$  : Deuxième section  
 $\acute{e}$  : Etage  
 $11$  : Aspiration à la 1<sup>er</sup> section  
 $12$  : Aspiration à la 2<sup>eme</sup> section  
 $21$  : Refoulement à la 1<sup>er</sup> section  
 $22$  : Refoulement à la 2<sup>eme</sup> section  
 $asp$  : Aspiration  
 $ref$  : Refoulement  
 $m$  : masse  
 $v$  : volume

## Liste des figures

Fig (III.1) : Compresseur bi-étagé mono flux à piston différentiel.....	33
Fig (III.2) : Compresseur bi-étagé mono flux « diagramme indicateur Théorique ».....	33
Fig (III.3) : Compresseur bi-étagé à un seul effet et à piston différentiel....	35
Fig (III.4) : Compresseur bi-étagé à un seul effet et à piston différentiel « diagramme indicateur théorique ».....	35
Fig (III.5) : Compresseur tri-étagé à piston différentiel.....	37
Fig (III.6) : Compresseur tri-étagé à piston différentiel « écoulement branché ou premier étage ».....	37
Fig (III.7) : Schéma d'un compresseur six-étagé à piston différentiel.....	37
Fig (III.8) : Compresseur rotatif.....	38
Fig (III.9) : Compresseur bi-rotatif à vis-sans fin.....	42
Fig (III.10) : Compresseur axial.....	45
Fig (III.11) : Compresseur axial a rotor (moyeu) de diamètre.....	46
Fig (III.12) : Principe de fonctionnement.....	51
Fig (III.13) : Compresseur en traîne par turbine-coupe longitudinale du deuxième carter.....	52
Fig (III.14) : Compresseur au service d'un haut fourneau.....	53
Fig (III.15) : Compresseur avec refroidisseurs intégrés.....	54
Fig (IV.1) : Diagrammes S-T des évolutions de compresseurs décrites par les équation.....	60
Fig (IV.2) : Diagrammes P-V des évolutions de compresseurs décrites.....	60
Fig (IV.3) : Les caractéristique principales d'un compresseur centrifuge....	65

## Liste des tableaux

Tableaux (V.1) : Les caractéristiques des compresseurs en 1 <sup>er</sup> variante.....	93
Tableaux (V.2) : Les caractéristiques des compresseurs modifiées en 2 <sup>eme</sup> variante.....	94
Tableaux (V.3) : Les caractéristiques des compresseurs modifiées en 3 <sup>eme</sup> variante.....	95



## Sommaire



Introduction générale.....1

### **CHPITRE I : Présentation de la région de Gassi-Touil**

I.1- Situation géographique et limites.....2

I.2- Caractéristique climatiques.....2

I.3- Historique et découverte des champs de Gassi-Touil.....2

I.3.1- Nombre totale des puits forés.....4

I.3.2- Dates de mise en production.....4

I.3.3- Types d'effluents.....4

I.3.4- Les champs.....4

I.4- Description générale du centre de Gassi-Touil.....5

I.4.1- Unité de traitement de brut.....5

I.4.2- Unité de traitement de gaz.....8

### **CHAPITER II : Unité de réinjection**

II.1- Généralités sur la récupération des gaz torchés.....11

II.1.1- projet (GGFR).....11

II.1.2- L'objectif permanent de Sonatrach.....12

II.2- Préface.....16

II.3- Unité de réinjection.....17

II.3.1- Collectes des gaz associés.....17

II.3.2- Unité de compression TBP.....18

II.3.3- Unité de compression BP.....20

II.3.4- Unité de compression MP-HP.....24

### **CHAPITER III : Généralités sur les compresseurs**

III.1- Définition du compresseur.....29

III.2- Classification des compresseurs.....29

III.2.A- Compresseur volumétrique.....30

III.2.A.1-Les compresseurs alternatifs.....30

III.2.A.2-Les compresseurs rotatifs.....38

III.2.B- Les turbo compresseurs.....43

III.2.B.1-Les compresseurs axiaux.....	43
III.2.B.2-Les compresseurs centrifuges.....	47

#### CHAPITER IV : Notion de base de calcul des compresseurs

IV.1- Thermodynamique de compresseur.....	55
IV.2- Equation de base.....	56
IV.3- Les diagramme S-T et P-V.....	57
IV.4- Equation d'énergie pour le cycle compresseur.....	61
IV.5- Rendement de compresseur.....	63
IV.5.1- Rendement isentropique.....	63
IV.5.2- Rendement polytropique.....	63
IV.6- Caractéristique d'un procès de compression .....	64
IV.7- Caractéristique d'un compresseur.....	64
IV.8- Pompage d'un compresseur centrifuge.....	66
IV.9- Système de protection anti-pompage.....	67

#### CHAPITER V : Exploitation de l'unité de compression (MP-HP)

V.1- Position du problème.....	69
V.2- Les paramètres de fonctionnement.....	70
V.3- Détermination du coefficient de compressibilité du gaz (MP,HP).....	72
V.3.1- Calcul la température d'aspiration « MP ».....	73
V.3.2- Calcul la compressibilité Pour la 1 <sup>er</sup> variante.....	73
V.3.3- Calcul la compressibilité Pour la 2 <sup>eme</sup> variante.....	74
V.4- Détermination de la masse moléculaire du gaz (MP,HP).....	74
V.5- Calcul la chaleur spécifique.....	75
V.6- Calcul de la 1 <sup>er</sup> variante « calcul avec anti-pompage ».....	76
V.6.1- Calcul du travail isentropique par unité de masse.....	76
V.6.2- Calcul du travail réel par unité de masse.....	77
V.6.3- Calcul des rendements isentropique .....	77
V.6.4- Calcul de la température de refoulement.....	78
V.6.5- Calcul de la masse volumique d'aspiration et refoulement (MP-HP).....	79
V.6.6- Calcul de l'exposant polytropique.....	80

V.6.7- Calcul du rendement polytropique .....	81
V.6.8 - Calcul du travail polytropique par unité de masse.....	82
V.6.9- Calcul du travail par étage (par unité de masse).....	82
V.7- Calcul de la 2 <sup>ème</sup> variante (Calcul sans anti-pompage ).....	83
V.7.1- Calcul du travail isentropique par unité de masse.....	83
V.7.2- Calcul du travail réel par unité de masse.....	84
V.7.3- Calcul des rendements isentropiques .....	85
V.7.4- Calcul de la température de refoulement.....	85
V.7.5- Calcul la masse volumique d'aspiration et refoulement(MP-HP)..	86
V.7.6- Calcul de l'exposant polytropique.....	87
V.7.7- Calcul du rendement polytropique .....	88
V.7.8- Calcul du travail polytropique par unité de masse.....	88
V.7.9- Calcul du travail par étage (par unité de masse).....	89
V.8- Calcul de la 3 <sup>ème</sup> variante (Calcul sans anti-pompage ).....	90
V.8.1- Calcul de travail réel.....	90
V.8.2- Calcul de la puissance.....	90
V.8.3- Calcul de la température de refoulement .....	91
V.8.4- Calcul de la masse volumique de refoulement « HP ».....	91
V.8.5- Calcul de l'exposons polytropique.....	91
V.8.6- Calcul du rendement polytropique .....	91
V.8.7- Calcul du travail polytropique par unité de masse.....	92
V.8.8- Calcul du travail par étage (par unité de masse).....	92
V.9- Etude des variantes.....	93
V.10- Analyse des variantes.....	96
V.11-Choix de variante.....	97
Conclusion générale.....	98
Références bibliographique.....	99
Annexes	

## Introduction

Au niveau des champs pétrolier algériens les gaz associés au pétrole étaient auparavant torchés, ce qui constitue une perte d'énergie assez importante ; sa réduction est sa récupération est bénéfique sur le plan économique et écologique.

L'unité de réinjection a été mise en service en 2002 au centre de production de Gassi-Touil.

Les gaz associés sont récupérés dans l'unité de séparation, comprimés puis réinjectés dans le gisement, pour le maintien de la pression.

La station de compression de Gassi-Touil a été construite pour récupérer et réinjecter le gaz de séparation qui était torché auparavant.

L'unité de compression est conçue pour fonctionner avec 4 trains de compresseur centrifuges.

L'objectif principal de ce travail est d'étudier la mise en marche de la station de compression (MP- HP) avec le nouveau débit. Il est à noter que l'alimentation de l'unité de compression par le gaz d'appoint provenant de l'unité de traitement de gaz a été arrêtée pour des raisons techniques. Cela va entraîner un changement des différents paramètres de fonctionnement des compresseurs (MP-HP)

Sur la base des nouvelles données, nous avons testé trois variantes concernant le fonctionnement de l'unité de compression. La première variante fait intervenir un calcul avec anti-pompage alors que les deux autres variantes font intervenir un recyclage des gaz.

# **Chapitre : 01**

## **Présentation de région de Gassi-Touil**

**I.1- Situation géographique et limites**

D'une superficie de 120 km<sup>2</sup> environ; la région de Gassi-Touil est située à 150 km au sud-est de Hassi-Messaoud et à 230 km sud-est de Ouargla.

Elle est à vocation pétrolière et gazière. Le siège de la région est implanté au lieu dit " Hassi-Touareg " et est desservie par la route nationale R N 3 reliant Hassi-Messaoud à In-Amenas .

**I.2- Caractéristiques climatiques**

La région de Gassi-Touil se trouve à une altitude de 210m environ . Région à caractère désertique sujette aux tempêtes de sable . Les effets de neige et le séisme ne sont pas à envisager et les conditions climatiques les plus importantes sont :

- Température de l'air : -5°C min ( sous abri en hiver ) et + 55°C Max ( sous abri en été ) .
- Humidité relative : 10% min et 75% Max .
- Pluviométrie/gelée : 20 mm en 24 heures avec possibilité d'orages violentes; fréquents gelées en hiver .
- Vents : violents et souvent accompagnés de tempêtes de sable (180 km/h à 10 m au-dessus du sol avec une direction Nord-Est / Sud-Ouest ) .

**I.3- Historique et découverte des champs de Gassi-Touil**

Le champ de Gassi-Touil a été découvert en 1961 par le forage de G-T 1, implanté au sommet de la structure (COPEFA - CEP).

Ce forage a mis en évidence la présence de gaz dans les réservoirs des Trias Supérieur et Inférieur. Il a fallu attendre le forage de GT 3 (Novembre 1962 - Mars 1963), implanté sur le flanc Est de la structure, pour découvrir de l'huile dans le Trias Inférieur à une profondeur de 2100 m, soit - 1891 m absolu.

Le forage de GT 4 (Juin 1963 à Octobre 1963) a aussi montré que le Trias Intermédiaire était imprégné d'huile dans cette zone à une profondeur de 2020 à 2037 m.

Le développement de ce champ a été poursuivi très rapidement durant les deux années suivantes où pas moins de 30 puits ont été forés et mis en exploitation.

Depuis, le forage de nouveaux puits a continué jusqu'en 1974, pour délimiter les contours du gisement.

La structure de ce gisement se présente sous forme d'un anticlinal allongé sur 20 km environ dans l'axe Nord-Sud et 5 km environ dans l'axe Est-Ouest.

Le flanc Ouest accidenté est fermé par une grande faille longitudinale, tandis que les extrémités sont affectées par deux failles de moindre importance de sens Sud-Ouest/Nord-Est.

Cette structure est compliquée au sommet par 03 petites culminations situées respectivement au nord, au centre et au sud.

Le réservoir est formé par le complexe Argilo-Gréseux du Trias qui présente 03 horizons producteurs, séparés par des couches d'argile discontinues, plus ou moins imperméables, de sorte qu'ils se comportent comme des gisements indépendants :

- Le Trias Argilo-Gréseux Supérieur (T.A.G.S.)
- Le Trias Intermédiaire
- Le Trias Argilo-Gréseux Inférieur (T.A.G.I.)

La couverture principale de ce réservoir est constituée par une épaisse couche d'évaporites (sel, anhydrites) du Trias salifère.

**I.3.1- NOMBRE TOTAL DE PUIITS FORES :**

Le nombre totale de puits forés est 80 puits dont :

- 35 puits producteurs d'huile dans le Trias Inférieur  
(02 puits complétés dans les Trias Intermédiaire et Inférieur)
- 13 puits producteurs d'huile dans le Trias Supérieur
- 12 puits producteurs de gaz dans le Trias Supérieur
- 06 puits Injecteurs de gaz dans le Trias Inférieur
- 01 puits producteur d'huile transformé en Injecteur d'eau
- 02 puits producteur d'huile transformés en puits d'eau de l'Albien
- 11 Puits secs ou abandonnés

**I.3.2- DATES DE MISE EN PRODUCTION :**

- Trias Argilo-Gréseux Inférieur Huile : Avril 1963
- Trias Intermédiaire Huile : 1966
- Trias Supérieur Huile : Mai 1964
- Trias Supérieur Gas-Cap : Décembre 1976
- Début de réinjection de gaz : 1974
- Début d'injection d'eau : 1986

**I.3.3- TYPES D'EFFLUENTS :**

- Trias Argilo-Gréseux Supérieur : Huile + Gaz à condensats
- Trias Argilo-Gréseux Inférieur : Huile
- Trias Argilo-Gréseux Intermédiaire : Huile

**I.3.4- Les champs**

- Gassi-Touil : il s'étend sur une superficie de 120km<sup>2</sup> et comptant 72 puits
- Hassi-Chergui : il s'étend sur une superficie de 48km<sup>2</sup> et comptant 8 puits à huile
- Toulal : il s'étend sur une surface de 66km<sup>2</sup>, il compte 3 puits à gaz



- Nezla Gaz : il s'étend sur une superficie de 120km<sup>2</sup> et comptant 17 puits à gaz
- Nezla Nord : il s'étend sur une surface de 65km<sup>2</sup>, comptant 3 puits à huile
- Brides : champs en exploration.
- Hassi-Touareg : d'une surface de 155km<sup>2</sup> et compte 12 puits à gaz
- Gassi El Adem : il s'étend sur une surface de 42km<sup>2</sup> et compte 2 puits à gaz.

#### **I.4- Description générale du centre de production**

La totalité de la production de gaz et de brut de la région de Gassi-Touil est cheminée vers un Seul centre de production comprenant:

- Une unité de traitement de brut .
- Une unité de traitement de gaz .
- Une station de réinjection de gaz .
- Des installations d'utilité (centrale électrique, production d'air instrument ) .
- Des installations auxiliaires ( systèmes de lutte anti-incident ) .
- Des infrastructures ( ateliers de maintenance, bureaux ) .

##### **I.4.1- unité de traitement du brut :**

Elle a comme but la stabilisation du brut et la récupération du gaz pour la réinjection.

Cette unité est composée de 5 batteries de séparateurs (HP , MP )dont une est d'estimée au traitement d'huile faible GOR . le brut des puits à fort GOR est traité séparément dans le séparateur HP7 ( 60 bars).

Pour des raisons économiques les puits sont reliés au centre comme suit :

- Les puits lions du centre sont regroupées sur satellites ( Sat 1, Sat 2, Sat 3 ) et au centre par l'intermédiaire des pipes de 12" de diamètre .

- Les puits proches du centre sont relié directement au centre de production par l'intermédiaire des lignes de 4" de diamètre .
- Des puits proches du centre et proches entre eux sont reliés entre eux par des petites satellites reliés au centre par l'intermédiaire des lignes de 6" .

A l'entrée du centre les arrivés du puits proches ( 4" et 6" ) regroupés entre eux sur un manifold ( Sat 0 ).

Les collectes du manifold d'entée du centre relie ce dernier à :

- Les batteries de séparation principales .
- Les batteries de séparation B1 .
- Le séparateur HP7
- Vers torches.

L'unité de traitement de brut se compose de :

- Une section de séparation .
- Une section de stockage et expédition .

#### **a- Section de séparation**

La section de séparation regroupe une série de 09 batteries chaque batterie est formée d'un couple de séparateurs . avec une capacité de traitement initiale : 21000 m<sup>3</sup> /j

#### **Principe :**

Le pétrole brut extrait d'un gisement est généralement accompagné de gaz dissous, d'eau saiee et de particules solides provenant de sédimenter en causant la corrosion des installations; le traitement du brut est une opération de séparation qui consiste à éliminer le gaz, l'eau et les sédiments du pétrole pour le rendre propre non agressif vis à vis des ouvrages en acier, et stable pour des raisons de sécurité, de stockage et de transport .

Le procédé utilisé est le flash par étape successives dans le cas de Gassi-Touil cette séparation s'effectue dans une série de 03 séparateurs horizontaux représentant 3 étages de séparations, les deux premiers étages formant une batterie; il ya 6 batteries

principales, placées en parallèles, qui traitent les effluents préalablement homogènes; le 3<sup>ème</sup> étage est constitué de 2 grands séparateurs qui traitent la totalité de la production provenant des 6 batteries .

Le brut sortant des puits producteurs est acheminé dans des collectes individuelles de diamètre de 3" à 4" vers 04 manifolds collecteurs situés dans le champ ( appelés manifold satellites n° 0, 1, 2, 3 ) de là, le brut est acheminée vers l'unité de séparation des collecteurs de diamètre 6", 8", 10", et 12" .

### **b- Batteries principales**

A l'entrée de l'unité de séparation les effluents provenant des manifolds sont homogénéisés puis acheminés vers 04 batteries principales pour avoir des paramètres identiques . le brut est alors introduit dans le premier étage (Etage HP) où il subit la première détente de 400 psi à 40 psi en libérant une grande partie de gaz dissous . du gaz HP par différence de densité , l'eau ,le brut et le gaz sont alors séparés à l'intérieur de la capacité du séparateur l'eau est purgée par le bas du séparateur alors que le gaz est évacuée par le haut vers l'unité décompression de gaz avant qu'une partie ne soit réinjectée dans le gisement pour le maintien de pression . l'excédent est envoyé vers torche. Le brut sort par le bas sous contrôle de niveau et entre dans le 2<sup>ème</sup> séparateur (étage MP) où il subira une 2<sup>ème</sup> détente de 40 psi à 14.5 psi . De la même manière , gaz brut et eau sont séparés . le gaz est brûlé sur torches , l'eau est purgée vers le borbier et le brut est envoyé au 3<sup>ème</sup> étage (étage HP) où il est détendu de 14.5 psi à la pression atmosphérique .

Ainsi s'achève l'opération de séparation , le brut est ensuite stocké dans des bacs à toit flottant .

### **c-Batteries à faible pression**

Cette batterie traite les effluents des puits à faible GOR . selon le même Principe de séparateur , seul la pression du 1<sup>er</sup> étage est différente car elle est faible (120 psi)

**d-Batterie de condensats**

Cette batterie est réservée pour le flash et la stabilisation primaire des condensats récupérés du gaz dans l'unité de traitement de gaz .

**e-Batterie de test**

Le suivi de l'évolution de la production par puits depuis l'origine est une tâche quotidienne . périodiquement, la production individuelle des puits est contrôlée dans des batteries d'essai ou batteries de test . le puits à jauger est sélectionné au niveau des stellites et sa production acheminée dans un collecteur réserve à cet effet . A l'entrée de l'unité , l'effluent du puits à tester est dirigé vers l'une des 2 batteries de test existantes . Une 3<sup>ème</sup> batterie de test est montée en 1991 pour permettre les démarrages des puits à faible GOR . Le principe de séparateur reste le même mais le stockage s'effectue dans des bacs de test pour mesurer les volumes produits et déterminer la productivité du puit en question , Son GOR , Son WOR ... etc .

**I.4.2-Unité de traitement de gaz :**

Elle a comme but la récupération ,la séparation des gazolines et de gaz sec .

Le gaz qui provient des champs de la région de GT est traité dans un ensemble de 4 Chaînes indépendantes .

Le gaz naturel de G-T est saturé en hydrocarbures liquides dans les conditions initiales du gisement ( 154 bar et 65C° ). Lors du soutirage et de transport de ce gaz , les pertes de charge et la chute de température soit dues à son écoulement d'abord dans les tubings des différents puits producteurs , ensuite dans le réseau de collectes , provoquant la condensation de l'eau et des hydrocarbures lourds (C5<sup>+</sup>) .

La présence de liquides en quantités plus ou moins importantes dans le gaz à expédier par pipe vers Hassi-Messaoud fait apparaître la nécessité de traiter ce gaz avant son évacuation dans le but de:

- Réduire les pertes de charge dues au régime d'écoulement diphasique (Gaz+liquide) .
- Augmenter les quantités de gaz transportées .

- Réduire les charges transport .
- Eviter les difficultés d'exploitation du gazoduc GT-HMD

occasionnées par la présence de bouchons liquides , d'hydrates (éventuellement) et de la corrosion du pipe qui serait favorisée par la présence de l'eau .

### **a- Description de l'unité**

La capacité de traitement totale est de 20 millions de Nm<sup>3</sup>/j de gaz pur, et une production de 2900 tonnes de condensats récupérés .

L'unité se compose principalement de :

- 04 Trains de traitement identiques appelés chaînes de capacité unitaire de 5 million de std m<sup>3</sup> /j.
- Manifold d'entrée sot raccordées les arrives des effluents des trios champs de gaz (GT , NZ et HTG).
- 02 Unités de régénération de Diéthylène-Glyed (DEG)
- 02 Réchauffeurs de mélange condensats DEG.

Chaque chaîne comprend :

- 01 Séparateur d'entrée appelé FWKO (Free Water Knock Out Drun).

Pour récupérer les liquides:

- 01 Séparateur froid calorifugé .appelé LTS ( Low Température Séparateur)
- 01Echangeur de chaleur . type faisceau calandre simple passe.

Chaque couple de chaîne partage en commun :

- 01 Séparateur commun pour recevoir les condensats récupérés dans las FWKO et les LTS des 2 chaînes.
- 01 Réchauffeur pour le mélange condensats DEG afin de faciliter leur séparation en réduisant leur viscosités.

**b- Procède de traitement de gaz**

Le procédé de traitement utilisé pour rendre le gaz transportable par gazoduc est le procédé de refroidissement par détente isentropique ( la détente isentropique Joule-Thomson n'est plus suffisante).

Ce procédé permet d'atteindre la température de 9° c même la pression à l'entrée usine chute à 60 bars.[1]

# Chapitre : 02

## Unité de réinjection

**II.1-Généralité sur la récupération des gaz torche****II.1.1-Projet de réduction des gaz torchés "GGFR" :**

Dans le but d'aider les gouvernements ainsi que l'industrie pétrolière et gazière dans leurs efforts continus à réduire le torchage et la ventilation des gaz notamment ceux associés à l'extraction du pétrole,

un projet intitulé « **GGFR : Global Gas Flaring Réduction Initiative** » a été initié en novembre 2001 par la Banque Mondiale en collaboration avec le gouvernement de Norvège, projet lequel a été débattu lors de la conférence internationale d'Oslo en avril 2002.

Lors du sommet mondial sur le développement durable de Johannesburg, le 30 Août 2002, l'initiative a été transformée en projet de partenariat intitulé « Global Gas Flaring Réduction Initiative - Public-Private partnership ».

Les associés à ce partenariat sont : la Banque Mondiale, Shell, BP, Chevron Texaco, Eni, Exxon Mobil, Norsk Hydro, Statoil, et Total. Ainsi que les gouvernements/compagnies nationales de l'Algérie (Sonatrach), l'Equateur, le Nigeria, la Norvège, l'Angola, le Cameroun (SNH), le Canada, l'Indonésie, le Royaume Uni et les Etats-Unis.

Des discussions sont en cours avec Conoco Phillips et Halliburton ainsi qu'avec les gouvernements du Japon et de Hollande pour leur adhésion. Le partenariat a démarré le 1<sup>er</sup> janvier 2003.

Le Gouvernement algérien, et en particulier le Groupe Sonatrach sont membre fondateur et partie prenante de ce projet qui vise à réduire les émissions de gaz à effet de serre responsables du réchauffement climatique.

**a- Objectif du projet :**

L'Algérie étant identifiée parmi les dix pays à torchage important, bénéficiera durant les deux premières années de ce partenariat d'une attention particulière.

Ce partenariat vise à :

- ✦ Encourager les investissements afin de réduire le torchage du gaz .
- ✦ Améliorer l'accès au marché international du gaz .
- ✦ Fournir de l'assistance technique pour développer d'éventuels marchés pour l'utilisation du gaz torché comme gaz combustible .



- ⤵ Faire bénéficier les entreprises de mécanismes de financement pour les projets de récupération des gaz torchés par des banques et des fonds internationaux .
- ⤵ Vulgariser l'information, y compris les meilleures pratiques internationales et les meilleures technologies disponibles pour la réduction du torchage.
- ⤵ Promouvoir l'utilisation locale à faible échelle du gaz (y compris le GPL) dans les zones où le gaz est , actuellement torché.

Afin de réduire l'ampleur de la pollution atmosphérique, les émissions de gaz à effet de serre et assurer la valorisation des ressources gazières, des investissements très lourds ont été consentis par les entreprises du secteur, essentiellement Sonatrach, dans le cadre de la récupération des gaz torchés.

Un important programme de réduction des gaz torchés au niveau des champs pétroliers, a été engagé par la Sonatrach, il s'est traduit par une récupération de près de 133 milliards de m<sup>3</sup> sur la période allant de 1980 à 2001. En d'autres termes les volumes de gaz torchés ont été ramenés de 9.8 milliards de m<sup>3</sup> en 1980 à seulement 4 milliards de m<sup>3</sup> en 2001, et ce malgré l'augmentation des capacités de production de pétrole brut. Le ratio de gaz torché sur gaz associés produits a été ramené de 62% en 1980 à 12% en 2001.

Les mesures engagées se sont traduites, sur le terrain, par la réalisation de nouvelles unités de traitement, de récupération, d'expédition et de réinjection de gaz au niveau des sites pétroliers et gaziers ainsi que la réhabilitation de plusieurs ouvrages et unités industrielles.

L'effort de réduction sera à l'avenir soutenu, une enveloppe de 225 millions de dollars est déjà prévue pour la période allant de 2002 à 2005.

De plus, le décret exécutif 94-43 du 30 Janvier 1994 fixant les règles de conservation des gisements d'hydrocarbures et de protection des aquifères associés, a institué une interdiction de la mise à la torche des gaz associés.

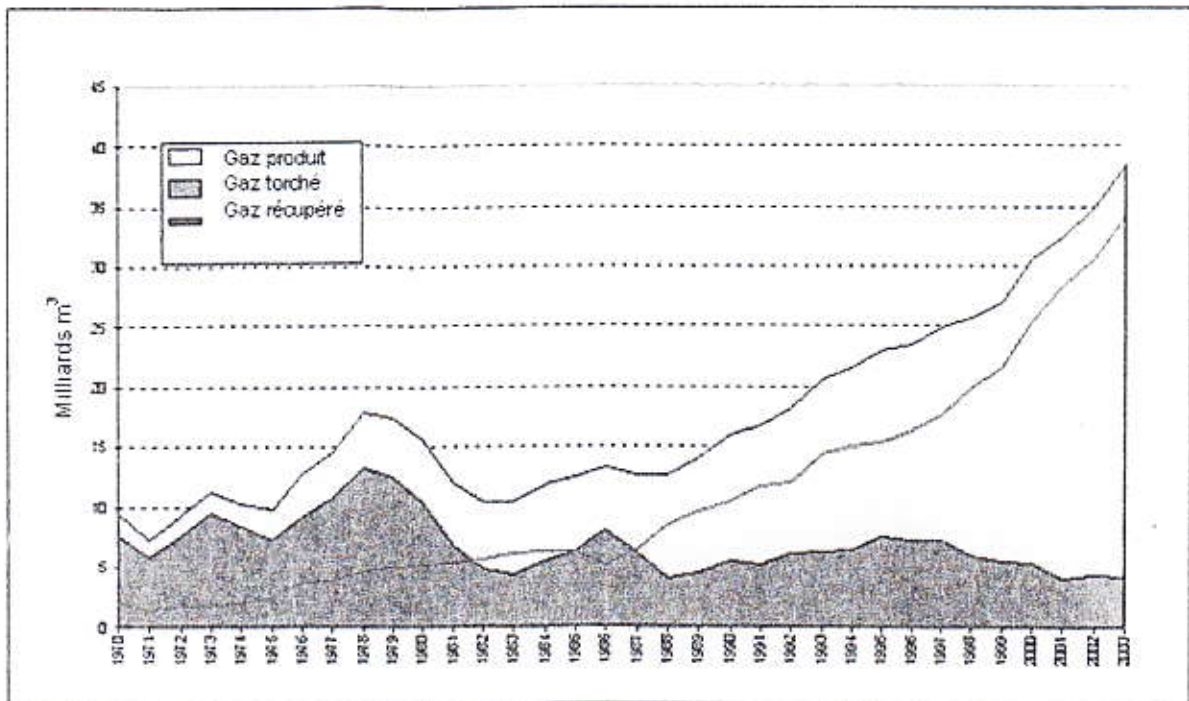
### **II.1.2-Un objectif permanent de Sonatrach :**

Depuis les années soixante-dix, Sonatrach s'est fixé un objectif de réduire les gaz associés torchés dans ses champs de production selon différents schémas:

- Réinjection dans les champs pétroliers pour améliorer la récupération du brut .
- Réinjection dans les champs de gaz humide pour maximiser la récupération des liquides .
- Réalisation de systèmes de gaz lift .
- Utilisation des gaz associés comme gaz combustible .
- Construction d'un réseau de transport pour collecter le gaz .

#### **a-Politique de réduction des gaz associés torchés: des résultats significatifs**

- ✚ 32 projets de récupération des gaz torchés ont été réalisés depuis 1973, tandis que les volumes de gaz associés produits ont pratiquement été quadruplés ces 33 dernières années, le taux de torchage est passé de 80% en 1970 à 11% en 2003 .
- ✚ En 2003 pour une Production globale de 176 milliards de M<sup>3</sup> de gaz associés et non associés, les gaz torchés ne représentent que 2.9% .
- ✚ L'objectif à moyen terme est de réduire le taux du torchage à moins de 7%.
- ✚ Un montant global de 220 millions de US\$ a été alloué pour la réduction des gaz torchés. Plusieurs projets sont inscrits au Plan à Moyen Terme (2003-2007) de Sonatrach .



**b-Origine des gaz torchés :**

- ✚ Torchage des gaz associés aux champs pétroliers (Amont) .
- ✚ Torchage du gaz naturel aux :
  - Champs gaziers (Amont) .
  - Unités GNL (Aval) .

**c-Efforts déployés par Sonatrach pour la réduction des gaz torchés :**

- ✚ Construction d'installations pour la récupération des condensats et des GPL à partir des gaz associés .
- ✚ Production du propane et du butane pour une utilisation domestique et du GPL comme combustible pour moteur .
- ✚ Construction d'unités de réinjections des gaz dans les champs pétroliers .
- ✚ Capacité de réinjections disponible supérieure à la capacité requise pour éviter le torche pendant les arrêts des actions de maintenance .
- ✚ Construction d'unités à pression réduite pour la récupération des gaz associés .
- ✚ Unités de compression pour alimenter les unités de récupération de GPL .
- ✚ Renouvellement et réaménagement des réseaux de torches pour des raisons de sécurité et de protection de l'environnement .
- ✚ Séparation des liquides contenus dans les gaz torchés .

- ✚ Amélioration de combustion pour diminuer l'impact sur l'environnement .
- ✚ Extension de la capacité de séparation gaz/oil .
- ✚ Optimisation du réseau de collecte des champs pétroliers .
- ✚ Revamping des installations de l'amont .[8]

**II.2-PREFACE**

La station de Gassi-Touil a pour rôle de collecter  $4,9\text{MSm}^3/\text{j}$  de gaz sur des séparateurs existants et de le comprimer à une pression de 154 bars (abs) en limite de batterie.

Sa capacité est caractérisée par un compresseur a palettes TBP pour comprimer  $14000\text{Sm}^3/\text{j}$  de gaz très basse pression de 1.03 à 2.5 bars (abs), un compresseur centrifuge BP comprenant deux étages de compression entraîné par un moteur électrique (3158KW) pour comprimer  $715000\text{Sm}^3/\text{j}$  de différents gaz moyenne pression jusqu'à 20.4bars (abs) et  $60^\circ\text{c}$  et une ligne de compression MP/HP comprenant deux compresseurs centrifuges entraînés par turbine à gaz (19211KW) qui refoule  $4,9\text{MSm}^3/\text{j}$  à 154 bars (abs).

**II.3-Unité de reinjection****II.3.1-Collectes des gaz associés :****A-Données initiales de base**

La nouvelle station de Gassi-Touil a le but de collecter 4,9Msm<sup>3</sup>/j de gaz sur des séparateurs existants et de les comprimer à une pression de 154 bar (abs) et température de 80° c en limite de batterie des installations nouvelles.

Les vannes de contrôle sur les sorties gaz des batteries principales de séparateur maintiennent la pression au point de consigne. Généralement, ces séparateurs seront isolés des torches existantes, au moyen de vannes existantes.

**B-Séparateurs BP1 et BP 2**

Les gaz des séparateurs atmosphériques BP1 et BP2 sont actuellement envoyés vers une torche individuelle. Ils seront collectés vers un compresseur TBP, puis vers l'aspiration du compresseur BP. Du fait de la nouvelle disposition, les deux séparateurs fonctionnent à la même pression.

**C-Séparateurs HP1, MP1, MP TEST1, MP TEST2, MP TEST3 :**

Une pression de 2.5 bar (abs) a été considérée en aval des vannes de contrôle.

Les vannes vers les torches individuelles existantes devront être fermées en opération normale. Les gaz associés sont envoyés via le collecteur MP1 vers l'aspiration du compresseur BP.

**D-Séparateurs HP TEST 1, HP TEST 2, HP TEST 3 :**

Une pression de 2.5 bar (abs) a été considérée en aval des vannes de contrôle.

Les vannes vers le collecteur de torches existant HPA devront être fermées en opération normale. Les gaz associés sont envoyés via le collecteur MP1 vers l'aspiration du compresseur BP.

**E-Séparateur MP2, MP3, MP4, MP5, MP6 :**

Les gaz associés de ces séparateurs sont actuellement envoyés vers la torche existante MP. Les sorties gaz des séparateurs seront envoyées vers le nouveau collecteur MP1. Le collecteur est isolé de la torche MP au moyen d'une nouvelle vanne et un seul point de raccordement est prévu.

**F-Séparateur HP6 :**

Les gaz associés du séparateur HP6 qui proviennent de la chaîne gaz sont actuellement envoyés vers une torche individuelle. Ils seront envoyés via le nouveau collecteur MP2 vers l'inter étage du compresseur BP (à 8.5 bar (abs))

**J-Séparateur HP2, HP3, HP4, HP5, HP7 :**

Les gaz associés de ces séparateurs alimentent actuellement la station de ré injection existante. Ils seront envoyés vers l'aspiration du compresseur MP.

**K-Gaz d'appoint :**

Un gazoduc fournit la quantité de gaz nécessaire en pression de 48 bars environ pour être ensuite détendu à 20.5 bars (abs) et envoyés vers l'aspiration du compresseur MP.

**II.3.2-Unité de compresseur TBP :****a-Description :**

La fonction de cette section est de comprimer jusqu'à 2.5 bar (abs) 14000Sm<sup>3</sup>/j de gaz provenant des séparateurs atmosphériques BP1 et BP2.

Le gaz passe a travers le séparateur S-06 pour être séparé des liquides puis il est comprimé et refroidi dans le package MPR compresseur volumétrique TBP C-04 pour être ensuite envoyé vers le séparateur S-01 en amont compresseur centrifuge BP C-01 1<sup>ère</sup> section.

**b-Le système de compression comprend les équipements suivants :**

- ✦ Le séparateur S-06
- ✦ Le compresseur TBP C-04 livré sous forme de package par MPR avec ses équipements spécifiques : filtres, séparateur, aéro-réfrigérant, circuit huile de lubrification, armoire contrôle/commande, armoire de puissance, panneau de contrôle local.

**Circuit d'alimentation gaz :**

Le gaz propre provient des séparateurs atmosphériques BP1/BP2 à une pression de 1.013 bars (abs). Une vanne de sectionnement SDV 0630 assure l'isolement de l'alimentation en cas d'arrêt d'urgence.

**En marche normale :**

L'ensemble des équipements de compression TBP doit pouvoir délivrer un débit de gaz variant de 0 à 998 kg/h.

Si le débit provenant des séparateurs BP1/BP2 est supérieur au débit maximum du compresseur TBP (998kg/h). La pression dans le circuit d'alimentation va augmenter jusqu'à une valeur 0.03 bar (eff), puis la vanne de contrôle PV 0123, Pelotée par la boucle de régulation, va s'ouvrir pour évacuer l'excès de débit vers la torche.

Si le débit d'alimentation est inférieur a 998kg/h la pression dans le circuit d'alimentation va chuter. L'API MPR, par le biais de la boucle de régulation, va tout d'abord diminuer la vitesse de rotation de compresseur.

Puis si la pression est encore trop basse, la vanne de recirculation s'ouvre pour maintenir un débit et une pression suffisante dans le circuit d'alimentation.

**b.1-Séparateur S-06 :**

Sa fonction est de séparer les liquides (eau, condensant) du gaz avant de le comprimer. Ce séparateur est place en amont des filtres de compresseur TBP C-04.

Il s'agit d'un ballon vertical simple, sans internes comprenant une vanne de soutirage commandée par un contrôleur de niveau.

**En marche normale :**

- ✚ Le niveau liquide y est maintenu grâce au contrôleur de niveau qui ouvre la vanne en cas de niveau haut et la ferme en cas de niveau bas.
- ✚ Le débit liquide récupéré est envoyé vers la torche. La sortie liquide est isolée par la SDV 0250 en cas d'arrêt de process ou d'arrêt locale.
- ✚ La pression dans ce séparateur est maintenue à une valeur constante par boucle de régulation.
- ✚ Le séparateur est protégé des risques de surpression en cas d'incendie par deux soupapes s'ouvrant à 1.8 bar (eff) en décharge vers la torche.

**b.2-Compresseur TBP C-04 :**

La compression est assurée par un compresseur à palette lubrifié C-04 entraîné par un moteur électrique pilote par un variateur de fréquence.



L'unité de compression TBP est commandée et contrôlée en locale ou à partir de SNCC en fonction des différents paramètres et les informations échangées avec l'API MPR.

Les séquences de démarrage et arrêt font intervenir les vannes de sécurité ces vannes sont fermées automatiquement en cas d'arrêt d'urgence ou arrêt procédé.

### **II.3.3-Unité de compression BP :**

#### **Description :**

La fonction de cette section est de comprimer sur deux étages 715000 Sm<sup>3</sup>/j de gaz à 20.4 bar (abs) provenant de la section TBP et de divers séparateurs afin de l'envoyer vers le compresseur MP-HP

Le sous-système BP comprend principalement :

- ✚ Un circuit d'alimentation gaz
- ✚ Deux séparateurs S-01 et S-02
- ✚ Deux aéroréfrigérants E-01 et E-02, équipés chacun de 02 motos-ventilateurs
- ✚ Un compresseur centrifuge C-01 composé de deux étages.

#### **Circuit d'alimentation gaz BP :**

L'alimentation en gaz du séparateur S-01 est assurée par le gaz venant du compresseur TBP C04 (14 000 Sm<sup>3</sup>/J à 2.5 bar(abs)) et du gaz venant du collecteur MP1 (628 000 Sm<sup>3</sup>/J à 2.5 bar (abs)).

Le collecteur MP1 réunit les flux des séparateurs suivants :

- HP1, MP1, MP TEST 1,2 et 3 pour 23 000 SM<sup>3</sup>/J
- HP TEST 1,2 et 3 pour 383 000 SM<sup>3</sup>/J
- MP2, 3, 4, 5,6 pour 222 000 Sm<sup>3</sup>/J

L'alimentation du S-02 est assurée par le gaz venant du 1<sup>er</sup> étage du compresseur C01 (642 000 Sm<sup>3</sup>/J à 8.1 bars (abs)).

#### **Séparateurs S-01 /S-02 :**

Leur fonction est de séparer les liquides (eau, condensant) du gaz avant de le comprimer.

Ces séparateurs sont placés avant chaque étage de compression.

Ce sont des ballons verticaux comportant un matelas dévésiculeur.

Ils comprennent chacun une vanne de soutirage commandé par un contrôleur de niveau.

**Aéroréfrigérant E-01 /E02 :**

Leur fonction est de refroidir à 60° c le gaz sortant de chaque étage de compression.

Les Aéroréfrigérants sont placés après chaque étage de compression, avant un séparateur (S-02 pour E-01 et S-03 pour E-02)

Il est de type a tirage forcé. Chaque aéroréfrigérant comporte un moto ventilateur a pales variables pilotés (EM-01 A et EM-02 A) et un moto ventilateur a pales variables non piloté (EM-01 B et EM-02 B). Ils comportent chacun deux ventilateurs.

Chaque moto ventilateur peut être mit en marche a distance ou localement selon le positionnement de l'interrupteur.

La température de sortie du gaz est réglée par le contrôleur de température agissant sur l'inclinaison des pales des ventilateurs EM-01 A et EM-02 A.

**Moto-compresseur BP C-01 :**

Le compresseur centrifuge BP à vitesse variable de fourniture THERMODYN comporte deux étages de compression entraînée par un moteur électrique de 3.8 MW.

La puissance installée pour la compression est de 3.16 MW.

Le premier étage comprime 628 000 Sm<sup>3</sup>/J de gaz de 2.35 bars (abs) à 8.5 bars (abs).

Le deuxième étage comprime 715 000 Sm<sup>3</sup>/J de gaz de 8.1 bars (abs) à 20.4 bars (abs).

Une ligne d'anti-pompage et une ligne de by-pass chaud sont associées à chaque étage de compression. Cette ligne est gérée par le système de contrôle fourni par THERMODYN.

**Marche normale compression 1er étage :****Séparateur S-01 :**

Le gaz provenant du circuit d'alimentation est dirigé vers le ballon séparateur S-01 afin de le séparer des liquides avant compression dans le premier étage du compresseur BP C-01

- ↓ La pression dans le séparateur S-01 est maintenue à une valeur constante au moyen de la boucle de régulation.
- ↓ Le séparateur est protégé du risque de surpression en cas d'incendie par deux soupapes s'ouvrant à 10 bars (eff) en décharge vers le collecteur de torche BP. Ces soupapes sont connectées sur la tuyauterie d'entrées gaz séparateur.
- ↓ La pression dans le séparateur S-01 varie en fonction du débit et de la pression de refoulement du compresseur C-01 imposé par le système de contrôle.

**Moto-compresseur BP C-01 :**

Le moto-compresseur BP fonctionne à vitesse constante. Le premier étage comprimé le gaz venant du séparateur S-01 et l'expédie vers l'aéroréfrigérant E-01.

La pression d'aspiration est limitée par la vanne de contrôle vers la torche.

En opération, la pression d'aspiration est imposée par la pression de refoulement et par le taux de compression du compresseur.

L'aspiration du compresseur comporte un filtre dont l'encrassement est surveillé par une mesure de la différence de pression avec une alarme haute à 400 mbars.

La pression d'aspiration est mesurée et comporte une alarme haute à 1.5 bar et une basse à 1.2 bar. Toutes deux sont transmises en salle de contrôle. Une baisse de la pression sous 1.1 bar entraîne un arrêt process.

**Aéroréfrigérant E-01 :**

L'aéroréfrigérant E-01 refroidit le gaz provenant du premier étage du compresseur BP C-01

La température de sortie est régie en continu à 60° c par la boucle de régulation de température qui agit sur l'inclinaison des pales du ventilateur EM-01 A.

**Marche normale compression 2ème étage :****Circuit d'alimentation gaz BP :**

L'alimentation du S-02 est assurés par le gaz venant du 1<sup>er</sup> étage du compresseur C-01 et ou du gaz venant du collecteur MP2.

La pression du gaz venant du collecteur MP2 est maintenue à une valeur constante au moyen de la boucle de régulation.

Cette vanne d'enoétage de pression est connectée sur le collecteur MP2.

Le débit de gaz du collecteur MP2 est mesuré et corrigé en pression et en température dans SNCC. Un débit inférieur à 2550Sm<sup>3</sup>/h entraîne le déclenchement d'une alarme en salle de contrôle.

**Séparateur S-02 :**

- ⚡ Le gaz provenant du circuit d'alimentation est dirigé vers le ballon séparateur S-02 afin de le séparer des liquides avant compression dans le deuxième étage du compresseur BP C-01.
- ⚡ Le séparateur est protégé du risque de surpression en cas d'incendie par deux soupapes s'ouvrant à 14.8 bars (eff) en décharge vers le collecteur de torche BP. Ces soupapes sont connectées sur la tuyauterie d'entrée gaz du séparateur en amont du by-pass et de la connexion du collecteur MP2.
- ⚡ La pression dans le séparateur S-02 varie en fonction du débit et de la pression de refoulement du deuxième étage du compresseur C-01 imposé par le système de contrôle.

**Moto-compresseur BP C-01 :**

Le moto-compresseur BP fonctionne à vitesse constante. Le deuxième étage comprime le gaz venant du séparateur S-02 et l'expédie vers l'aéroréfrigérant E-02.

La pression d'aspiration est limitée par la pression de refoulement du premier étage et par la vanne de contrôle vers la torche.

En opération, la pression d'aspiration est imposée par la pression de refoulement, et par le taux de compression du compresseur.

L'aspiration du compresseur comporte un filtre, dont l'encrassement est surveillé par une mesure de la différence de pression avec une alarme haute à 400 mbars.

La pression d'aspiration est mesurée et comporte une alarme basse à 6.4 bar (eff) et une haute à 7.8bar (eff). Toutes deux sont transmises en salle de contrôle.

**Aéroréfrigérant E-02 :**

L'aéroréfrigérant E-02 refroidit le gaz provenant du deuxième étage du compresseur BP C-01.

La température de sortie est réglée en continu à 60° c par la boucle de régulation de température qui agit sur l'inclinaison des pales du ventilateur EM-02 A.

**II.3.4-Unité de compression MP –HP :****Description :**

La fonction de cette section est de comprimer en deux étages (MP - HP) 4900000 Sm<sup>3</sup>/J de gaz à 154 bars (abs) avant l'injection dans les puits.

Le sous-système de compression MP-HP comprend principalement :

- ✚ Circuit d'alimentation gaz.
- ✚ Séparateurs S-03, S-04 et S-05.
- ✚ Compresseurs MP C-02, HP C-03 entraînés par la même turbine à gaz FRAME 5.
- ✚ Aéroréfrigérants E-03 A/B et E-04 A/B.

**Circuit d'alimentation gaz :**

L'alimentation en gaz associés du séparateur S-03 (compression MP) est effectuée à partir de deux sources venant de :

- a) sortie du 2<sup>ème</sup> étage du compresseur BP C-01 (715 000 Sm<sup>3</sup>/J à 19.5 bars (abs)).
- b) Séparateurs HP et HP test existants par le collecteur HP (4 185 000 Sm<sup>3</sup>/J à 19.5 bars (abs)).

L'alimentation en gaz du séparateur S-04 (compression HP) est assurée par le gaz venant du compresseur MP.

L'alimentation de gaz venant du compresseur C-01 est isolable par la vanne de sécurité doublée par une vanne de by-pass permettant la pressurisation progressive de l'installation. Elle autorise ainsi le fonctionnement du turbocompresseur à partir de la seule alimentation en gaz venant des séparateurs HP et HP test existants.

**Séparateurs S-03 /S-04 / S-05 :**

Ce sont des ballons verticaux comportant chacun un matelas devesuculeur

Leur fonction est de séparer les liquides de gaz avant compression (pour S-03 et S-04) ou injection (pour S-05).

Les séparateur S-03 et S-04 sont placés chaque étage de compression (MP-HP), le S-05 étant placé avant l'injection dans les puits.

**Aéroréfrigérant E-03 A/B et E-04 A/B :**

Leur fonction est de refroidir le gaz sortant des étage MP et HP à une température respective 65° c et 80°c.

Les aéroréfrigérants sont placés après chaque étage de compression, avant le séparateur S-04 pour E - 03 A/B et S-05 pour E - 04 A/B.

Ils sont de type à tirage. Ils comportent quatre ventilateurs EM-03 A/B pour le E-03 A/B et deux ventilateurs EM-04 A/B pour le E-04 A/B.

Sur chaque aéroréfrigérant , 50 % des moto ventilateurs sont a pales variables pilotées (EM-03 A/C et EM-04 A). Les autres sont a pales variables non piloté (EM-03 B/D et EM04 B).

La température de sortie du gaz est réglée par les contrôleurs de température agissant sur l'inclinaison des pales des ventilateurs EMP-03 A/C et EM-04 A.

**Turbocompresseurs MP /HP :**

La ligne de compression HP est composée de deux compresseurs MP / HP entraînés par la même turbine à gaz fonctionnant à vitesse variable (type FRAME 5, constructeur GE ENERGY, catégorie B).

Le premier compresseur MP Comprime 4 900 000 Sm<sup>3</sup>/J de gaz de 19.5 bar (abs) à 66.433 bars (abs), celui HP comprime 4 900 000 Sm<sup>3</sup>/J de gaz de 64 bar (abs) à 154 bar (abs).

L'étanchéité des compresseurs centrifuges MP/HP est assurées par des garnitures sèches auto alimentées.

**Marche normale compression MP :**

Circuit d'alimentation gaz :

L'alimentation en gaz associés du séparateur S-03 (compression MP) est effectués à partir de deux sources venant de :

- ⚡ De la sortie du 2<sup>ème</sup> étage du compresseur BP C-01.
- ⚡ Des séparateurs HP et HP test existants (collecteur HP).

Le débit de gaz venant du collecteur HP est mesuré et corrigé en pression et en température dans le SNCC. Un débit inférieur à 140000 Sm<sup>3</sup>/h entraîne le déclenchement d'une alarme en salle de contrôle.

**Séparateur S-03 :**

- ⚡ Le gaz provenant du circuit d'alimentation est dirigé vers le ballon séparateur S-03 afin de le séparer des liquides avant compression dans le compresseur MP C-02.
- ⚡ Le séparateur est protégé du risque de surpression en cas d'incendie par deux soupapes s'ouvrant à 42 bars (eff) en décharge vers le collecteur de torche HP. Ces soupapes sont connectées sur la tuyauterie d'entrée gaz du séparateur en amont du by-pass, et en aval de la connexion du collecteur HP.
- ⚡ La pression dans le séparateur S-03 varie en fonction du débit, et de la pression de refoulement du compresseur C-03 imposés par le système de contrôle.

**Turbocompresseur MP C-02 :**

La vitesse de rotation de la turbine d'entraînement des compresseurs MP et HP est en fonctionnement normal asservie en fonction de la pression d'aspiration du compresseur MP et de la pression de refoulement du compresseur HP :

- ⚡ Si le débit est limité à l'aval (par exemple au niveau des puits d'injection), la pression au refoulement du compresseur HP va augmenter jusqu'au point de consigne et la vitesse de rotation de la turbine va être réduite. La pression d'aspiration va alors augmenter jusqu'à l'ouverture de la vanne vers le collecteur de torche HP.

- ✦ Si le débit est limité à l'amont (au niveau du circuit d'alimentation), la pression à l'aspiration du compresseur MP va diminuer jusqu'au point de consigne, et la vitesse de rotation de la turbine va être réduite.

Le refoulement du compresseur comporte une mesure de température avec une alarme haute à 153° c et une mesure de pression avec une alarme haute de 65.7 bar (eff).

#### **Aéroréfrigérant E-03 :**

L'aéroréfrigérant E-03 refroidit le gaz provenant du deuxième étage du compresseur BP C-01.

La température de sortie est réglée en continu à 65° c par la boucle de régulation de température qui agit sur l'inclinaison des pales des ventilateurs EM-03 A/C.

#### **Marche normale compresseur HP :**

##### **Circuit d'alimentation gaz :**

L'alimentation en gaz associés du séparateur S-04 (compression HP) est effectuée à partir de refoulement du compresseur MP(C-03) via l'aéroréfrigérant (E-03).

La déclenche d'un arrêt process en cas de pression supérieure à 90 bars (eff).

L'arrivée en gaz venant de la section MP n'est pas isolable. Les sections MP et HP ne sont pas isolables entre elle au moyen de vanne de sectionnement.

##### **Séparateur S-04 :**

- ✦ Le gaz provenant du circuit d'alimentation est dirigé vers le ballon séparateur S-04 afin de le séparer des liquides avant compression dans le compresseur HP C-03.
- ✦ Le séparateur est protégé du risque de surpression en cas d'incendie par deux soupapes s'ouvrant à 110 bars (eff) en décharge vers le collecteur de torche HP. Ces soupapes sont connectées sur la tuyauterie d'entrée gaz du séparateur en amont du by-pass.
- ✦ La pression dans le séparateur S-04 varie en fonction du débit et de la pression de refoulement du compresseur C-03 imposés par le système de contrôle.



**Turbocompresseur HP C-03 :**

La régulation de la vitesse de rotation des compresseurs MP et HP est décrite précédemment.

La pression d'aspiration comporte une mesure d'alarme haute à 66 bar (eff).

Le refoulement du compresseur comporte une mesure de température avec une alarme haute à 153° c et une mesure de pression avec une alarme haute à 155 bars (eff).

Le refoulement du compresseur est protégé par deux soupapes pleins débits, s'ouvrant à 161 bars (eff). En décharge vers le collecteur de torche HP.

**Aéroréfrigérant E-04 :**

L'aéroréfrigérant E-04 refroidit le gaz provenant du compresseur HP C-03.

La température de sortie est réglée en continu à 80°c par la boucle de régulation de température qui agit sur l'inclinaison des pales du ventilateur EM-04 A.

**Séparateur S-05 :**

Le gaz provenant de l'aéroréfrigérant est dirigé vers le ballon séparateur S-05 afin de la séparer des liquides avant injection dans les puits.

- Le débit liquide récupéré est envoyé vers la collecte des drains fermé. La sortie liquide est isolée en cas d'arrêt process ou d'arrêt local.
- Le séparateur est protégé du risque de surpression en cas d'incendie par deux soupapes s'ouvrant à 161 bars (eff) en décharge vers le collecteur de torche HP. Ces soupapes sont connectées sur la tuyauterie d'entrée gaz du séparateur.

**Circuit d'injection du gaz :**

Le circuit d'injection gaz en aval du séparateur S-05 comporte une mesure de température utilisée pour la régulation des compresseurs MP/HP et une alarme haute à 155 bars (eff).

La vanne de sécurité doublée par une vanne de by-pass permettant la pressurisation progressive de l'installation assure l'isolement du circuit aval MP/HP des puits d'injection.[1]

# **Chapitre : 03**

# **Généralité Sur Les Compresseurs**

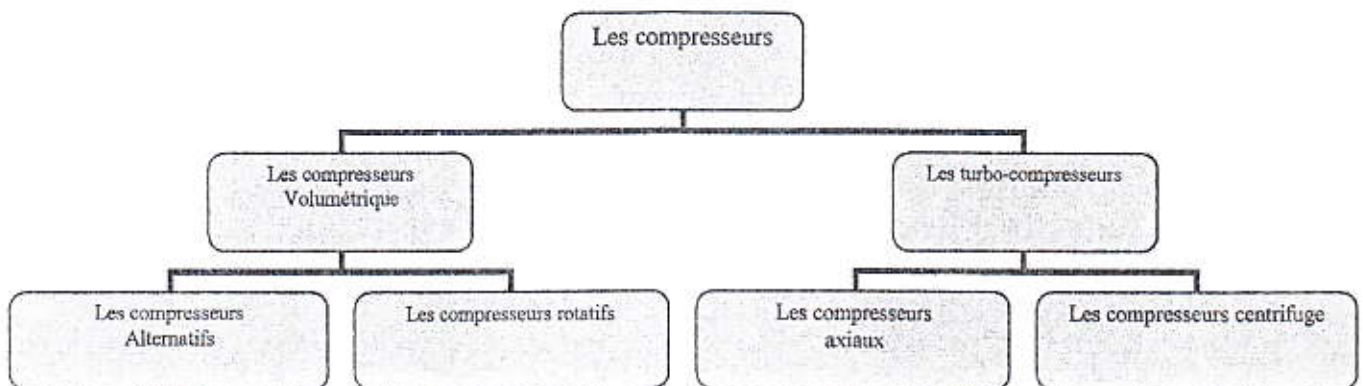
### III.1-Définition du compresseur

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

Le but générale du compresseur est de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression  $P_{asp}$  à un autre système à une pression plus élevée  $P_{ref}$ .

### III.2-Classification des compresseurs

D'après leur principe de fonctionnement on distingue les types suivants :



**III.2.A-Compresseurs volumétriques :**

Les compresseurs volumétriques sont des compresseurs qui fournissent l'élévation de la pression du gaz par compression, c'est -a-dire qu'elle actionne directement sur le volume d'une masse gazeuse donné, la diminution du volume du gaz conduit toujours a une augmentation de la pression, alors en distingue deux type de compresseurs volumétriques.

**III.2.A.1-Les compresseurs alternatifs :**

Ce sont les modèles les plus classique ils appliquent le principe d'un piston qui se déplace a l'intérieur d'un cylindre, la variation du volume et le déplacement des gaz sont obtenus par le mouvement alternatif du piston.

Quand le piston bouge depuis la position à l'extrême droite vers la gauche, il comprime le gaz inclus dans le cylindre. La soupape d'admission est fermée pendant toute la course de compression. La soupape de refoulement reste fermée, jusqu'à ce que la différence de pression entre le cylindre et la tuyère de refoulement, vainque la tension du ressort. En ce moment, la soupape s'ouvre et le piston transvase le gaz dans la ligne de refoulement.

La température du gaz monte d'autant plus qu'il est comprimé parce que le fluide de refroidissement n'enlève pas toute la chaleur libérée dans le gaz pendant la compression.

**a- Compression et Détente du Gaz dans les Compresseurs Alternatifs**

Les évolutions de compression et de détente dépendent énormément de l'échange de chaleur entre le gaz comprimé et l'environnement, et à un degré plus grand de l'étanchéité de chambre de compression.

L'étanchéité est déterminée par les aspects de construction et l'état des soupapes, des boîtes d'étanchéité et des bagues d'étanchéité du piston. Les compresseurs alternatifs sont d'habitude construits avec un cylindre et une culasse refroidis par l'eau.

Le taux d'échange de chaleur est relativement élevé, et les évolutions de compression et de détente suivent un chemin poly tropique, avec exposante moyenne  $n = 1.35$  et  $n = 1.2$  respectivement.

Dans les compresseurs alternatifs refroidis à l'air ou à l'eau, qui s'échauffent à des températures élevées, la compression est proche de l'adiabatique.

L'analyse précise de la thermodynamique du compresseur sous des conditions du service réelles, a démontré que chaque position de lignes de compression et de détente est caractérisée par une exposante différente. Cela est attribué aux différentes conditions d'échange de chaleur, et l'effet produit par l'étanchéité insuffisante aux différentes étapes du processus.

### **b- Puissance et Rendement**

Le cycle du compresseur est calculé précisément à l'aide des équations thermodynamiques des gaz réels.

Pour les compresseurs avec une pression finale de refoulement jusqu'à 10 Mpa, Les paramètres calculés par les équations du gaz parfait sont très proches des valeurs réelles. Pour les pressions élevées utilisées, par exemple, dans la synthèse de produits chimiques, il est très important de tenir en compte des propriétés du gaz réel lors du calcul du compresseur.

### **c-Types de Constructions des Compresseurs**

Les compresseurs multi-étagés sont disponibles en deux versions selon le mode de travail du piston

- Pistons différentiels et plusieurs étages de compression dans un cylindre.
- Etages de compression réalisés dans des cylindres séparés.

Considérons maintenant quelques types de compresseurs

#### **c.1- Compresseur à pistons différentiels à deux effets et deux Cylindres :**

Dans ce type de compresseurs, fig. III-1, la compression a lieu dans les deux côtés du piston différentiel. La théorie du fonctionnement est illustrée par les diagrammes indicateurs combinés dans une seule trace pour les deux Étages fig. III-1 et III-2.

Supposant que le compresseur aspire de l'air frais, la ligne d'aspiration de L'étage 1 sera un peu au dessous de la ligne de pression atmosphérique.

Comme le piston se déplace vers la droite, l'aspiration a lieu en étage 1 (ligne 4'-1') compression puis refoulement en étage 2 (ligne 3'-2" et 2"-3"). Quand le piston commence sa course vers la gauche, l'air est comprimé dans le premier, et détendu dans le deuxième étage. La détente continue jusqu'à ce que la pression dans le

cylindre égale  $P_2$  au point 4". En ce moment, la soupape d'admission de second étage ouvre et le piston, *et* commence à aspirer le gaz de l'espace clos du refroidisseur, au cours de sa course vers la gauche. La pression va diminuer quand le piston arrive à la position désignée par le point 2', la pression du gaz en refroidisseur sera assez basse pour que la soupape de refoulement du premier étage s'ouvre et le gaz s'écoule du premier au deuxième étage à travers le refroidisseur.

La pression du gaz variera le long de la ligne 2'-3'. Au début de la course vers la droite, le gaz se détend en premier étage selon un polytrophe 3' -4'.

Le premier et le deuxième étage se différencient en capacité de cylindre, d'où les diagrammes discutés ci - dessus ont différentes échelles d'abscisse.

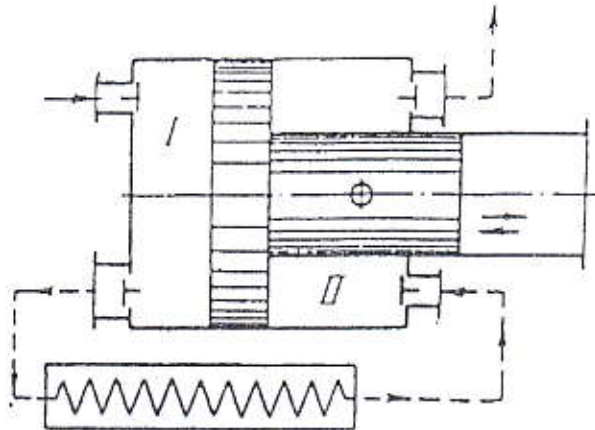
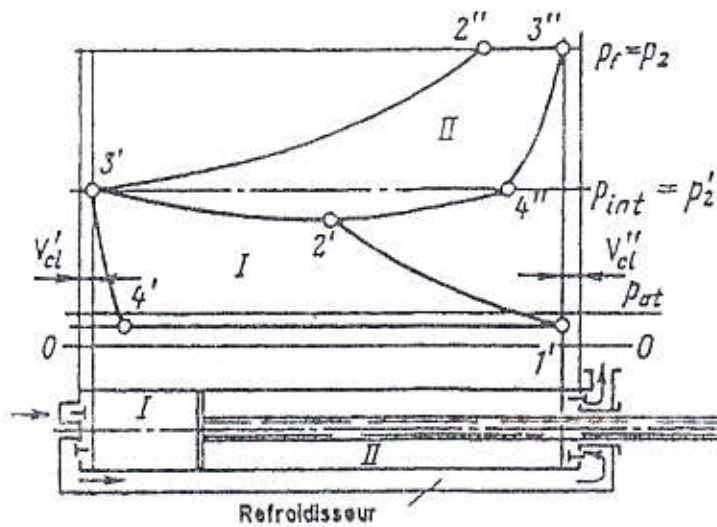


Fig (III-1) Compresseur bi-étagé mono flux à piston différentiel



Fig(III-2) Compresseur bi-étagé mono flux « diagramme indicateur théorique »

**c.2-Compresseur à Piston Différentiel, à un Effet et deux Etages**

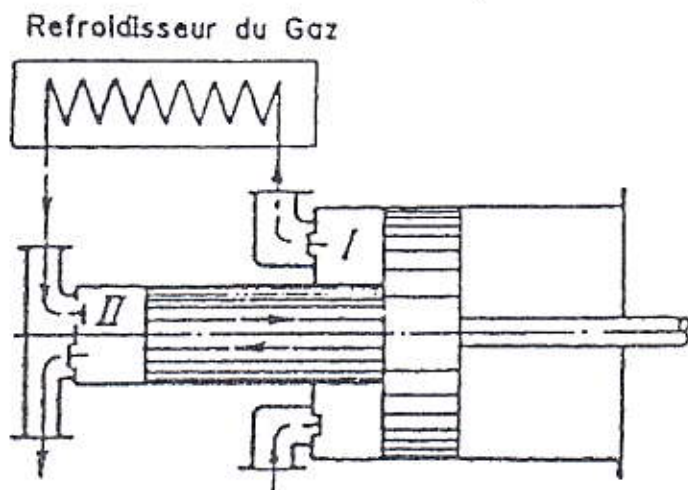
Ce type de compresseur, fig. III-3, se distingue par la disposition des étages 1 et 2 d'un seul côté du piston, d'où, l'aspiration et le refoulement ont lieu simultanément dans les deux étages.

Quand le piston se déplace vers la droite, le gaz se détend dans le deuxième étage du point 3" ( fig. III-4) à la pression  $P_2'$  achevée par l'étage dans le refroidisseur pendant la course du piston vers la gauche. Quand le piston prend la position déterminée par point 4", la soupape d'aspiration du deuxième étage s'ouvre pour admettre le gaz aspiré de l'espace clos du refroidisseur. En même temps, le gaz se détend le long du polytrophe 4"-1". A la fin de cette évolution, la pression dans le deuxième étage tombe à  $P_1''$ . Au cours de la course suivante du piston vers la gauche, le gaz est comprimée dans le deuxième étage le long d'une ligne 1"-2" et est refoulé dans les tuyaux de refoulement selon la ligne 2"-3". En même temps, le gaz est comprimé dans le premier étage selon le polytrophe 1'-2' a une pression  $P_1''$ . Au point 2', la soupape de refoulement du premier étage s'ouvre et le gaz est chassé en dehors de l'étage dans l'espace clos du refroidisseur. Cette évolution est décrite par le polytrophe 2'-3' et est accompagnée par une montée de pression de  $P_1''$  à  $P_2''$ . Quand le piston se déplace vers la droite, la détente puis l'aspiration ont lieu dans le premier étage.

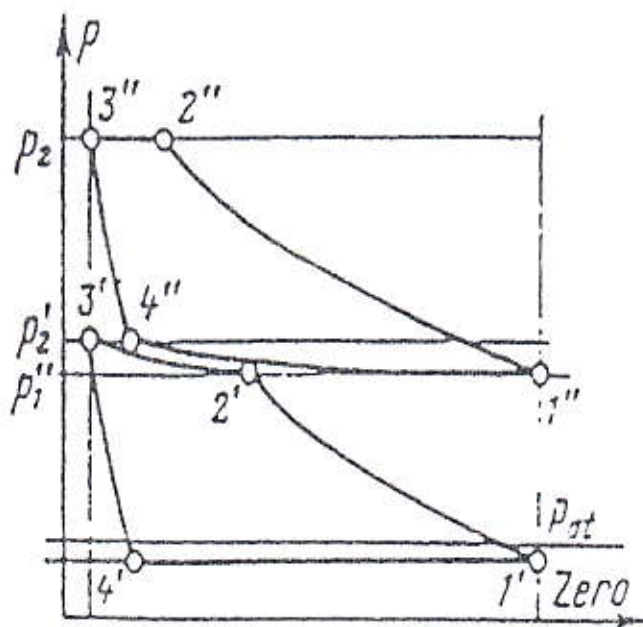
Dans ce type de compresseur, les chambres du premier et du deuxième étage sont toujours séparées par des soupapes fermées, mais il y a quelques évolutions qui impliquent une chambre d'un étage ou de l'autre, et le refroidisseur. A part sa fonction primaire en tant que refroidisseur, il joue le rôle de récepteur, c'est à dire un réservoir qui reçoit le gaz refoulé du premier étage.

Dans les compresseurs à piston différentiel et un effet fig. III-3, la compression et le refoulement ont lieu dans les deux étages en même temps. Les parties mobiles du compresseur sont donc assujetties a des grandes charges réparties de façon non uniforme. Par conséquent, un volant massif est prévu. Cette disposition est d'habitude utilisée dans les compresseurs à un effet ayant plus que deux étages.





Fig(III-3) Compresseur bi-étagé à un seul effet et à piston différentiel



Fig(III-4) Compresseur Bi-étagé à un effet et à piston différentiel  
« diagramme indicateur théorique »

**c.3-Compresseur à Piston Différentiel à Trois Etages**

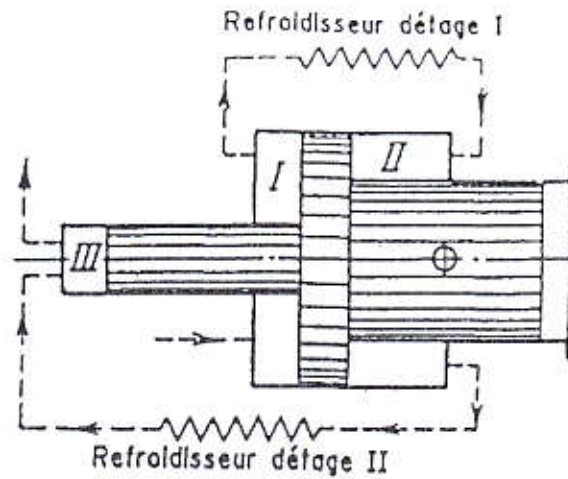
Les étages du compresseur (fig.III-5) sont disposés de telle façon que chaque deux étages adjacents constituent un compresseur bi-étagé. Avec le même travail fait dans chaque étage individuellement, ce qui est exigé par le rendement de puissance, cette disposition se solde en grandes charges, non uniformes, sur les parties mobiles. Afin de réduire les charges et les répartir plus uniformément, on a recours à une construction de compresseur à 3 étages, branchée en premier étage figIII-6.

**c.4-Compresseur Multi-étagé à Piston Différentiel**

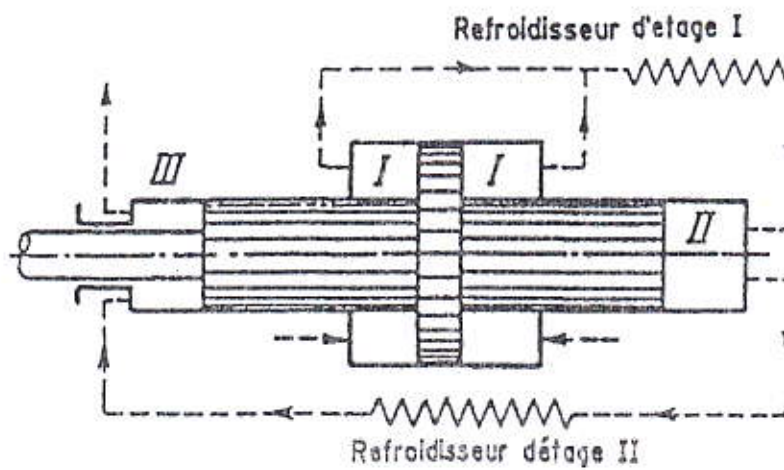
Certains compresseurs avec un grand nombre d'étages peuvent être construits selon le principe d'étagement, avec un piston de diamètre variable. FigIII-7 illustre une construction d'un compresseur à six étages.

**c.5- Compresseur a membrane :**

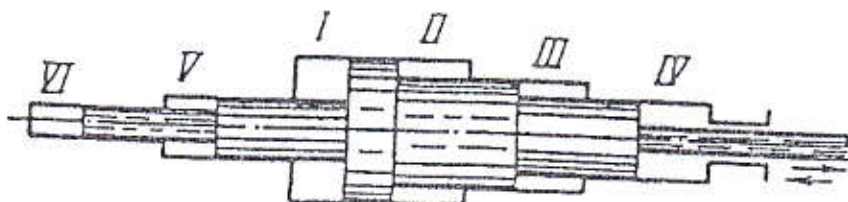
La membrane métallique épouse la forme du plateau a gaz au point mort haut, de ce fait, l'espace mort est négligeable et on obtient un rendement volumétrique élevé, le taux de compression pouvant dépasser 20 bar par étage .Ce type est utilises pour la compression des gaz fugaces, toxique, corrosifs ou radioactifs.



Fig(III-5) Compresseur Tri-étagé à piston différentiel



Fig(III-6) Compresseur Tri-étagé à piston différentiel « écoulement branché au premier étage »



Fig(III-7) Schéma d'un compresseur à six étages à piston différentiel

### III.2.A.2 Les compresseurs rotatifs :

Le principe est radicalement différent de celui des précédents, puisque la compression est consécutive à une transmission de puissance continue en rotation, et il comprime les gaz par réduction de volume.

#### 6.1 Théorie De Fonctionnement. Capacité

Les compresseurs rotatifs sont classifiés comme des machines volumétriques. Ils sont similaires en fonctionnement aux pompes rotatives.

Les compresseurs rotatifs à ailettes coulissantes sont les plus communes.

Récemment, les compresseurs à vis ont fait apparition. La construction de base d'un compresseur à ailettes coulissantes est illustrée fig III-8.

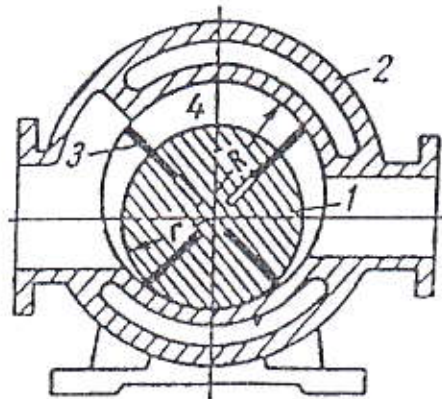


Fig III-8

Quand le rotor 1, monté excentriquement dans le carter 2 tourne, le gaz est attrapé dans l'espace clos 4 formé par les ailettes 3. Le gaz est conduit de la chambre d'aspiration à celle de refoulement. Avec cette construction de compresseur caractérisée par un équilibrage adéquat de masses tournantes, le rotor est capable de tourner à haute vitesse et il est directement accouplé au moteur électrique.

Un compresseur à ailettes coulissantes produit de grandes quantités de chaleur due au frottement mécanique. Par conséquent, pour des rapports de compression au-dessus de 1.5 le carter du compresseur est refroidi par de l'eau.

Les compresseurs à ailettes coulissantes peuvent être utilisés pour aspirer des gaz ou des vapeurs à partir des espaces à pressions sous atmosphériques. Un tel

compresseur est appelé une pompe à vide. Les pompes à vide à ailettes coulissantes créent du vide à 95%.

### **Le rendement**

Pour les compresseurs à ailettes coulissantes, les produits des rendements  $\eta_{iso}$  et  $\eta_m$  sont dans les gammes [0.5 à 0.6] et [0.6 à 0.7] respectivement. Avec des compresseurs à vis, les produits ci-dessus sont un peu plus grands car il n'y a pas de frottement mécanique entre les surfaces engrenées de vis sans fin.

il existe également plusieurs types on note :

#### **a.1- Compresseur a palettes :**

Ces appareils sont constitués d'un rotor cylindrique tournant, excentré dans un stator cylindrique avec lequel il est en contact, suivant une génératrice, le rotor comporte des encaches radiale a l'intérieur desquelles coulisent des palettes qui sont chassés vers l'exterieur par la force centrifuge, le mouvement de rotation provoqué la création de compartiment dont le volume croit pendant un demi-tour.

#### **a.2- Les compresseurs a palette a injection d'huile :**

L'injection d'huile a pour objectif, d'évacuer la plus grande quantité possible de la chaleur résultant de la compression "et même d'augmenter le rendement" tout en assurant la lubrification des organes en mouvement et en diminuant les fuites internes, ces compresseurs de construction simple permettent d'obtenir en un seul étage une pression de refoulement de 6 a 8 bars; l'huile est bien entendu refroidie avant d'être recyclée.

#### **a.3- Les compresseurs a engrenages :**

Ces machines généralement désignés sous le vocable " type roofs " ont constitué la première étape de l'évolution technique des compresseurs rotatifs; elles se composent de deux engrenages a 2 ou 3 dents a profils conjugués et tournant en sens inverses avec un jeu minimum a l'intérieur du carter.

#### **a.4- Les compresseurs a vis lubrifiées :**

La théorie du fonctionnement d'un compresseur à vis avec deux vis sans fins est illustrée fig. III-9

Les éléments principaux d'un compresseur sont deux vis sans fins bien profilés, dont la position relative est rendue invariable à l'aide d'engrenages montés sur les extrémités des arbres. Puisque ces engrenages de synchronisations s'engrènent avec des jeux plus petits que ceux entre les vis sans fins, il n'y a pas de frottement mécanique entre les derniers.

Le vis sans fins à rainure est l'élément distributeur et qui fait l'étanchéité. C'est lui qui réduit la puissance transmise par les engrenages de synchronisation, et réduit leur usure. C'est un facteur très important, parce que des jeux adéquats doivent être maintenus entre les vis sans fins engrenées.

Le gaz est comprimé entre deux vis asymétriques entraînées soit directement du rotor mâle sur le rotor femelle, soit par engrenages de synchronisation.

Les compresseurs à vis lubrifiées ont pris une place avancée dans cette gamme avec un débit de 2 à 10 m<sup>3</sup>/mn et une pression de 7 bars quand ils sont de type Mono-étage; et la version " compresseur à vis bi-étage " sont plus compliqués mécaniquement et qu'il puisse atteindre un débit de 60 m<sup>3</sup>/mn et une pression de 7 bars.

L'huile circule en circuit fermé sous l'effet de la différence de pression entre le refoulement et l'aspiration.

#### **a.5- Les compresseurs à vis non lubrifiés :**

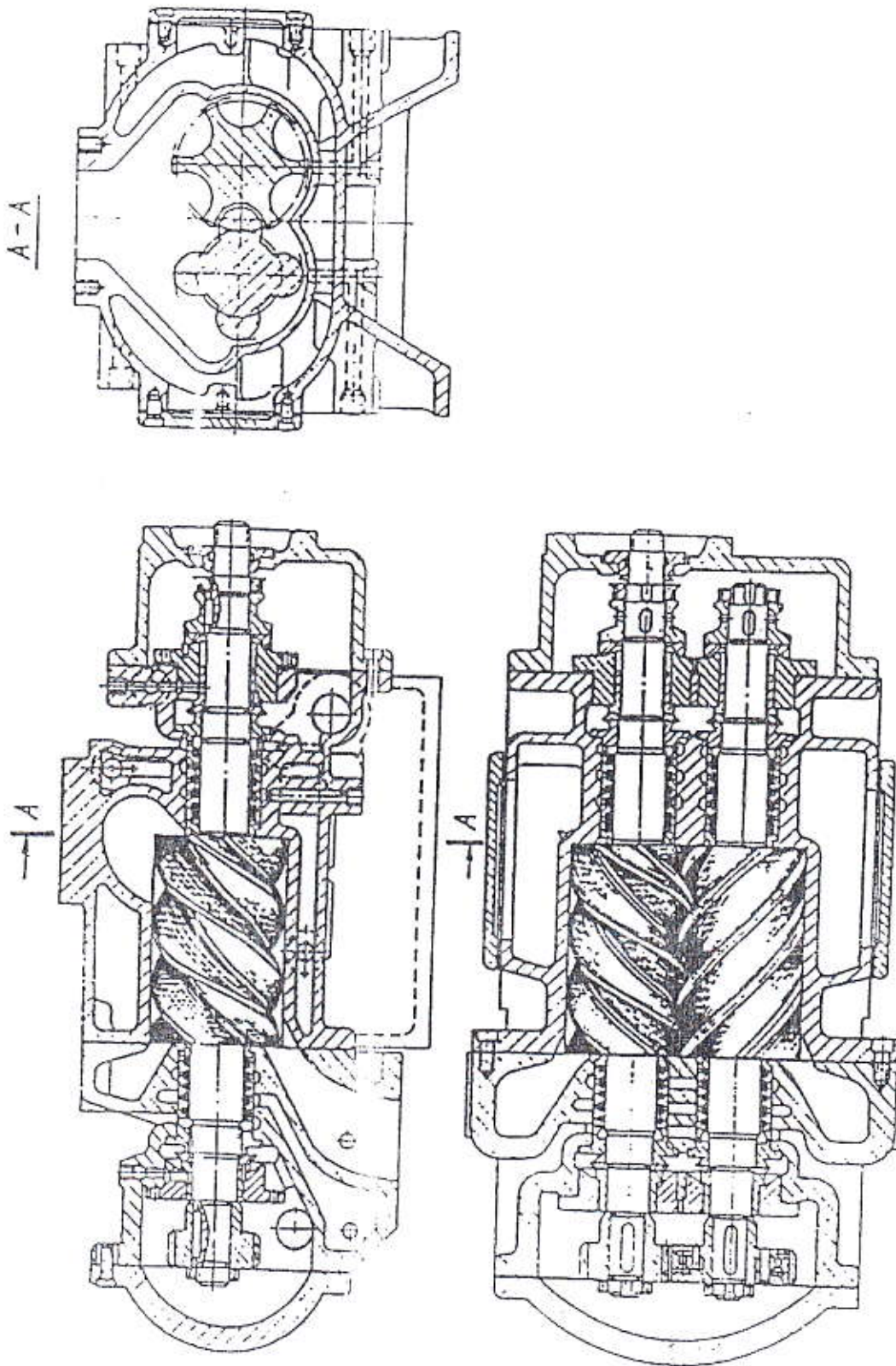
Cette technique consiste à mettre en œuvre des éléments mobiles d'une extrême précision qui vont se déplacer en frottant de très près l'élément voisin sans avoir le moindre contact avec celui-ci, ce qui élimine la nécessité de la lubrification.

Alors l'absence de frottement mécanique aide le compresseur à fonctionner sans lubrification et le gaz refoulé n'est pas contaminé par la vapeur d'huile.

Il y a plusieurs raisons pour éliminer le lubrifiant, pour quelques raisons la construction non lubrifiée est obligatoire comme :

- Sécurité ( compresseur d'oxygène );
- Le lubrifiant contamine le gaz (agitation et transfert de lait);
- Le gaz s'attaque au lubrifiant (chlore et Brom-Trifluorure);
- La fuite de lubrifiant poisonnerait le catalyseur (reformeurs catalytiques et oxydation d'ammoniac);

- Pas de lubrifiant convenable pour les très basses températures (machine de détente);
- Le lubrifiant souille les appareils pneumatiques (appareils de contrôle);



Fig(III-9) Compresseur Bi-rotor a vis-sans fin



**III.2.B- Les turbo-compresseurs :**

Dans les turbo-compresseurs, l'élévation de la pression résulte précisément d'une action sur la vitesse de fluide. Ici encore, l'énergie nécessaire au fonctionnement du compresseur est dépensée sous forme de travail, celui-ci transforme sous forme d'énergie cinétique du fluide à comprimer, et cette dernière à son tour est transformée en pression. La mise en vitesse est obtenue en soumettant le fluide à l'action des roues à aubes ayant une grande vitesse rotative.

Ces machines assurent la compression grâce à la force centrifuge, due au mouvement de rotation des roues munies d'aubes ou d'ailettes.

Les turbo-compresseurs sont divisée en :

**a- Les compresseurs axiaux :**

Les compresseurs axiaux comme les compresseurs centrifuges sont des turbo-compresseurs, sauf que l'accroissement de la pression résulte d'une action sur la vitesse de fluide. Le travail fourni par la turbine sous forme d'énergie mécanique transmise à l'aube de compresseur, est transformé en énergie cinétique du gaz à comprimer grâce à la rotation des aubes, celle-ci est à son tour transforme en énergie de pression dans le diffuseur.

Les compresseurs axiaux sont composés généralement de plusieurs étages, chaque un est constituée par une rangée d'aubes fixes, est une rangée d'aubes mobiles disposées sur le même cylindre. Les compresseurs axiaux sont utilisés pour les grands débits.

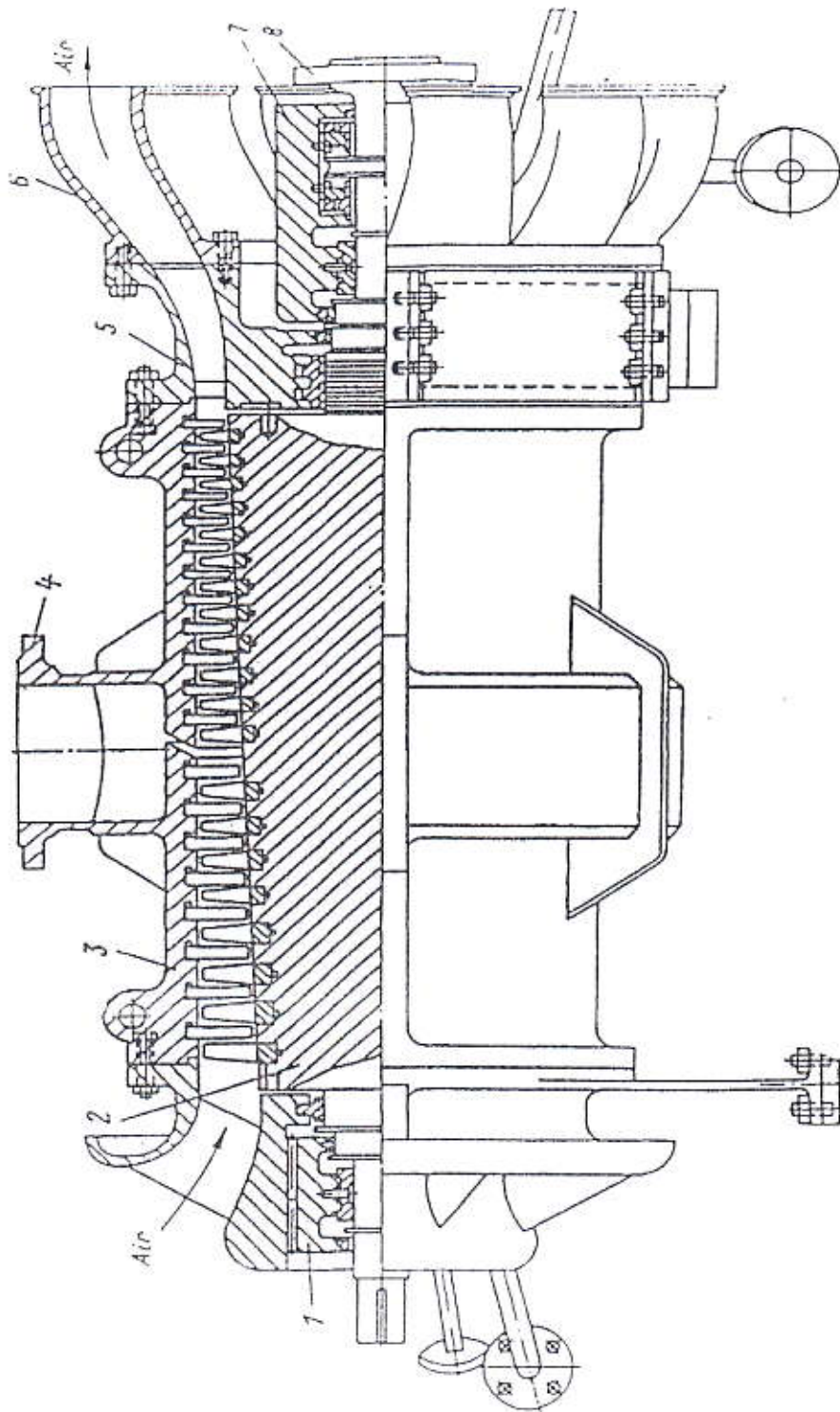
**a.1- Exemples Constructions de Compresseurs :**

Figure III-10 présente une vue latérale et une coupe longitudinale d'un compresseur axial à 20 étages. Il y a une vanne de décharge derrière le huitième étage pour que le compresseur soit capable de deux débits.

Le carter est coupé axialement et à un diamètre intérieur constant, Le rotor est de construction massive. Le compresseur utilisé des paliers à coussinets. Les tuyères d'admission et de sortie sont démontables pour faciliter la fabrication. Les labyrinthes d'entrée et de sortie sont du type échelonné. Cette construction est presque typique des compresseurs axiaux.

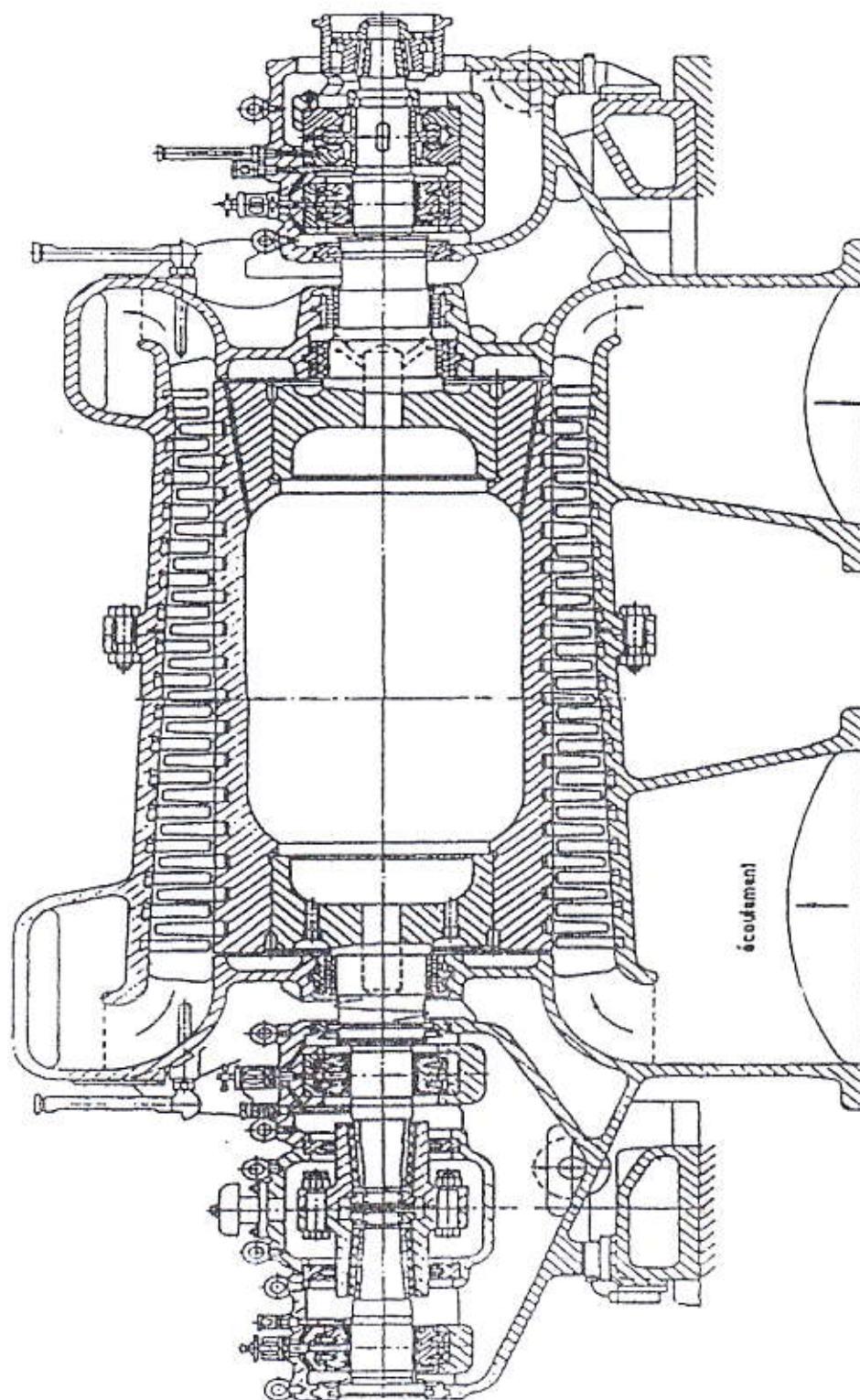
Figure III-11 présente une idée de la construction d'un compresseur axial stationnaire. La construction se distingue d'un diamètre constant pour le rotor et un carter conique. L'air est aspiré et refoulé en sens inverse à l'aide des tuyères intégrées avec le demi carter inférieur, fait en deux parties gauche et droite. Considérant la grande longueur du compresseur, le carter a été coupé en deux parties par un plan normal à l'axe du compresseur.

La construction unique, allégée du rotor porte les grilles d'aubes mobiles, montées sur un cylindre bridé à deux courts arbres de deux côtés. Le compresseur utilise des paliers à coussinet. La butée est de type Kingsbury. Les surfaces d'appui de l'arbre sont protégées avec des coussinets sur les labyrinthes échelonnés. Le débit compresseur est  $70,000 \text{ m}^3/\text{h}$  environ à un rapport de compression de 3,4.



Fig(III-10) Compresseur axial

- 1-palier radial 2-tombour 3-carter 4-decharge 5-diffuseur  
6-raccordement 7-butée 8-bride d'accouplement rigide



Fig(III-11) Compresseur axial à rotor (moyeu) de diamètre fixe

**III.2.B.2-Les compresseurs centrifuges :**

Les turbo-compresseurs peuvent être des compresseurs centrifuges, dans lesquels le parcours du gaz dans les roues est dirigé du centre vers la périphérie.

Donc l'énergie du gaz comprimé augmente grâce à la force centrifuge, qui est provoqué par le mouvement de rotation des roues à aubes; les compresseurs centrifuges sont utilisés pour les hauteurs manométriques élevées.[2]

**a- Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge :**

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelée volute d'aspiration ( pour éviter la turbulence à l'entrée de la roue ) qui converge vers le centre dans toutes les directions radiales; il existe une ailette; pour éviter la formation de tourbillon de gaz; elle est située du côté opposé par rapport à la bride d'aspiration dans la chambre annulaire; en suite le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et passe à la 1<sup>er</sup> roue avec une vitesse  $C_1$  et une pression  $P_1$  .

La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse à  $C_2$ , et la pression à  $P_2$ , qui est légèrement supérieure à  $P_1$ ; le gaz parcourt une chambre circulaire appelée diffuseur, où la vitesse sera réduite à la valeur  $C_3$ , qui est inférieure à  $C_2$ , et cette diminution de vitesse contribue à une élévation de pression à la valeur  $P_3$ , qui est supérieure à  $P_2$  fig(III-12) ; en suite le gaz parcourt le canal de retour, celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes, qui ont pour rôle de véhiculer le gaz comprimé vers l'aspiration de la roue suivante .

La disposition des aubes permet de redresser le mouvement en spirale du gaz de manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue, et pour chaque roue le même parcours se répète.

La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui l'amène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement; c'est une chambre circulaire collectant 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 tourner dans la volute, et qui l'envoie à la bride de refoulement.

**b- Construction Du Compresseur centrifuge :**

La plupart de compresseurs centrifuges sont multi-étagés. Les étages de compresseurs à faible débit, sont disposés en groupes séparés par des plans perpendiculaires à l'axe du compresseur.

Les compresseurs de débit intermédiaire et grand, sont construits avec un carter divisé longitudinalement comme les turbines à vapeur modernes. Dans ce cas les aubes diffuseurs et du redresseur sont intégrées avec les deux demi-carters. Plus fréquemment elles sont disposées sur des diaphragmes coupés axialement, et qui sont montés avec serrage dans le carter. Pour améliorer le rendement de puissance, il est désirable de refroidir le carter du compresseur, malgré que cela complique la construction du carter. C'est ainsi que les étages du compresseur sont disposés en groupes, chaque groupe dans un bâti, séparé avec des refroidisseurs intermédiaires interposés. Par suite, c'est possible de construire des compresseurs à un, deux ou trois carters. Les refroidisseurs peuvent être montés entre les groupes d'étages inclus dans un seul carter. Figure III-13 illustre une coupe longitudinale à travers le second carter d'un compresseur à six étages entraîné par turbine et de performance nominale comme suit: débit volumétrique  $9,000 \text{ m}^3/\text{h}$  à pression de  $0.7 \text{ Mpa}$ , vitesse de rotation  $10,200 \text{ tr/mn}$  et puissance d'arbre  $1200 \text{ KW}$ . Le premier carter de ce compresseur abrite une roue mobile à double entrée. L'air comprimé dans le premier étage passe à travers un refroidisseur à tube pour entrer la tuyère d'entrée (1) du second carter qui contient 5 roues qui constituent l'étage final de compression. En passant par la roue 2, l'air s'écoule à travers un diffuseur et entre la roue 3. Le passage suivant d'air est vers la roue 4 par la voie des redresseurs et d'un collecteur, puis vers le cinquième et sixième étage 5 et 6 par la voie d'un refroidisseur intermédiaire et un collecteur. Les éléments principaux de la structure sont le carter 7 moulé en fonte, les fonds 8 et 9 du carter, les tuyères 1 et 1' les bâtis de roulements (ne figurent pas ici). Dans le carter sont installés des disques directeurs qui supportent les aubes des collecteurs.

La poussée est équilibrée par la disposition opposée du cinquième et sixième étage et par une butée de type Kingsbury installée entre les carters du compresseur,

il y a des labyrinthes alternés. Il y a une boîte d'étanchéité qui assure l'étanchéité entre l'arbre et les deux fonds du carter supportant le roulement.

- ❖ Les roues de tous les étages sont fabriquées de l'acier forgé et ne contiennent aucuns disques ou couvercles. Les aubes encastrées sont profilées par fraisage et attachés seulement au moyeu. Les roues sont clavetées à l'arbre fixées par des écrous Les paliers à coussinet sont lubrifiés sous pression par de l'huile alimentée par une pompe rotative entraînée par une prise de mouvement branchée du multiplicateur.
- ❖ Le compresseur est entraîné par un moteur électrique de vitesse  $n = 3,000$  tr/min. La vitesse de rotation est augmentée à 10,200 par un multiplicateur. Les deux carters du compresseur et la transmission sont montés sur une plate-forme de fonte fixée aux fondements. Le moteur électrique est monté sur une plate-forme qui est rigidement attachée à la plate-forme du compresseur et aux fondements.

Figure III-14 montre une coupe longitudinale d'un compresseur à 4 étages employé au service du haut fourneau. Le compresseur à un débit  $Q$  de 2,840 à 3,250  $m^3/h$  et pression finale  $p$  de 0.36 à 0.43 Mpa.

L'entraînement est assuré par une turbine à gaz tournant à une vitesse entre 2,500 et 3,400 tr/min. Le compresseur est refroidi par un refroidisseur monté à l'extérieur entre le troisième et le quatrième étages. Figure III-15 donne une idée d'un compresseur à six étages utilisé dans une usine produisant l'oxygène à partir de l'air atmosphérique. Le débit du compresseur est 90  $m^3/h$  à une pression finale de 0.8 Mpa.

Le compresseur est muni de refroidisseurs intégrés au carter (après tous les deux étages) ce qui économise énormément sur les dimensions et la masse de l'unité.[2]

### **c- Les types de compresseurs centrifuges :**

Les compresseurs centrifuges ont des formes différentes en fonction de leur service qu'ils doivent effectuer, et de leur pressions nominales alors en distingue :

#### **c.1- Compresseur avec corps ouverts horizontalement (Split) :**

Le corps du compresseur se divise en deux parties tout le long du plan horizontal supérieur, et inférieur; dans ce cas l'assemblage sera par boulonnage au niveau du joint horizontal, et l'étanchéité du joint est de type métallique.

La construction de la machine est faite spécialement pour permettre un démontage facile. Il n'est pas conçu pour des opérations à haute pression, ou celle utilisant un gaz contenant une quantité importante d'hydrogène, et c'est ce qui rend la masse moléculaire réduite. La limite maximale de pression pour ces compresseurs est entre 50 et 60 bars.

**c.2- compresseur avec corps ouverts verticalement (barrel) :**

Les compresseurs aux 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 nommé " barrel ".

Ces compresseurs sont généralement multi-étagés et peuvent atteindre des pressions très élevées peut aller à 700 bars.



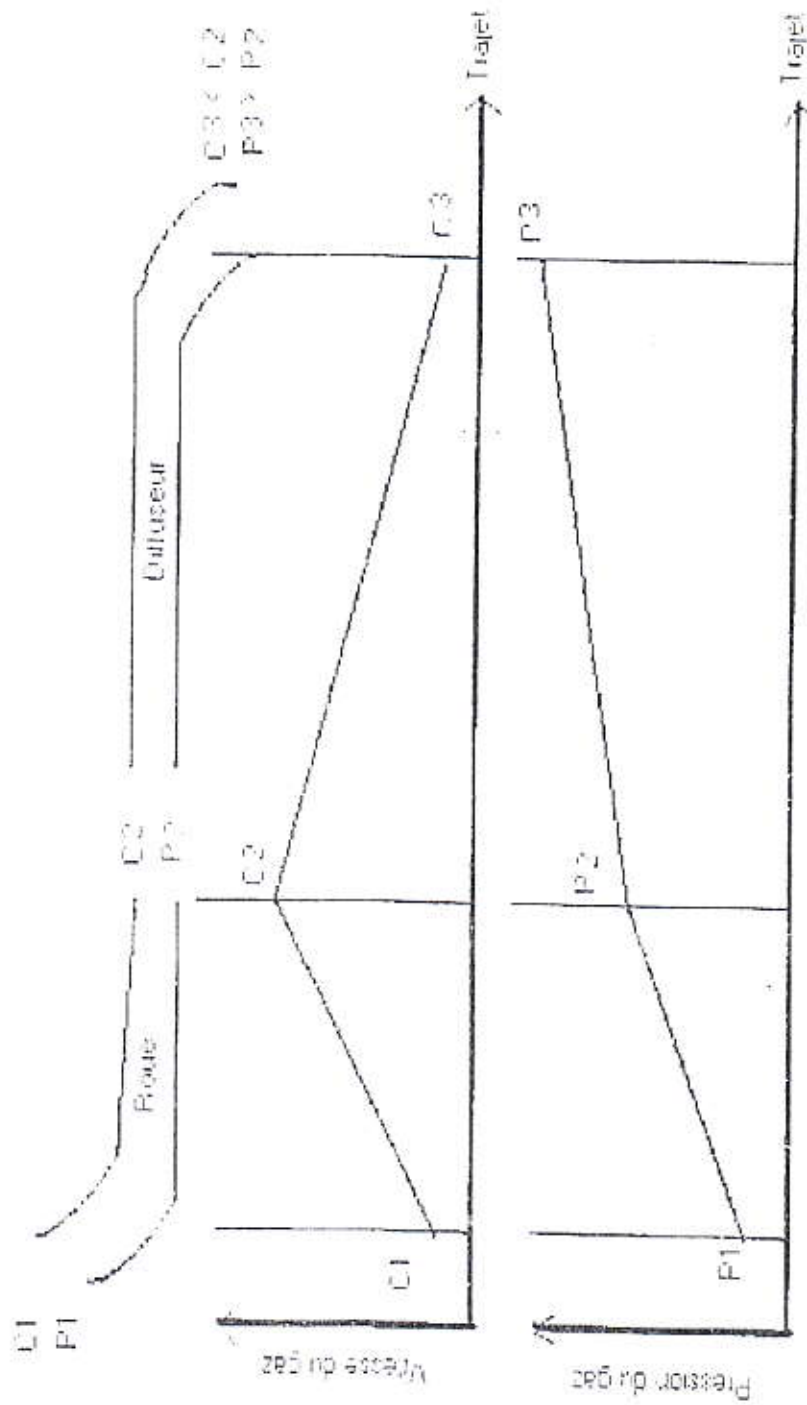
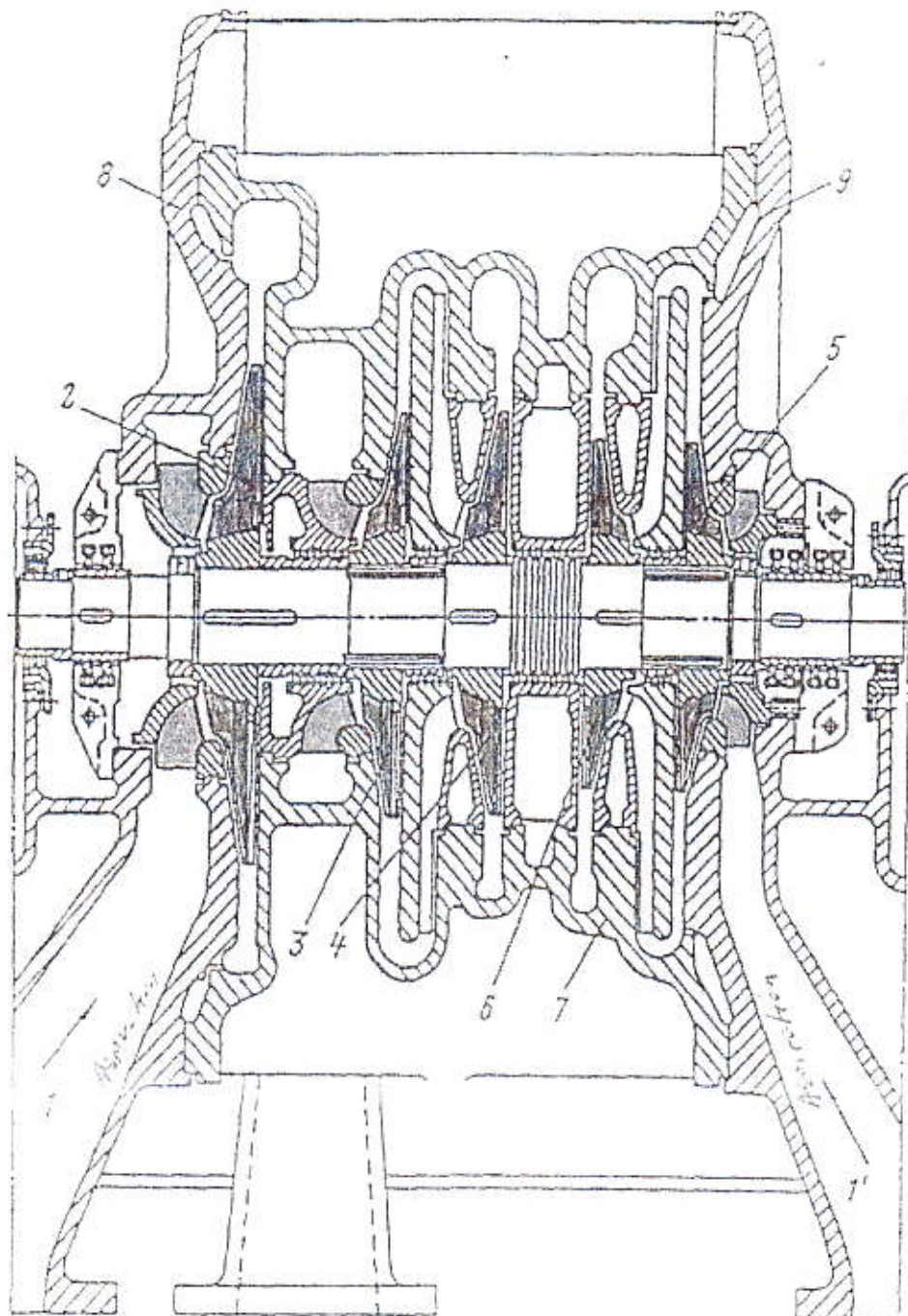
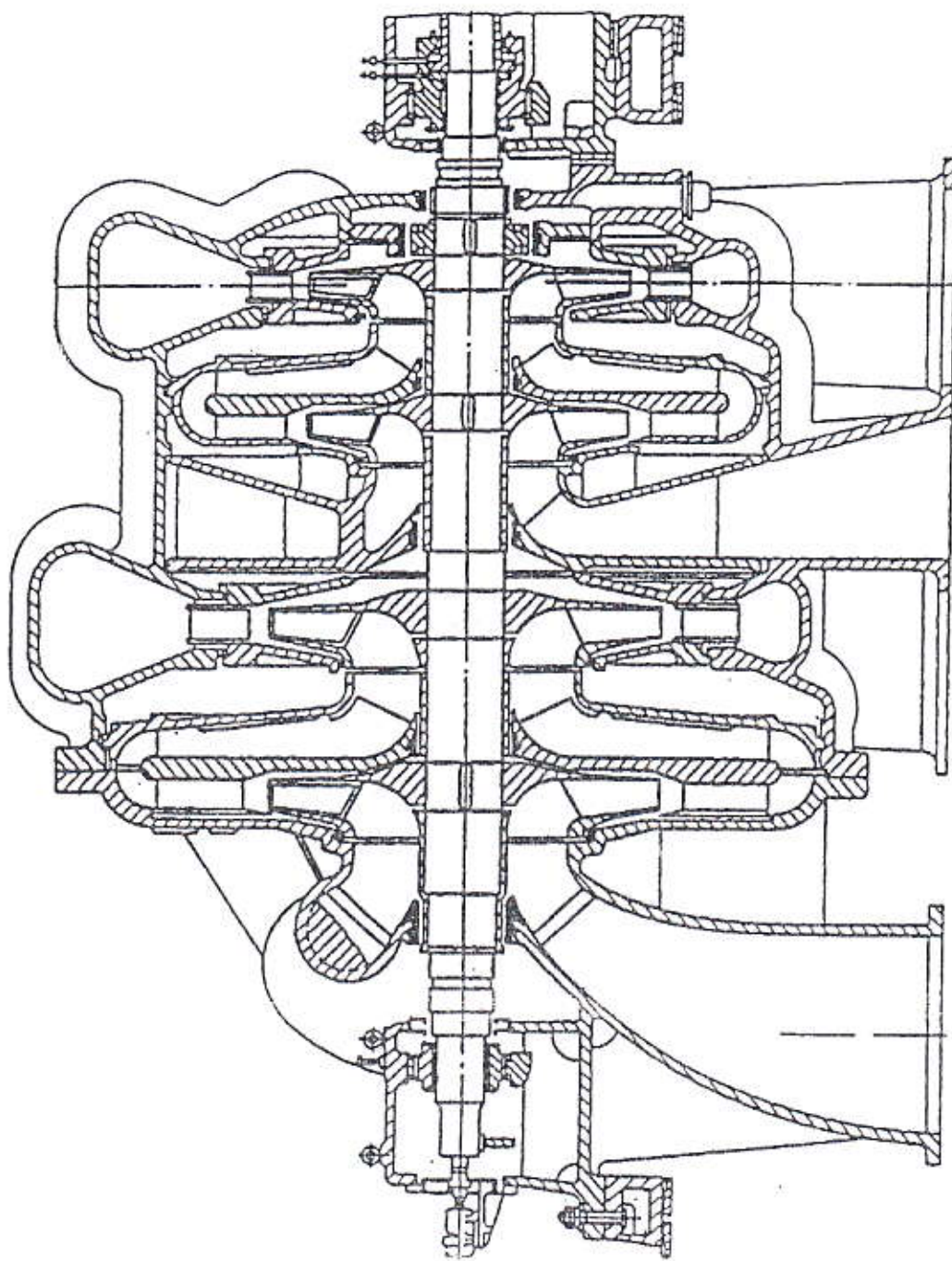


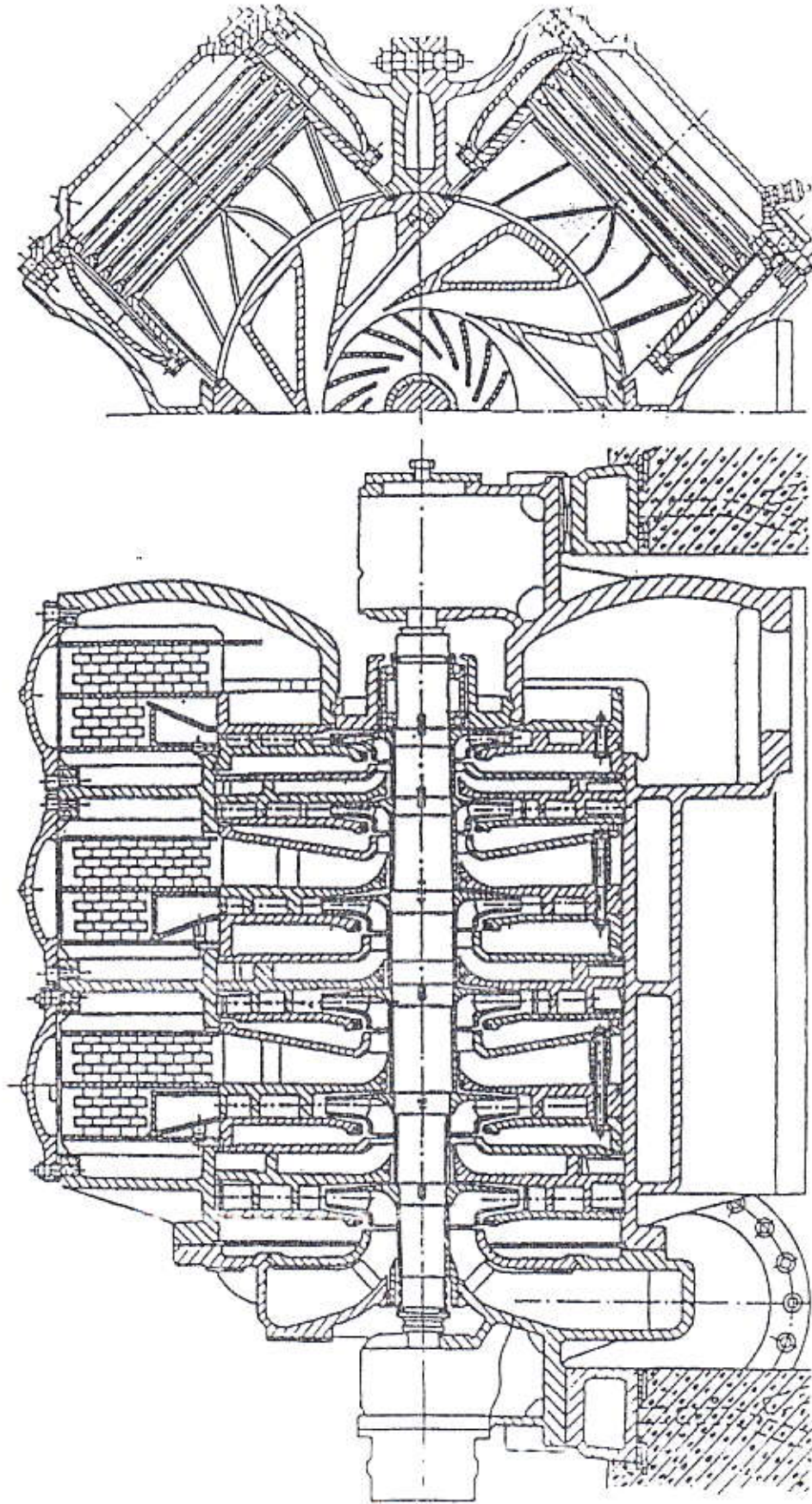
Fig (III-12) principe de fonctionnement



Fig(III-13) Compresseur entraîné par turbine-coupe longitudinale  
du deuxième carter



Fig(III-14) Compresseur au service d'un haut fourneau



Fig(III-15) Compresseur avec refroidisseurs intégrés

# **Chapitre : 04**

## **Notion de Base de Calcul Des Compresseurs**

L'objectif de ce chapitre, est de donner quelque notion de base nécessaire pour calculer les paramètres de compresseurs centrifuges, et d'expliquer le phénomène de pompage de ce dernier.

### **IV.1-Thermodynamique du Compresseur**

La théorie la plus simple, et pourtant précise dans les limites pratiques, d'un Compresseur de gaz, est basée sur la thermodynamique du gaz parfait.

Il est à rappeler que, par un gaz parfait on entend un agrégat de molécules de gaz dans l'état de mouvement aléatoire. La force intermoléculaire est supposée absente dans un tel gaz, puisque les dimensions des molécules sont petites comparées aux distances intermoléculaires.

Le volume occupé par un gaz parfait, varie avec la pression et la température, parce que les distances intermoléculaires changent tandis que les dimensions de molécules restent inchangées.

Les évolutions thermodynamique, d'un gaz parfait ont lieu sans que les chaleurs spécifiques  $C_p$  ou  $C_v$  ne changent. Le gaz parfait obéit à l'équation d'état:

$$PM = \rho RT \quad (IV-1)$$

Quand cette équation est utilisée dans le calcul du compresseur, l'erreur résultante est d'autant plus grande que la température baisse et la pression augmente. Par conséquent, si cette équation est appliquée pour l'air sec (gaz réel) dans la gamme de températures de 293 à 373 K et dans la gamme de pressions allant de 0 à 5 MPa, l'équation (IV.1) donnera une erreur de l'ordre de 1%. Avec des compresseurs de pression d'air finale jusqu'à 10 MPa (Environ 100 kg/cm<sup>2</sup>), les calculs basés sur les lois de gaz parfait mènent à une erreur d'environ 2%, ce qui est tolérable dans les buts techniques généraux. Pour les pressions d'air finales au-dessus de 10 MPa, on doit se servir de l'équation du gaz réel

$$PM = Z \rho RT \quad (IV-2)$$

Où  $Z$  = coefficient de compressibilité. La valeur de  $Z$  est obtenue expérimentalement pour diverses valeurs de rapports non - dimensionaux  $P/P_{crit}$  ou  $T/T_{crit}$  ou  $P_{crit}$  et  $T_{crit}$  sont respectivement la pression et la température critiques.

IV.2-Équations de Base

La première loi de thermodynamique et l'équation d'état du gaz parfait sont utilisées pour dériver les équations suivantes qui décrivent les évolutions de compression et de détente dans les compresseurs.

$$\begin{aligned} \downarrow \text{Évolution polytropique} \quad p / \rho^n &= \text{const.} \\ \text{ou} \quad P V^n &= \text{const.} \end{aligned} \quad (\text{IV-3})$$

Donc on peut déduire les expressions suivantes

$$T_2/T_1 = P_2/P_1^{(n-1/n)}$$

$$T_2/T_1 = (V_1/V_2)^{(n-1)}$$

$$\text{Ou encore } (P_2/P_1) = (V_1/V_2)^{(n)} = (\rho_2 / \rho_1)^{(n)} \quad (*)$$

Est d'après (\*) on aura

$$n = \log (P_2/P_1) / \log (\rho_2 / \rho_1)$$

$$\begin{aligned} \downarrow \text{Évolution adiabatique} \quad p / \rho^\gamma &= \text{const.} \\ \text{ou} \quad P V^\gamma &= \text{const.} \end{aligned} \quad (\text{IV-4})$$

$$\begin{aligned} \downarrow \text{Évolution isotherme} \quad p / \rho &= \text{const.} \\ \text{ou} \quad P V &= \text{const.} \end{aligned} \quad (\text{IV-5})$$

L'évolution polytropique c'est le type général d'évolutions thermodynamiques caractérisées par l'exposante polytropique  $n$ . Dans les compresseurs,  $n$  va de 1,15 à 1,8, cela dépend des conditions intérieures et extérieures. Par une évolution adiabatique on entend une évolution sans échange de chaleur entre le gaz et l'environnement.

Dans une telle évolution, une chaleur interne peut être produite par le frottement aérodynamique et par la formation de tourbillons. Une évolution adiabatique parfait n'est pas réalisable dans les compresseurs parce que l'échange de chaleur entre l'écoulement du gaz et les environnants ne peut pas être empêché complètement par la voie du calorifugeage.

En sus des évolutions décrites par les équations de (IV-3) à (IV-5), la théorie du compresseur porte sur l'évolution isentropique où aucun changement d'entropie n'a lieu puisque aucune chaleur interne n'est produite par frottement aérodynamique.

D'emblée, une évolution isentropique ne peut réellement avoir lieu dans un compresseur réel.

### **IV.3-Les diagrammes S-T et P-V**

Les évolutions évoquées ci-dessus sont tracées sur le plan (S-T) (entropie contre température absolue) fig. (IV-1)

La figure représente les types principaux d'évolution de compression:

- ✦ Polytropique, avec  $n < \gamma$ , typique de compresseurs avec refroidissement intensif à l'eau, fig.(IV-1 a).
- ✦ Polytropique, avec  $n > \gamma$ , typique de compresseurs dynamiques (centrifuges et axiaux) fig.(IV-1 b).
- ✦ isentropique, avec  $S = \text{const.}$  fig.(IV-1 c)
- ✦ isotherme, avec  $T = \text{const.}$  fig.(IV-1 d).

Les évolutions illustrées sur figures (IV-1c) et d sont impossible à réaliser dans des compresseurs, la première due à la libération considérable de chaleur par le frottement interne dans l'écoulement du gaz, la deuxième parce qu'un tel compresseur n'est pas réalisable avec un système de refroidissement capable de garder l'écoulement isothermique.

Comme on verra plus loin, les deux dernières évolutions sont utilisées pour juger le rendement des compresseurs.

Considérons ci-dessous, les aspects des diagrammes thermodynamiques des évolutions de compression tracées sur figures (IV-1)

Dans tous les cas, l'évolution de compression est représentée par la ligne 1-2. Au cas général, fig. (IV-1a) et b, la compression est accompagnée d'un changement d'entropie et d'une hausse de température. L'enthalpie du gaz augmente au cours de l'évolution.

Dans une évolution polytropique de compression, avec  $n < \gamma$ , la ligne 1-2 représente la compression dans l'espace opérationnel du compresseur (cylindre, canalisation du rotor et du carter), la ligne 2-3 représente le refroidissement isobarique du gaz comprimé quittant le compresseur. Le gaz est refroidi dans le post refroidisseur du compresseur et dans les tuyaux. D'après la loi de conservation d'énergie, l'énergie libérée par le compresseur pour comprimer et refouler le gaz est



caractérisée (compte tenu des pertes mécaniques) par la chaleur totale enlevée du gaz au cours de compression puis de refroidissement isobarique.

La définition de base de l'entropie dans une évolution thermique élémentaire est.

$$dS = dQ/T$$

Pour les évolutions 1-2 et 2-3

$$Q_{1-2} = \int_1^2 TdS \quad . \quad Q_{2-3} = \int_2^3 TdS$$

Les intégrantes sont les aires élémentaires représentant les évolutions de compression et de refroidissement tracées sur le diagramme S-T. Par conséquent, l'énergie transférée au gaz pour réaliser la compression, en termes d'unités de chaleur, est représentée sur le diagramme par l'aire totale indiquée par 1-2-5-6 et 2-3-4-5 .

Le gaz est comprimé selon un polytrophe avec une exposante  $n > \gamma$  (fig. IV-1b), qui est d'ailleurs caractéristique de compresseurs à refroidissement par air ou par une faible débit d'eau. L'aire 1-2-6-5 sous la ligne de compression polytropique 1-2, représente l'énergie thermique engendrée par la friction du fluide et la formation de tourbillons.

La puissance fournie au compresseur est consommée pour comprimer le gaz est le pousser à travers le compresseur mais aussi pour vaincre le frottement dans la canalisation de l'écoulement. Le travail fait pendant le cycle de compression est indiqué par l'aire 1-2-3-4-5. Par conséquent, la puissance totale consommée par le compresseur (en soustraite la puissance requise pour tenir compte des pertes mécaniques et pertes de fuites) est représentée par l'aire 2-3-4-6.

Si l'évolution de compression suivait l'isentropie 1-2' la consommation totale de puissance serait égale à l'aire 1-2'-3-4-5, c'est à dire l'aire 1-2'-2-6-5 soustraite.

Donc l'aire 2'-2-6-5- est la puissance supplémentaire consommée par le compresseur, en passage de l'évolution isentropique à l'évolution polytropique avec  $n > \gamma$ . Evidemment, l'aire 1-2'-2 est la puissance supplémentaire consommée lors de compression et du transvasement du gaz, résultant de réchauffement dû au frottement et formation de tourbillons.

Les considérations ci-dessus tiennent aussi bien pour les diagrammes S-T de l'évolution isentropique et isothermique, (fig. IV-1 c et d).

La moindre puissance consommée par un cycle de compression est de l'évolution isothermique, (Fig. IV-1d). Cette puissance est représentée par l'aire 1-2-4-5

Des fois, le cycle compresseur est plus convenablement illustré par le diagramme P-V (fig. IV-2). Là, la ligne solide 1-2 représente l'évolution de Compression polytropique avec  $n < \gamma$  qui a lieu dans la canalisation Compresseur.

Théoriquement, la ligne de refroidissement 2-3 est un isobare de pression  $P_2 = \text{const}$ , cependant la ligne réelle va un peu au dessous de la ligne  $P_2$ .

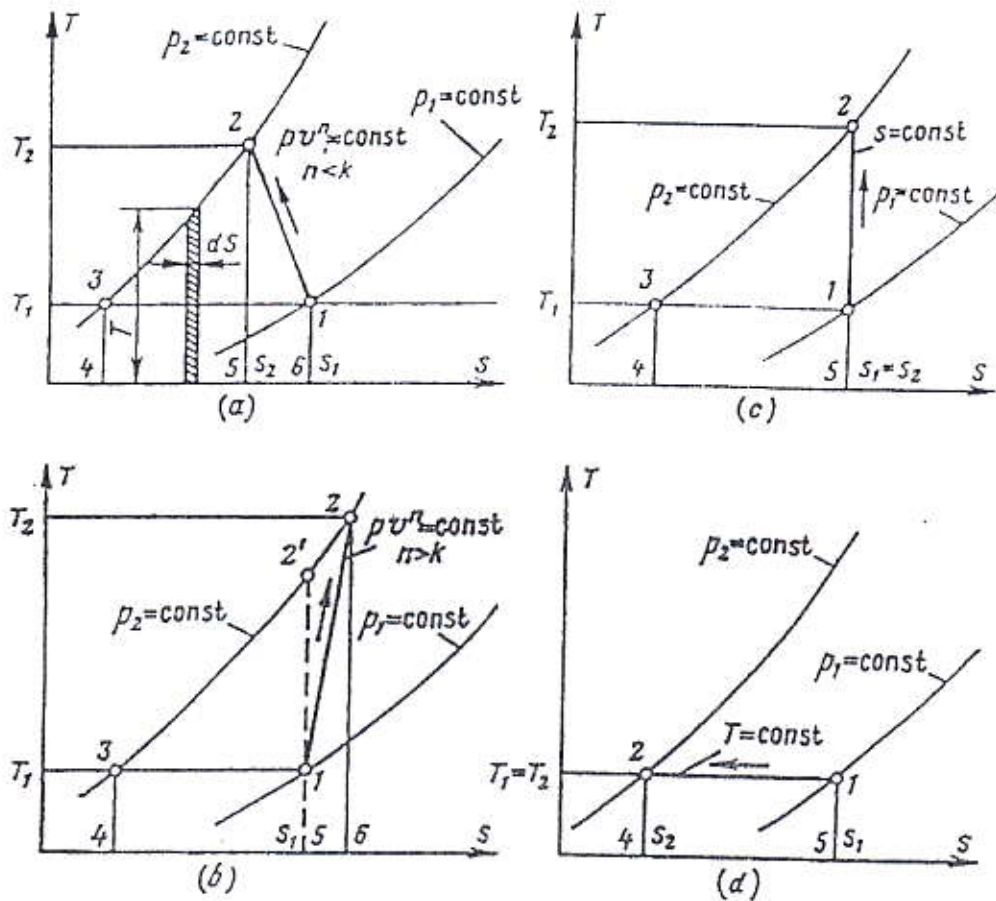
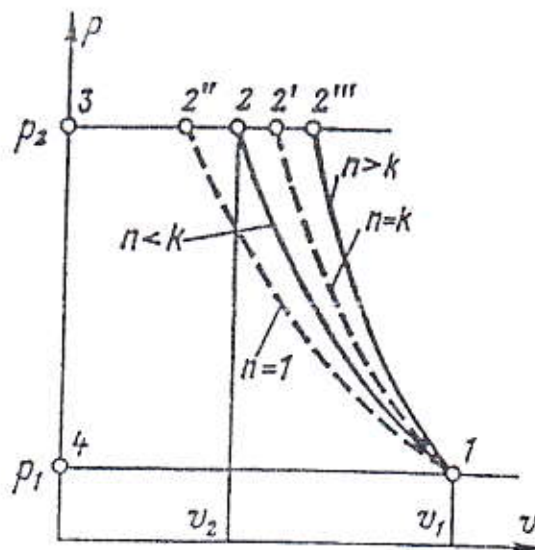


Fig (IV-1) Diagrammes S-T des évolutions de compresseurs décrites par les équations



Fig(IV-2) Diagrammes P-V des évolutions de compresseur décrites

Les autres lignes de compression (2 pointillées et une solide) sont 1-2'' (isotherme), 1-2' (isentropique) et 1-2''' (adiabate avec  $n > \gamma$ ).

#### IV.4- Equation D'énergie Pour Le Cycle Compresseur

L'aire du diagramme PV, bornée par les deux isobares de pression initiale ( $P_1$ ) et finale ( $P_2$ ), le polytrophe de compression et l'axe d'ordonnée (fig. IV-2) représente l'énergie  $W$  consommée pendant le cycle du compresseur pour la compression et le refoulement d'un kilogramme de gaz.

Pour une évolution avec  $n < \gamma$

$$W = - \int_1^2 P dV + P_2 V_2 - P_1 V_1$$

En vertu de l'équation de compression polytrophique

$$P V^n = P_1 V_1^n$$

On a :

$$-P = \frac{P_1 V_1^n}{V^{n+1}} \text{ et. Par. Suite}$$

$$W = -P_1 V_1^n \int_1^2 \frac{dV}{V^{n+1}} + P_2 V_2 - P_1 V_1$$

Après intégration et transformation algébrique, on obtient

$$W = \frac{1}{n-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{IV-6})$$

La relation entre pression et température dans une évolution polytrophique est donnée par

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{IV-7})$$

Par conséquent

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[ \frac{T_2}{T_1} - 1 \right] \quad (IV-8)$$

Utilisant l'équation d'état  $pV = RT$  l'équation IV-8 deviendra

$$W = \frac{n}{n-1} R [T_2 - T_1] \quad (IV-9)$$

Les équations IV.3 et IV.4 des processus polytropiques et isentropiques sont identiques et diffèrent seulement par les valeurs de l'exposante. Les relations suivantes sont donc valables pour une compression isentropique

$$W_{ise} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (IV-10)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{T_{2ise}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (IV-11)$$

$$W_{ise} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{T_{2ise}}{T_1} \right) - 1 \right] \quad (IV-12)$$

$$W_{ise} = \frac{\gamma}{\gamma-1} R [T_{2ise} - T_1] \quad (IV-13)$$

Utilisant les relations connues  $R = C_p - C_v$ ,  $K = C_p/C_v$ , l'équation ci dessus peut se transformer en

$$W_{ise} = C_p (T_{2ise} - T_1) \quad (IV-14)$$

L'équation IV.14 exprime le travail de compression isentropique en termes de l'enthalpie initiale et finale du gaz comprimé.

Pour la compression isothermique définie par  $Pv = P_1V_1 = P_2V_2$  le diagramme P-V montre que:

$$W_{iso} = - \int_1^2 P dV + P_2 V_2 - P_1 V_1 = - \int_1^2 P dV$$

Tenant compte que  $P = P_1 V_1 / V$  on obtient

$$W_{iso} = - \int_1^2 P_1 V_1 \frac{dV}{V} \tag{IV-15}$$

$$W_{iso} = P_1 V_1 \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right)$$

Les relations de IV.6 à IV-15 peuvent être utilisées pour déterminer l'énergie consommée pour réaliser le cycle compresseur, mais elles ne répondent pas à la question de répartition de l'énergie consommée dans le changement des paramètres spécifiques du cycle. Cette question peut être répondue à l'aide du principe de la conservation d'énergie. Pendant le cycle de compresseur, l'énergie est consommée pour changer l'enthalpie et l'énergie cinétique du gaz et pour compenser les pertes externes de chaleur.[2]

**IV.5- Rendement de compresseur**

L'efficacité d'un compresseur ne peut pas être jugée a l'aide du rendement de puissance conventionnel, qui est le rapport de l'énergie fournie au gaz et l'énergie dépensée dans la réalisation du cycle compresseur.

Le rendement est défini comme étant le rapport de la puissance utile  $Q_m (W)$  à la puissance réelle consommé  $P_r$

$$\eta = Q(W) / P_r \tag{IV-16}$$

**IV.5.1- Rendement isentropique :**

Le rendement isentropique ou adiabatique d'une machine s'écrit

$$\begin{aligned} \eta_{ad} &= Q_m (W_{ad}) / P_r \\ \eta_{ad} &= Q_m [ \gamma / (\gamma - 1) ] ZR (T_2 - T_1) / P_r \end{aligned} \tag{IV-17}$$

**IV.5.2- Rendement polytropique :**

On peut définir le rendement poly tropique comme suit

$$\eta_p = Q_m (W_p) / P_r$$

$$\eta_p = Q_m [n / (n-1)] Z R T_0 [(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1] / P_r \quad (IV-18)$$

et on peut écrire le rendement poly tropique par l'équation suivante [5]

$$\eta_p = Q_m (W_p) / P_r = [n / (n-1)] / [\gamma / (\gamma - 1)]. \quad (IV-19)$$

#### IV.6- Caractéristique d'un procès de compression

Une compression isotherme est très difficile à obtenir, car il n'est pas possible d'évacuer la quantité de chaleur dégagée aussi rapidement dès qu'elle est générée par le procès de compression. La compression adiabatique est aussi difficile à obtenir par ce qu'il est impossible de prévoir l'échange de chaleur pendant le cycle de compression – expansion. Malgré cela des compresseurs sont dimensionnés en utilisant d'évolution isentropique comme référence ; d'autres sont dimensionnés selon une évolution poly tropique qui tient compte de la non idéalité des gaz sous les conditions non idéales .

On note que l'évolution adiabatique est réversible par contre les deux autres sont irréversible.[2]

#### IV.7- Caractéristiques du compresseur

Ces caractéristiques sont obtenus expérimentalement à la suite des essais, car le fonctionnement des compresseurs est accompagné de certaines pertes de l'énergie; et ces pertes ne peuvent pas être calculées avec une telle précision qui nous permet de tracer les caractéristiques réelles.

Les caractéristiques principales sont :

- ⚡ La hauteur en fonction de débit  $H=f(Q)$ .
- ⚡ La puissance en fonction de débit  $P=f(Q)$ .
- ⚡ Le rendement en fonction de débit  $\eta=f(Q)$ .

Les caractéristiques du compresseur consistent une particularité qui le différencie des caractéristiques des pompes, cette particularité est une zone instable appelée zone de pompage. [3]

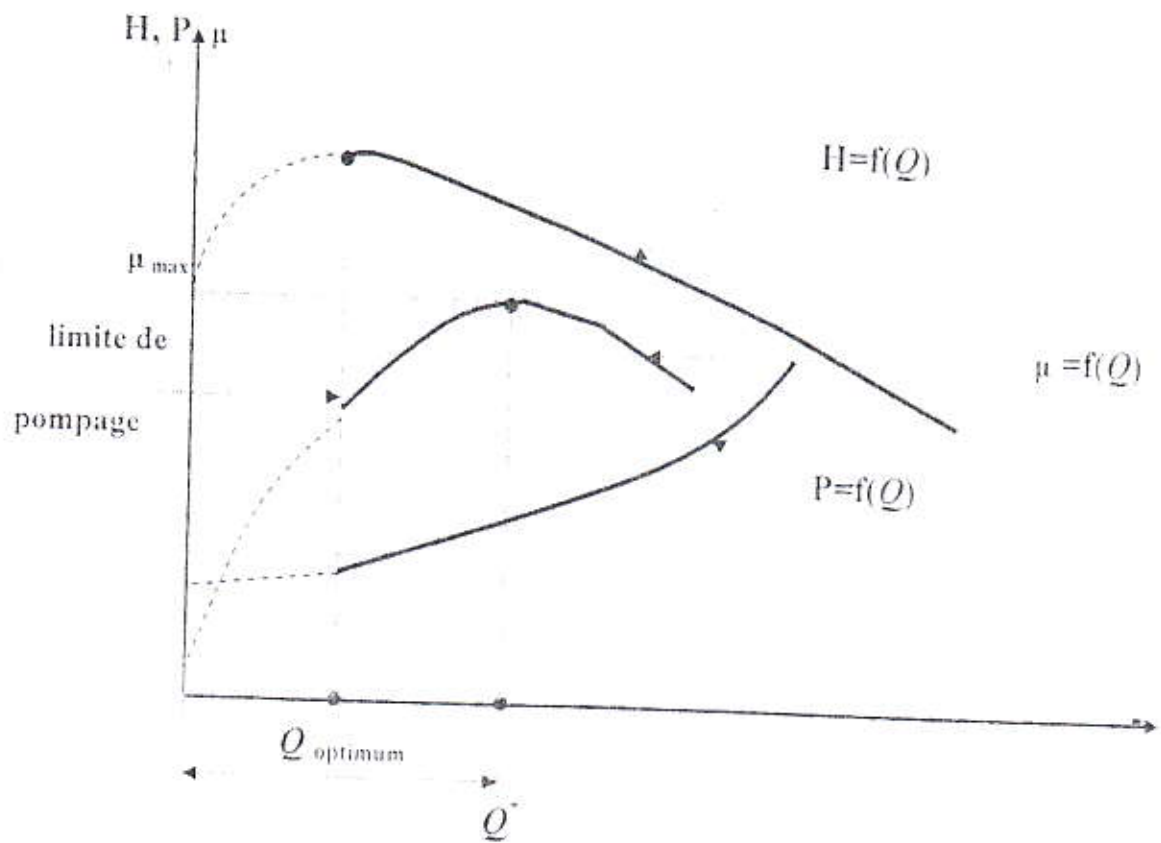


Fig (IV-3) : Les caractéristiques principales d'un compresseur centrifuge



### IV.8- Pompage d'un compresseur centrifuge

L'adaptation du compresseur à des conditions de fonctionnement variées, doit être réalisée de manière à assurer à la machine dans tous les cas, une marche stable.

C'est-à-dire un fonctionnement sans pompage, et le fonctionnement d'un compresseur n'est pas stable que dans certaines limites.

Le pompage se produit lorsque le compresseur n'est pas en mesure de générer suffisamment de pression pour déplacé les gaz vers les équipements en aval, lorsque cela se produit, la pression à l'intérieur du compresseur devient plus basse que la pression dans la conduite de refoulement, causant momentanément un débit inverse, de la conduite de refoulement vers le corps du compresseur, et lorsque cela se produit, la pression dans la conduite de refoulement devient inférieure à la pression à l'intérieur du compresseur, et le débit redevient normal.

Si le débit à l'aspiration du compresseur n'a pas augmenté le cycle se répète. Alors on sera devant le phénomène de pompage. [6]

Ces inversions de débit engendrent généralement des pulsations de fréquences variables, allant d'un bruit simple à un choc violent qui peut causer la destruction des ambages du compresseur. Pour cette raison et pour d'autres il faut éviter de fonctionner le compresseur en zone de pompage à tout prix. [4]

# Les causes probables d'un pompage sont :

- ✚ réduction de débit du gaz aspiré par le compresseur.
- ✚ Différentiel de pression entre l'aspiration et le refoulement est très importante.
- ✚ La température du gaz d'aspiration est très élevée.

# Les conséquences d'un pompage violent sont :

- ✚ vibrations excessives du compresseur.
- ✚ bruit excessif suivi d'un échauffement du compresseur (augmentation de la température des paliers).
- ✚ Le pompage peut endommager les joints, les aubes des rotors, et les paliers.
- ✚ Dans les cas extrêmes, il peut en résulter un bris catastrophique du compresseur. [6]

Il existe plusieurs mesures qui peuvent être prises pour éviter le pompage d'un compresseur centrifuge :

- ✚ prévoir un appoint de gaz pour augmenter le débit d'aspiration.
- ✚ augmenter le débit qui traverse le compresseur en faisant un retour à l'aspiration avec une partie du gaz refoulé par le compresseur au travers d'un aéroréfrigérant , on peut utiliser une vanne d'anti-pompage.
- ✚ Diminuer le taux de compression par diminution de la pression de refoulement, ou l'augmentation de la pression d'aspiration, suite à la réduction de la vitesse, si le compresseur est entraîné par un moteur électrique a vitesse variable, ou une turbine.

Généralement le système de protection du compresseur centrifuge contre le pompage le plus utilisé, est le recyclage de gaz vers l'aspiration.

#### **IV.9-Système de protection anti-pompage**

La tâche de régulation anti-pompage est de maintenir le compresseur dans le champ stable de fonctionnement, en assurant quelque soit le rapport de compression, un débit aspiré supérieur au débit correspondant au pompage, tout la régulation adoptée doit satisfaire les nécessités suivantes :

- ✚ La ligne de régulation doit être la plus proche possible de la ligne limite de pompage. mais déplacée parallèlement d'une quantité établie par rapport à l'axe du débit.
- ✚ La ligne de régulation, lorsque les conditions du fluide aspiré varient, ne doit pas s'approcher de la ligne de pompage, relative aux conditions d'études, plus de ce qui est nécessaire au bon fonctionnement du système anti-pompage.
- ✚ Le système doit protéger la machine dans toutes les conditions de fonctionnement, démarrages et arrêts.

Alors on peut prévenir le pompage en assurant, que le débit à l'aspiration du compresseur est toujours supérieur au débit de pompage. On fait alors référence à la limite de pompage du compresseur.[4]

Le système d'anti-pompage pour les compresseurs d'injection comprend, un transmetteur de débit, un transmetteur de pression a l'aspiration du compresseur et

un autre transmetteur de pression au refoulement du compresseur. Ces trois instruments transmettent les données du procédé au régulateur anti-pompage.

Lorsque le régulateur reçoit les données, il les compare au point de consigne et ensuite envoie un signal à la vanne de recyclage, qui règle le débit de gaz du refoulement à l'aspiration du compresseur.

Le régulateur anti-pompage fonctionne comme un PLC (Programme Logique Contrôle). Les paramètres primaires du régulateur sont le ratio de compresseur, qui est dans les faits le différentiel de pression entre l'aspiration et le refoulement, et le débit d'aspiration du compresseur. [6]

# **Chapitre : 05**

## **Exploitation de l'unité de compression (MP-HP)**

**V.1-Position de problème**

D'après le chapitre II (collecteurs des gaz) on a vu que le gaz qui alimente la station de réinjection vient de plusieurs sources, une de ces sources c'est le gaz d'appoint qui vient de l'unité de traitement de gaz, cette source devait être supprimée pour des raisons techniques.

Sachons que le débit de gaz d'appoint est de :  $600000 \text{ SM}^3/\text{J}$ , et en plus de ça le fuel gaz qui est destiné à la turbine à gaz qui est consommé :  $200000 \text{ SM}^3/\text{J}$ .

Alors le gaz d'appoint qui vient de l'unité de traitement de gaz est de :  $800000 \text{ SM}^3/\text{J}$ .

Et pour alimenter la turbine il existe une vanne d'auto-alimentation qui vient du séparateur S-03.

Alors le débit de gaz qui va manquer à la station de compression (MP-HP) est de :

$$600000 + (200000 * 2) = 1 \text{ MSM}^3/\text{J}$$

$$4,4 - 1 = 3,4 \text{ MSM}^3/\text{J}$$

$$3400000 / 24 = 141666,67 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G = 141666,67 \text{ m}^3/\text{h}$$

On calcule ce débit par unité de masse

$$G * \rho = Q_m$$

$$141666,67 * 0,8125 = 115104,17 \text{ kg/h}$$

**Calcul de débit de recyclage :**

D'après la courbe caractéristique du compresseur C-02 on voit que le débit disponible dépasse la limite de l'anti-pompement.

Alors la vanne de l'anti-pompement peut s'ouvrir jusqu'à 20 % c-à-d que le débit recyclé est de :  $23020,83 \text{ kg/h}$ .

Le débit de gaz qui va traverser le compresseur MP est de :

$$Q_m = 138125 \text{ kg/h}.$$

Ce débit permet le fonctionnement du compresseur en dehors de la zone de pompement.

V.2-les Paramètres de fonctionnement de compresseur(MP-HP)

**1<sup>er</sup> variante**

**❖ 1<sup>er</sup> section (MP) :**

Paramètres de fonctionnement :

- pression d'aspiration :  $P_{11} = 19,5$  bars
- pression de refoulement :  $P_{21} = 66,433$  bars
- nombre des roues : 4roues
- coefficient adiabatique :  $\gamma_1 = 1,29$

**❖ 2<sup>eme</sup> section (HP) :**

Paramètres de fonctionnement :

- pression d'aspiration :  $P_{12} = 64$  bars
- pression de refoulement :  $P_{22} = 154$  bars
- température d'aspiration :  $T_{12} = 338$  k
- nombre des roues : 5roues
- coefficient adiabatique :  $\gamma_2 = 1,36$

**2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup> variante**

**❖ 1<sup>er</sup> section (MP) :**

Paramètres de fonctionnement :

- pression d'aspiration :  $P_{11} = 19,5$  bars
- pression de refoulement :  $P_{21} = 58$  bars
- température d'aspiration :  $T_{11} = 313$  k
- nombre des roues : 4roues
- coefficient adiabatique :  $\gamma_1 = 1,29$
- la masse volumique d'aspiration :  $\rho_{11} = 15,6$  kg/m<sup>3</sup>

**❖ 2<sup>ème</sup> section (HP) :**

Paramètres de fonctionnement :

- pression d'aspiration :  $P_{12} = 56$  bars
- pression de refoulement :  $P_{22} = 154$  bars
- température d'aspiration :  $T_{12} = 338$  k
- nombre des roues : 5roues
- coefficient adiabatique :  $\gamma_2 = 1,36$

**V.3-Détermination du coefficient de compressibilité du gaz (MP,HP)**

D'après les formules suivantes on peut déterminer le coefficient de compressibilité ( $Z_1, Z_2$ ) du gaz MP, HP :

- **Valeur des paramètres critique du gaz (MP,HP) :**

Comme il s'agit du gaz naturel, c'est-à-dire un mélange des hydrocarbures, on ne peut pas trouver directement la valeur critique, on a recours à d'autres paramètres, qui sont dites pseudo-critique .

$$P_{p-crit} = \sum P_i(p-crit). Y_i \quad \text{et} \quad T_{p-crit} = \sum T_i(p-crit). Y_i$$

$P_{p-crit}$  : pression pseudo-critique des composantes .

$T_{p-crit}$  : température pseudo-critique des composantes .

D'après les valeurs du (tableau V.1 « annexe A » ) , on peut calculer :

$$P_{p-crit} = (1,34.34,1 + 0,2.73,74 + 83,74.45,99 + 8,28.48,72 + 3,45.42,46 + 0,74.36,4 + 0,91.37,86 + 0,33.38,86 + 0,22.33,67 + 0,25.30,58 + 0,11.27,27 + 0,02.24,86 + 0,4.220,64) / 100$$

Donc :

$$P_{p-crit} = 46,42 \text{ bars}$$

$$T_{p-crit} = (1,34.126,21 + 0,2.304,12 + 83,74.190,56 + 8,28.305,32 + 3,45.369,83 + 0,74.407,25 + 0,91.425,12 + 0,33.460,39 + 0,22.469,69 + 0,25.507,85 + 0,11.540,1 + 0,02.563,88 + 0,4.647,14) / 100$$

Donc :

$$T_{p-crit} = 213,36 \text{ K}$$



### V.3.1-Calcul de la température d'aspiration « MP » :

$$T_{11} = \frac{T_{11}Q_m + T_{12}Q_{mRec}}{Q_m + Q_{mRec}}$$

$$T_{11} = \frac{40 * 115104,17 + 65 * 23020,83}{115104,17 + 23020,83} = 44,16^\circ C$$

Donc :

$$T_{11} = 317,16 \text{ K}$$

D'après la nouvelle température en fait les calculs de la température réduite

### V.3.2- Calcul de la compressibilité Pour la 1<sup>er</sup> variante

#### ❖ 1<sup>er</sup> section

- Pression réduite :

$$Pred_1 = P_{11} / P_{p-crit} = 19,5 / 46,42 = 0,42$$

- Température réduite :

$$Tred_1 = T_{11} / T_{p-crit} = 317,16 / 213,36 = 1,48$$

D'après l'abaque (FigV.1 « annexe B »), on trouve que le coefficient de compressibilité :

$$Z_1 = 0,96$$

#### ❖ 2<sup>ème</sup> section

- Pression réduite :

$$Pred_2 = P_{12} / P_{p-crit} = 64 / 46,42 = 1,37$$

- Température réduite :

$$Tred_2 = T_{12} / T_{p-crit} = 338 / 213,36 = 1,58$$

D'après l'abaque (FigV.1 « annexe B »), on trouve que le coefficient de compressibilité :

$$Z_2 = 0,91$$

### V.3.3-Calcul de la compressibilité Pour la 2<sup>ème</sup> variante

#### ❖ 1<sup>er</sup> section

- Pression réduite :

$$Pred_1 = P_{11} / P_{p-crit} = 19,5 / 46,42 = 0,42$$

- Température réduite :

$$Tred_1 = T_{11} / T_{p-crit} = 313 / 213,36 = 1,46$$

D'après l'abaque (FigV.1 « annexe B »), on trouve que le coefficient de compressibilité :

$$Z_1 = 0,96$$

#### ❖ 2<sup>ème</sup> section

- Pression réduite :

$$Pred_2 = P_{12} / P_{p-crit} = 58 / 46,42 = 1,20$$

- Température réduite :

$$Tred_2 = T_{12} / T_{p-crit} = 338 / 213,36 = 1,58$$

D'après l'abaque (FigV.1 « annexe B »), on trouve que le coefficient de compressibilité :

$$Z_2 = 0,91$$

En remarque que la compressibilité du gaz dans la 1<sup>er</sup> section ne change pas pour les trois variante tandis que pour la 2<sup>ème</sup> section il n y a pas une très grand différence alors en prend en considération la valeur

$$Z_2 = 0,91$$

### V.4- Détermination de la masse moléculaire du gaz (MP,HP)

D'ou 
$$M = \sum M_i \cdot Y_i$$

$M_i$  : la masse moléculaire des composantes

D'après les valeurs de tableau (tableau V.2 « annexe A ») on à :

$$M = (1,34.28 + 0,2.44 + 83,74.16 + 8,28.30 + 3,45.44 + 0,74.58 + 0,91.58 + 0,33.72 + 0,22.72 + 0,25.86 + 0,11.100 + 0,02.114 + 0,4.18) / 100$$

Donc :

$$M = 19,63 \text{ Kg/Kmol}$$

### V.5- Calcul de la chaleur spécifique

D'après l'équation :

$$\gamma = C_p / C_v$$

On peut calculer  $C_p$ ,  $C_v$

#### • 1<sup>er</sup> section

On a :  $\gamma_1 = C_{p1} / C_{v1} = 1,29$

$$C_{p1} = C_{v1} \cdot 1,29$$

$$C_{v1} = C_{p1} - R / M = C_{v1} \cdot 1,29 - R / M$$

$$C_{v1} = R / 0,29 \cdot M = 8314 / 0,29 \cdot 19,63$$

$$C_{v1} = 1460,46 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p1} = 1,29 \cdot 1460,46 = 1884 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

Donc :

$$C_{p1} = 1884 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad C_{v1} = 1460,46 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C}$$

#### • 2<sup>ème</sup> section

On a :  $\gamma_2 = C_{p2} / C_{v2} = 1,36$

$$C_{p2} = C_{v2} \cdot 1,36$$

$$C_{v2} = C_{p2} - R/M = C_{v2} \cdot 1,36 - R/M$$

$$C_{v2} = R / 0,36 \cdot M = 8314 / 0,36 \cdot 19,63$$

$$C_{v2} = 1176,487 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p2} = 1,36 \cdot 1176,487 = 1600 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

Donc :

$$C_{p2} = 1600 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad C_{v2} = 1176,487 \text{ J/Kg } ^\circ\text{C}$$

V.6-Calcul de la 1<sup>er</sup> Variante (Calcul avec anti-pompage)**V.6.1-Calcul du travail isentropique par unité de masse :**

D'après l'expression suivante on peut calculer les  $W_{is1}$ ,  $W_{is2}$

$$W_{is} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} * \frac{ZRT}{M} \left[ \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

- 1<sup>er</sup> section

$$W_{is1} = \frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} * \frac{Z_1 RT_{11}}{M} \left[ \varepsilon_1^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \right]$$

$$W_{is1} = \frac{1,29}{1,29-1} * \frac{0,96 * 8314 * 317,16}{19,63} \left[ \left( \frac{66,433}{19,5} \right)^{\frac{1,29-1}{1,29}} - 1 \right]$$

Donc :

$$W_{is1} = 182 \text{ KJ/Kg}$$

- 2<sup>eme</sup> section

$$W_{is2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} * \frac{Z_2 RT_{12}}{M} \left[ \varepsilon_2^{\frac{\gamma_2-1}{\gamma_2}} - 1 \right]$$

$$W_{is2} = \frac{1,36}{1,36-1} * \frac{0,91 * 8314 * 338}{19,63} \left[ \left( \frac{154}{64} \right)^{\frac{1,36-1}{1,36}} - 1 \right]$$

Donc :

$$W_{is2} = 128,77 \text{ KJ/Kg}$$

### V.6.2-Calcul du travail réel par unité de masse :

D'après l'équation suivante on détermine les  $W_{r1}$ ,  $W_{r2}$

$$W_r = P_u / Q_m$$

- 1<sup>er</sup> section

A partir d'abaque(C-02) (Fig V.a « annexe B ») on a :

$$P_{u1} = 9000 \text{ kw}$$

$$\begin{aligned} W_{r1} &= P_{u1} / Q_{m1} \\ &= 9000.3600 / 138125 = 234,570 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{r1} = 234,570 \text{ KJ/Kg}$$

- 2<sup>eme</sup> section

A partir d'abaque(C-03) (Fig V.b « annexe B ») on a :

$$P_{u2} = 5600 \text{ KW}$$

$$\begin{aligned} W_{r2} &= P_{u2} / Q_{m2} \\ &= 5600.3600 / 115014,17 = 175,145 \text{ KJ/Kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{r2} = 175,145 \text{ KJ/Kg}$$

### V.6.3-Calcul des rendements isentropique

D'après la formule suivante on peut calculer les rendements isentropique  $\eta_{is1}$  et  $\eta_{is2}$

$$\eta_{is} = W_{is} / W_r$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :  $\eta_{is1} = W_{is1} / W_{r1}$

$$\eta_{is1} = 182/234,570$$

Donc :

$$\eta_{is1} = 77,58\%$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$\eta_{is2} = W_{is2} / W_{r2}$$

$$\eta_{is2} = 128,77/175,145$$

Donc :

$$\eta_{is2} = 73,52\%$$

#### V.6.4-Calcul de la température de refoulement :

D'après l'équation suivante :

$$T_{ref} = T_{asp} + W_r / C_p$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$T_{21} = T_{11} + W_{r1} / C_{p1}$$

$$T_{21} = 44,16 + 234,570 / 1,884$$

$$T_{21} = 168,66 \text{ °C}$$

Donc :

$$T_{21} = 441,66 \text{ K}$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$T_{22} = T_{12} + W_{r2} / C_{p2}$$

$$T_{22} = 65 + 175,145 / 1,600$$

$$T_{22} = 174,46 \text{ °C}$$

Donc :

$$T_{22} = 447,46 \text{ K}$$

### V.6.5-Calcul de la masse volumique :

D'après l'équation suivante on détermine la masse volumique d'aspiration et de refoulement :

$$P.V = Z.n.R.T$$

- 1<sup>er</sup> section

Calcul de la masse volumique d'aspiration « MP »

On a :  $P_{11}.V_{11} = Z_1.n.R.T_{11}$

$$\rho_{11} = m / V_{11} \quad \text{et} \quad n = m / M$$

$$\rho_{11} = P_{11}.M / Z_1.R.T_{11}$$

$$\rho_{11} = 19,5.10^5.19,63 / 0,96.8314.317,16 = 15,12 \text{ kg/m}^3$$

Donc :

$$\rho_{11} = 15,12 \text{ kg/m}^3$$

Calcul de la masse volumique de refoulement « MP »

On a  $P_{11}.M = Z_1.\rho_{11}.R.T_{11}$  et  $P_{21}.M = Z_1.\rho_{21}.R.T_{21}$

$$T_{11}.\rho_{11} / P_{11} = T_{21}.\rho_{21} / P_{21}$$

$$\rho_{21} = T_{11}.\rho_{11}.P_{21} / P_{11}.T_{21}$$

$$\rho_{21} = 15,12.317,16.66,433 / 19,5.441,66 = 37 \text{ kg/m}^3$$

Donc :

$$\rho_{21} = 37 \text{ kg/m}^3$$

- 2<sup>ème</sup> section

Calcul de la masse volumique après aéro (l'aspiration « HP »)

On a :

$$P_{21}.M = Z_2.\rho_{21}.R.T_{21} \quad \text{et} \quad P_{12}.M = Z_2.\rho_{12}.R.T_{12}$$

$$T_{12} \cdot \rho_{12} / P_{12} = T_{21} \cdot \rho_{21} / P_{21}$$

$$\rho_{12} = T_{21} \cdot \rho_{21} \cdot P_{12} / P_{21} \cdot T_{12}$$

$$\rho_{12} = 37.441,66.64 / 338.66,433 = 46,57 \text{ kg/m}^3$$

Donc :

$$\rho_{12} = 46,57 \text{ kg/m}^3$$

Calcul de la masse volumique de refoulement « HP »

On a :

$$P_{12} \cdot M = Z_2 \cdot \rho_{12} \cdot R \cdot T_{12} \quad \text{et} \quad P_{22} \cdot M = Z_2 \cdot \rho_{22} \cdot R \cdot T_{22}$$

$$T_{12} \cdot \rho_{12} / P_{12} = T_{22} \cdot \rho_{22} / P_{22}$$

$$\rho_{22} = T_{22} \cdot \rho_{22} \cdot P_{12} / P_{22} \cdot T_{12}$$

$$\rho_{22} = 46,57.338.154 / 64.447,46 = 84,64 \text{ kg/m}^3$$

Donc :

$$\rho_{22} = 84,64 \text{ kg/m}^3$$

#### V.6.6-Calcul de l'exposant polytropique :

D'après l'équation suivante :

$$n = \log(P_{\text{ref}} / P_{\text{asp}}) / \log(\rho_{\text{ref}} / \rho_{\text{asp}})$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$n_1 = \log(P_{21} / P_{11}) / \log(\rho_{21} / \rho_{11})$$

$$n_1 = \log(66,433 / 19,5) / \log(37 / 15,12) = 1,37$$

Donc :

$$n_1 = 1,37$$



- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$n_2 = \log(P_{22} / P_{12}) / \log(\rho_{22} / \rho_{12})$$

$$n_2 = \log(154 / 64) / \log(84,64 / 46,57) = 1,47$$

Donc :

$$n_2 = 1,47$$

### V.6.7-Calcul du rendement polytropique :

D'après l'équation suivante :

$$\eta_p = (n/n-1).(\gamma-1/\gamma)$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$\eta_{p1} = (n_1/n_1-1).(\gamma_1-1/\gamma_1)$$

$$\eta_{p1} = (1,37 / 0,37). (0,29 / 1,29)$$

$$\eta_{p1} = 0,8324$$

Donc :

$$\eta_{p1} = 83,24 \%$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$\eta_{p2} = (n_2/n_2-1).(\gamma_2-1/\gamma_2)$$

$$\eta_{p2} = (1,47 / 0,47). (0,36 / 1,36)$$

$$\eta_{p2} = 0,828$$

Donc :

$$\eta_{p2} = 82,8 \%$$

## V.6.8-Calcul du travail polytropique par unité de masse :

L'équation est :

$$W_p = \eta_p \cdot W_r$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$\begin{aligned} W_{p1} &= \eta_{p1} \cdot W_{r1} \\ &= 0,8324 \cdot 234,57 = 195,256 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{p1} = 195,256 \text{ KJ/Kg}$$

- 2<sup>eme</sup> section

On a :

$$\begin{aligned} W_{p2} &= \eta_{p2} \cdot W_{r2} \\ &= 0,818 \cdot 175,145 = 143,268 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{p2} = 143,268 \text{ KJ/Kg}$$

## V.6.9-Calcul du travail par étage (par unité de masse) :

A partir de l'équation suivante en déterminer le travail par étage :

$$Wé = W_p / N_R$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$\begin{aligned} Wé_1 &= W_{p1} / N_{R1} \\ &= 195,256 / 4 = 48,814 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$Wé_1 = 48,814 \text{ KJ/Kg}$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$\begin{aligned} W_{é_2} &= W_{p_2} / NR_2 \\ &= 143,268 / 5 = 28,65 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{é_2} = 28,65 \text{ KJ/Kg}$$

### V.7-Calcul de la 2<sup>ème</sup> variante (Calcul sans anti-pompage)

#### V.7.1-Calcul du travail isentropique par unité de masse :

D'après l'expression suivante on peut calculer les  $W_{is_1}$ ,  $W_{is_2}$

$$W_{is} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} * \frac{ZRT}{M} \left[ \varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$W_{is1} = \frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} * \frac{Z_1 RT_{11}}{M} \left[ \varepsilon_1^{\frac{\gamma_1-1}{\gamma_1}} - 1 \right]$$

$$W_{is1} = \frac{1,29}{1,29-1} * \frac{0,96 * 8314 * 313}{19,63} \left[ \left( \frac{58}{19,5} \right)^{\frac{1,29-1}{1,29}} - 1 \right]$$

Donc :

$$W_{is1} = 157,19 \text{ KJ/Kg}$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$W_{is2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} * \frac{Z_2 RT_{12}}{M} \left[ \varepsilon_2^{\frac{\gamma_2 - 1}{\gamma_2}} - 1 \right]$$

$$W_{is2} = \frac{1,36}{1,36 - 1} * \frac{0,91 * 8314 * 338}{19,63} \left[ \left( \frac{154}{56} \right)^{\frac{1,36 - 1}{1,36}} - 1 \right]$$

Donc :

$$W_{is2} = 151,11 \text{ KJ/Kg}$$

### V.7.2-Calcul du travail réel par unité de masse :

D'après l'équation suivante on détermine les  $W_{r1}$ ,  $W_{r2}$

$$W_r = P_u / G$$

- 1<sup>er</sup> section

A partir d'abaque (C-02) (Fig V.a « annexe B ») on a :

$$P_{u1} = 6400 \text{ kw}$$

$$\begin{aligned} W_{r1} &= P_{u1} / Q_{m1} \\ &= 6400.3600 / 115104,17 = 200,166 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{r1} = 200,166 \text{ KJ/Kg}$$

- 2<sup>ème</sup> section

A partir d'abaque (C-03) (Fig V.b « annexe B ») on a :

$$P_{u2} = 5600 \text{ KW}$$

$$\begin{aligned} W_{r2} &= P_{u2} / Q_{m2} \\ &= 5600.3600 / 115104,17 = 175,145 \text{ KJ/Kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{r2} = 175,145 \text{ KJ/Kg}$$

**V.7.3-Calcul des rendements isentropiques :**

D'après la formule suivante on peut calculer les rendements isentropique  $\eta_{is_1}$  et  $\eta_{is_2}$

$$\eta_{is} = W_{is} / W_r$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :  $\eta_{is1} = W_{is1} / W_{r1}$   
 $\eta_{is1} = 157,19/200,166$

Donc:

$$\eta_{is1} = 78,53\%$$

- 2<sup>eme</sup> section

On a :  $\eta_{is2} = W_{is2} / W_{r2}$   
 $\eta_{is2} = 151,11/175,145$

Donc:

$$\eta_{is2} = 86,27\%$$

**V.7.4-Calcul de la température de refoulement :**

D'après l'équation suivante :

$$T_{ref} = T_{asp} + W_r / C_p$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :  $T_{21} = T_{11} + W_{r1} / C_{p1}$   
 $T_{21} = 40 + 200,166 / 1,884$   
 $T_{21} = 146,14 \text{ } ^\circ\text{C}$

Donc :

$$T_{21} = 419,24 \text{ K}$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$T_{22} = T_{12} + W r_2 / C p_2$$

$$T_{22} = 65 + 175,145 / 1,600$$

$$T_{22} = 174,46 \text{ °C}$$

Donc :

$$T_{22} = 447,46 \text{ K}$$

### V.7.5-Calcul la masse volumique :

D'après l'équation suivante on détermine  $\rho_{11}$  et  $\rho_{21}$  et  $\rho_{12}$

$$P.V = Z.n.R.T$$

- 1<sup>er</sup> section

Calcul de la masse volumique de refoulement « MP »

On a : (  $n=m/M$  et  $\rho=m/V$  )

$$P_{11}.M = Z_1.\rho_{11}.R.T_{11} \quad \text{et} \quad P_{21}.M = Z_1.\rho_{21}.R.T_{21}$$

$$T_{11}.\rho_{11} / P_{11} = T_{21}.\rho_{21} / P_{21}$$

$$\rho_{21} = T_{11}.\rho_{11}.P_{21} / P_{11}.T_{21}$$

$$\rho_{21} = 15,6.313,58 / 19,5.419,24 = 34,64 \text{ kg/m}^3$$

Donc :

$$\rho_{21} = 34,64 \text{ kg/m}^3$$

- 2<sup>ème</sup> section

Calcul de la masse volumique d'aspiration « HP »

On a : (  $n=m/M$  et  $\rho=m/V$  )

$$P_{21}.M = Z_2.\rho_{21}.R.T_{21} \quad \text{et} \quad P_{12}.M = Z_2.\rho_{12}.R.T_{12}$$

$$T_{12} \cdot \rho_{12} / P_{12} = T_{21} \cdot \rho_{21} / P_{21}$$

$$\rho_{12} = T_{21} \cdot \rho_{21} \cdot P_{12} / P_{21} \cdot T_{12}$$

$$\rho_{12} = 34,64 \cdot 419,24 \cdot 56 / 338,58 = 41,5 \text{ kg/m}^3$$

Donc :

$$\rho_{12} = 41,5 \text{ kg/m}^3$$

Calcul de la masse volumique de refoulement « HP »

On a : (  $n=m/M$  et  $\rho=m/V$  )

$$P_{12} \cdot M = Z_2 \cdot \rho_{12} \cdot R \cdot T_{12} \quad \text{et} \quad P_{22} \cdot M = Z_2 \cdot \rho_{22} \cdot R \cdot T_{22}$$

$$T_{12} \cdot \rho_{12} / P_{12} = T_{22} \cdot \rho_{22} / P_{22}$$

$$\rho_{22} = T_{22} \cdot \rho_{12} \cdot P_{12} / P_{22} \cdot T_{12}$$

$$\rho_{22} = 41,5 \cdot 338,154 / 56 \cdot 447,46 = 86,207 \text{ kg/m}^3$$

Donc :

$$\rho_{22} = 86,207 \text{ kg/m}^3$$

### V.7.6-Calcul de l'exposant polytropique :

D'après l'équation suivante :

$$n = \log(P_{ref} / P_{asp}) / \log(\rho_{ref} / \rho_{asp})$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$n_1 = \log(P_{21} / P_{11}) / \log(\rho_{21} / \rho_{11})$$

$$n_1 = \log(58 / 19,5) / \log(34,64 / 15,6) = 1,365$$

Donc :

$$n_1 = 1,365$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$n_2 = \log(P_{22} / P_{12}) / \log(\rho_{22} / \rho_{12})$$

$$n_2 = \log(154 / 56) / \log(86,207 / 41,5) = 1,384$$

Donc :

$$n_2 = 1,384$$

### V.7.7-Calcul du rendement polytropique :

D'après l'équation suivante :

$$\eta_p = (n/n-1).(\gamma-1/\gamma)$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$\eta_{p1} = (n_1/n_1-1).(\gamma-1/\gamma_1)$$

$$\eta_{p1} = (1,365 / 0,365).(0,29 / 1,29)$$

$$\eta_{p1} = 0,8407$$

Donc :

$$\eta_{p1} = 84,07 \%$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$\eta_{p2} = (n_2/n_2-1).(\gamma_2-1/\gamma_2)$$

$$\eta_{p2} = (1,384 / 0,384).(0,36 / 1,36)$$

$$\eta_{p2} = 0,954$$

Donc :

$$\eta_{p2} = 95,4 \%$$

### V.7.8-Calcul du travail polytropique par unité de masse :

L'équation est :

$$W_p = \eta_p \cdot W_r$$



- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$\begin{aligned} W_{p1} &= \eta_{p1} \cdot W_{r1} \\ &= 0,8407 \cdot 200,166 = 168,279 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{p1} = 168,279 \text{ KJ/Kg}$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$\begin{aligned} W_{p2} &= \eta_{p2} \cdot W_{r2} \\ &= 0,954 \cdot 175,145 = 167,088 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{p2} = 167,088 \text{ KJ/Kg}$$

### V.7.9-Calcul du travail par étage (par unité de masse) :

A partir de l'équation suivante on détermine le travail par étage :

$$W_{é} = W_p / N_R$$

- 1<sup>er</sup> section

On a :

$$\begin{aligned} W_{é1} &= W_{p1} / N_{R1} \\ &= 168,279 / 4 = 42,069 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{é1} = 42,069 \text{ KJ/Kg}$$

- 2<sup>ème</sup> section

On a :

$$\begin{aligned} W_{é_2} &= W_{p_2} / N_{R2} \\ &= 167,088 / 5 = 33,417 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{é_2} = 33,417 \text{ KJ/Kg}$$

### V.8-Calcul de la 3<sup>ème</sup> variante (Calcul sans anti-pompage )

Dans cette variante en va garder les même calcule de la 1<sup>er</sup> section de la 2<sup>ème</sup> variante, car il n y à pas de changement dans ces paramètres par contre dans cette variante en va changer les paramètre de fonctionnement de la 2<sup>ème</sup> section en ce basons sur le rendement isentropique de la 1<sup>er</sup> variante comme referens

#### **V.8.1-Calcul de travail reel :**

2<sup>ème</sup> section :

$$\begin{aligned} \eta_{is3} &= W_{is3} / W_{r3} \\ W_{r3} &= W_{is2} / \eta_{is3} \\ &= 151,11 / 0,7352 = 205,53 \text{ KJ/Kg} \end{aligned}$$

Donc :

$$W_{r3} = 205,53 \text{ KJ/Kg}$$

#### **V.8.2-Calcul de la puissance :**

$$\begin{aligned} W_{r3} &= P_{u3} / Q_{m2} \\ P_{u3} &= W_{r3} \cdot Q_{m2} \\ P_{u3} &= 205,53 \cdot 115104,17/3600 = 6571,48 \text{ kW} \end{aligned}$$

Donc:

$$P_{u3} = 6571,48 \text{ kW}$$

**V.8.3-Calcul de la température de refoulement:**

$$\begin{aligned} \text{On a : } \quad T_{22} &= T_{12} + W_{r3}/C_{p2} \\ T_{22} &= 65 + 205,53 / 1,600 \\ T_{22} &= 193,45 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Donc :

$$T_{22} = 466,45 \text{ K}$$

**V.8.4-Calcul de la masse volumique de refoulement « HP »**

On a : (  $n=m/M$  et  $\rho=m/V$  )

$$\begin{aligned} P_{12} \cdot M &= Z_2 \cdot \rho_{12} \cdot R \cdot T_{12} \quad \text{et} \quad P_{22} \cdot M = Z_2 \cdot \rho_{22} \cdot R \cdot T_{22} \\ T_{12} \cdot \rho_{12} / P_{12} &= T_{22} \cdot \rho_{22} / P_{22} \\ \rho_{22} &= T_{22} \cdot \rho_{12} \cdot P_{12} / P_{22} \cdot T_{12} \\ \rho_{22} &= 41,5 \cdot 338,154 / 56 \cdot 466,45 = 82,69 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Donc :

$$\rho_{22} = 82,69 \text{ kg/m}^3$$

**V.8.5-Calcul de l'exposons polytropique**

On a :

$$\begin{aligned} n_3 &= \log(P_{22} / P_{12}) / \log(\rho_{22} / \rho_{12}) \\ n_3 &= \log(154 / 56) / \log(82,69 / 41,5) = 1,46 \end{aligned}$$

Donc :

$$n_3 = 1,46$$

**V.8.6-Calcul du rendement polytropique**

D'après l'équation suivante :

$$\eta_p = (n/n-1) \cdot (\gamma-1/\gamma)$$

On a :

$$\begin{aligned}\eta_{p3} &= (n_3/n_3-1) \cdot (\gamma_2-1/\gamma_2) \\ \eta_{p3} &= (1,46 / 0,46) \cdot (0,36 / 1,36) \\ \eta_{p3} &= 0,8401\end{aligned}$$

Donc :

$$\eta_{p3} = 84,01 \%$$

### V.8.7-Calcul du travail polytropique par unité de masse :

L'équation est :

$$W_p = \eta_p \cdot W_r$$

On a :

$$\begin{aligned}W_{p3} &= \eta_{p3} \cdot W_{r3} \\ &= 0,8201 \cdot 205,53 = 168,55 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Donc :

$$W_{p3} = 168,55 \text{ KJ/Kg}$$

### V.8.8-Calcul du travail par étage (par unité de masse) :

A partir de l'équation suivante on détermine le travail par étage :

$$W_e = W_p / N_R$$

On a :

$$\begin{aligned}W_{e3} &= W_{p3} / N_{R2} \\ &= 168,55 / 5 = 33,71 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Donc :

$$W_{e3} = 33,71 \text{ KJ/Kg}$$

**V.9-Etude des variantes****Variante 1 :**

La quantité de gaz disponible pour l'unité de compression (MP-HP) est de :  
 $Q_m = 115104,17 \text{ kg/h}$

Ce débit est insuffisant pour la mise en marche normale du compresseur MP, cela va déclenché le système de protection anti-pompage qui servira a recycler le gaz de refoulement à l'aspiration du compresseur.

Ce recyclage de gaz va augmenter le débit de gaz qui traverse le compresseur jusqu'à 138125 kg/h , tout sa pour éviter le phénomène de pompage .Taudis que pour le compresseur HP il est en marche normale (sons recyclage de gaz ) .

**Tableau V.1:** les caractéristiques du compresseur

	1 <sup>er</sup> section	2 <sup>eme</sup> section
P. asp(bar)	19,5	64
P. ref (bar)	66,433	154
T. asp ( °C )	44,16	65
T. ref ( °C )	168, 66	174, 46
Débit (kg/h)	138125	115104,17
Puissances (kW)	9000	5600
M de gaz ( kg/ kmol)	19, 63	19,63

**variante 2 :**

Elle consiste à la modification de la pression de refoulement du compresseur MP, et cela pour qu'il puisse être en service avec un débit de 115014,17 kg/h sans que le système de protection en s'active et la vanne de l'anti-pompage sera ouverte, et comme la 1<sup>er</sup> variante le compresseur HP il reste en marche normale sauf que la pression d'aspiration diminue.

**Tableau V.2 : les caractéristiques du compresseur modifiées**

	<b>1<sup>er</sup> section</b>	<b>2<sup>eme</sup> section</b>
P. asp(bar)	<b>19,5</b>	<b>56</b>
P. ref (bar)	<b>58</b>	<b>154</b>
T. asp ( °C )	<b>40</b>	<b>65</b>
T. ref ( °C )	<b>146,24</b>	<b>174, 46</b>
Débit (kg/h)	<b>115104,17</b>	<b>115104,17</b>
Puissances (kW)	<b>6400</b>	<b>5600</b>
M de gaz ( kg/ kmol)	<b>19, 63</b>	<b>19, 63</b>

**Variante 3 :**

En a dit que dans cette variante qu'on va garder les mêmes calcul de la 1<sup>er</sup> section de la 2<sup>eme</sup> variante, car il n'y a pas de changement dans ces paramètres par contre dans cette variante on va changer les paramètres de fonctionnement de la 2<sup>eme</sup> section en se basant sur le rendement isentropique de la 1<sup>er</sup> variante comme référence parce que le compresseur fonctionne dans ces conditions de son dimensionnement  $P_{asp}=64$  bars, mais dans la 3<sup>eme</sup> variante la pression d'aspiration diminue jusqu'à 56 bars c-à-d que le compresseur va fournir un travail supplémentaire, et pour qu'il puisse fournir ce travail nous sommes obligés d'augmenter la puissance.

Cette variante consiste à calculer le nouveau travail réel pour déduire la nouvelle puissance en se basant sur le rendement isentropique de la 1<sup>er</sup> variante comme un rendement optimale

**Tableau V.3 :** les caractéristiques du compresseur modifiées

	1 <sup>er</sup> section	2 <sup>eme</sup> section
P. asp(bar)	19,5	56
P. ref (bar)	58	154
T. asp ( °C )	40	65
T. ref ( °C )	146,24	193,45
Débit (kg/h)	115104,17	115104,17
Puissances (kW)	6400	6571,48
M de gaz ( kg/ kmol)	19, 63	19, 63

**V.10-Analyse des variantes**

**Variante 1 :**

**Avantages :**

- Cette variante présente l'exploitation de l'unité sans apporter des modifications sur les pressions.

**Inconvénients :**

- Le compresseur MP fonctionneront en recyclage continu
- Une augmentation dans la température d'aspiration de compresseur MP à cause de recyclage du gaz

**Variantes 2 :**

**Avantages :**

- Le compresseur MP fonctionne sans recyclage de gaz .
- la température du gaz à l'aspiration de compresseur MP ne change pas

**Inconvénients :**

- La pression du refoulement de compresseur MP diminue
- La pression d'aspiration du compresseur HP diminue parce qu'on a diminué la pression de refoulement de compresseur MP
- Le compresseur HP il est en mode de fonctionnement forcé

**Variante 3 :**

**Avantages :**

- Le compresseur MP fonctionne sans recyclage de gaz .
- La température du gaz à l'aspiration de compresseur MP ne change pas
- Le compresseur HP est en fonctionnement normal

**Inconvénients :**

- La pression du refoulement de compresseur MP diminue
- La pression d'aspiration du compresseur HP diminue parce qu'on a diminué la pression de refoulement de compresseur MP



**V.11-Choix de la variante**

Au vu des comparaisons techniques des paramètres de fonctionnement des différentes options, nous pouvons déduire que :

- Techniquement la 3<sup>ème</sup> variante est l'optimale pour l'unité de compression (MP-HP)
- le problème de l'anti-pompage ne se pose plus avec la diminution de la pression de refoulement du compresseur MP.
- Les performances des deux compresseurs dans la 3<sup>ème</sup> variante sont réalisables, ce qui nous ramènera à réaliser notre choix en deux étapes, réalisons d'abord la 2<sup>ème</sup> variante puis on assurera la modification de la puissance du compresseur C-03, pour finaliser la 3<sup>ème</sup> variante c-a-d que la 2<sup>ème</sup> variante est une variante partielle de la 3<sup>ème</sup> pour résoudre le problème de recyclage du gaz dans le compresseur C-02.

## Conclusion

Cette étude a pour but de valoriser le gaz torche au niveau du champ de Gassi-Touil pour le récupérer, en suite le réinjecter après qu'il sera comprimé par l'unité de réinjection.

Cette mémoire est une étude théorique concernant la station de compression, plus précisément l'unité de compression (MP-HP) en se basant sur des données réelles.

Alors au terme de ce travail, nous avons tenté d'étudier l'influence de la diminution de débit de gaz destiné à l'unité de compression (MP-HP).

Une diminution de la pression de refoulement du compresseur MP est indispensable pour qu'il puisse être en marche sans que la vanne d'anti-pompage en soit ouverte.

Nous avons proposé la 3<sup>ème</sup> variante qui est une solution adaptée pour faire fonctionner la station avec le nouveau débit dans les meilleures conditions en gardant les performances du compresseur MP et HP.

A la fin de ce travail nous souhaitons que notre document enrichisse la bibliothèque, et devienne une référence pour le calcul des compresseurs de réinjection des gaz.

## Bibliographie

- [1]- Guide d'opérateur de Gassi-Touil
- [2]- Turbine a gaz et compresseur (naftogaz)
- [3]- Les compresseurs centrifuges et entretien ; document de fournisseur  
(D-R) SONATRACH
- [4]- Service manuel DRESSER-RAND GMC 06/08/89
- [5]- MERIGOUX.J.M. ; Technique de l'ingénieur (traité génie  
Mécanique) ; édition 1999
- [6]- Compresseur d'injection de gaz (manuel de fonctionnement), (systram)
- [7]- Document de fournisseur (SOFRESID)
- [8]- [WWW.Sonatrach-dz.com/site-hse/gaz\\_torchés.htm](http://WWW.Sonatrach-dz.com/site-hse/gaz_torchés.htm)

**ANNEXE**

**ANNEXE : A**

Tableaux (V.a) : Les caractéristiques physiques des composants du gaz  
(MP-HP) « point critique »

Composant	Pression critique Bars	Température critique K
N <sub>2</sub>	34,1	126,21
CO <sub>2</sub>	73,74	304,12
C <sub>1</sub>	45,99	190,56
C <sub>2</sub>	48,72	305,32
C <sub>3</sub>	42,46	369,83
I-C <sub>4</sub>	36,40	407,25
N-C <sub>4</sub>	37,86	426,12
I-C <sub>5</sub>	38,86	460,39
N-C <sub>5</sub>	33,67	469,69
I-C <sub>6</sub>	30,4	497,7
N-C <sub>6</sub>	30,58	507,85
I-C <sub>7</sub>	27,34	530,37
N-C <sub>7</sub>	27,27	540,13
I-C <sub>8</sub>	24,84	559,7
N-C <sub>8</sub>	24,86	563,88
H <sub>2</sub> O	220,64	647,14

Tableaux (V.b) : Les caractéristiques physiques des composants du gaz  
(MP-HP)« masse moléculaire »

Composent	Fraction $Y_i$ (mol) %	Masse moléculaire $M_i$ (kg/Kmol)
$N_2$	1,34	28
$CO_2$	0,2	44
$C_1$	83,74	16
$C_2$	8,28	30
$C_3$	3,45	44
I- $C_4$	0,74	58
N- $C_4$	0,91	58
I- $C_5$	0,33	72
N- $C_5$	0,22	72
I- $C_6$	-	86
N- $C_6$	0,25	86
I- $C_7$	-	100
N- $C_7$	0,11	100
I- $C_8$	-	144
N- $C_8$	0,02	144
$H_2O$	0,40	18

SOFRESID

COMPRESSEUR  
FEUILLE DE DONNEES PROCÉDE

5864-P-8-01-C02 0 / 1/1  
N° A RAPPELER / Ref. number Rev PAGE

F110  
SERV. Depart AUTRE REFERENCE / Other ref

REPÈRE n° C-02

CLIENT : SONATRACH		REFERENCE CLIENT :			
LIEU : GASSI TOUIL		UNITE :			
Occasion :		Plant :			
SERVICE : COMPRESSION MP					
TYPE DE MACHINE : CENTRIFUGE					
NOMBRE TOTAL : 1		EN SECOURS INSTALLE :			
EN SERVICE		EN MAGASIN :			
FONCTIONNEMENT : CONTINU <input checked="" type="checkbox"/>		DISCONTINU <input type="checkbox"/>			
		PARALLELE <input type="checkbox"/>			
PROPRIETES DU FLUIDE					
CAS DE MARCHE					
FLUIDE	COMPOSANTS		(mas. mol.)		
	voir ci-dessous				
MASSE MOLEAIRE		g/mole	19,7		
COMPRESSIBILITE (Z)		ASPIRATION/REFOULEMENT	0,96		
CAV.:		ASPIRATION/REFOULEMENT	1,29		
TOXIQUE <input type="checkbox"/>		INFLAMMABLE <input type="checkbox"/>	EXPLOSIF <input type="checkbox"/>		
		CORROSIF / EROSIIF, A CAUSE DE :			
DONNEES DE FONCTIONNEMENT					
ASPIRATION	PRESSION ABSOLUE		bar abs	19,50	
	TEMPERATURE		°C	38,5	
	MASSE VOLUMIQUE		kg/m3	15,5	
	DEBIT VOLUMIQUE		NORMAL	m3/s	
			CALCUL	m3/s	
	DEBIT MASSIQUE		NORMAL	kg/s	47,37
	TEMP. MAXI DE SERVICE		°C		
	PRESSION ABSOLUE MAXI		bar abs		
REFOULEMENT		PRESSION ABSOLUE	bar abs	55,20	
REGULATION DE DEBIT		à l'usage variable			
DONNEES DE CONSTRUCTION					
MATERIAU		AC			
ENTRANEMENT : TURBINE					
POUR TYPE ALTERNATIF : (CV, NOSEB) LUBRIFIANT / REGUT					
PUISSANCE ABSORBEE ESTIMEE		kW			
PUISSANCE INSTALLEE ESTIMEE		kW		19211	
REMARQUES					
Composition (mol %)					
H2		1,34	H2S	0,33	
CO2		0,2	H2O	0,22	
C1		69,74	H2	0,25	
C2		0,28	H2	0,11	
C3		0,45	H2	0,02	
C4		0,74	H2O	0,10	
HC1		0,21			

03.06  
06.94  
11  
14  
15

01	01/01/00	Installation	01	01	01														
02	01/03/00	Opération	01	01	01														
03	01/03/00	Opération	01	01	01														
04	01/03/00	Opération	01	01	01														

© SOFRESID 2000. CE DOCUMENT EST LA PROPRIETE DE SOFRESID SA. IL NE PEUT ETRE NI COPIE NI COMMUNIQUE A DES TIERS SANS SON AUTORISATION.  
THIS DOCUMENT IS THE PROPERTY OF SOFRESID SA. IT MUST NOT BE COPIED NOR COMMUNICATED TO A THIRD PARTY WITHOUT PRIOR AUTHORIZATION.

Tableaux (A) : les paramètres du compresseur C-02



SOFRESID

COMPRESSEUR  
FEUILLE DE DONNEES PROCEDE

5864-P-8-01-C03

0 / 1

N° A RAPPELER - Ref. number

Page PAGE

F110

SENY Depart

AUTRE REFERENCE / Other ref.

REPERE n° C-03

CLIENT SONATRACH

REFERENCE CLIENT :

Client

Client Reference :

EU GASSI TOUIL

UNITE

Location

Plant

SERVICE COMPRESSION HP

TYPE DE MACHINE CENTRIFUGE

NOMBRE TOTAL 1 EN SERVICE EN SECOURS INSTALLE EN MAGASIN

FONCTIONNEMENT CONTINU X DISCONTINU PARALLELE

PROPRIETES DU FLUIDE

CAS DE MARCHE

FLUIDE	COMPOSANTS	UNITE	
SOLVANT Eclair	VOIR CI-DESSOUS		

MASSE MOLEAIRE 49,7

COMPRESSIBILITE (Z) ASPIRATION/REFOULEMENT 0,34

CACV ASPIRATION/REFOULEMENT 1,36

TOXIQUE INFLAMMABLE EXPLOSIF CORROSIF / EROSIIF, A CAUSE DE :

DONNEES DE FONCTIONNEMENT

ASPIRATION	PRESSION ABSOLUE	UNITE	54,10
	TEMPERATURE	°C	65
	MASSE VOLUMIQUE	kg/m <sup>3</sup>	51
	DEBIT VOLUMIQUE	NORMAL m <sup>3</sup> /h CALCUL m <sup>3</sup> /h	
	DEBIT MASSIQUE, NORMAL	kg/h	47,37
	TEMP. MAXI DE SERVICE	°C	
	PRESSION ABSOLUE MAXI	UNITE	
REFOULEMENT	PRESSION ABSOLUE	UNITE	154
REGULATION DE DEBIT			102516 107 2010

DONNEES DE CONSTRUCTION

1. MATERIAU	AC	
ENTRAINEMENT	TURBINE	
AUTRE TYPE ALTERNATIF (S'Y NON APPLIQUE) (S'Y NON APPLIQUE)		
2. PUISSANCE ABSORBEE EST NEE	kW	
3. PUISSANCE INSTALLEE EST NEE	kW	19211

REMARQUES

Composition (mol %)			
N2	1,34	nC5	0,33
O2	0,2	nC6	0,22
CO	11,74	nC7	0,15
CO2	9,29	nC8	0,02
H2	1,45	H2O	0,08
H2S	2,74		
CO2	31		

DATE	DESCRIPTION	PREPARE	VERIFIE	APPROUVE

Tableaux (B) : les paramètres du compresseur C-03

**ANNEXE : B**

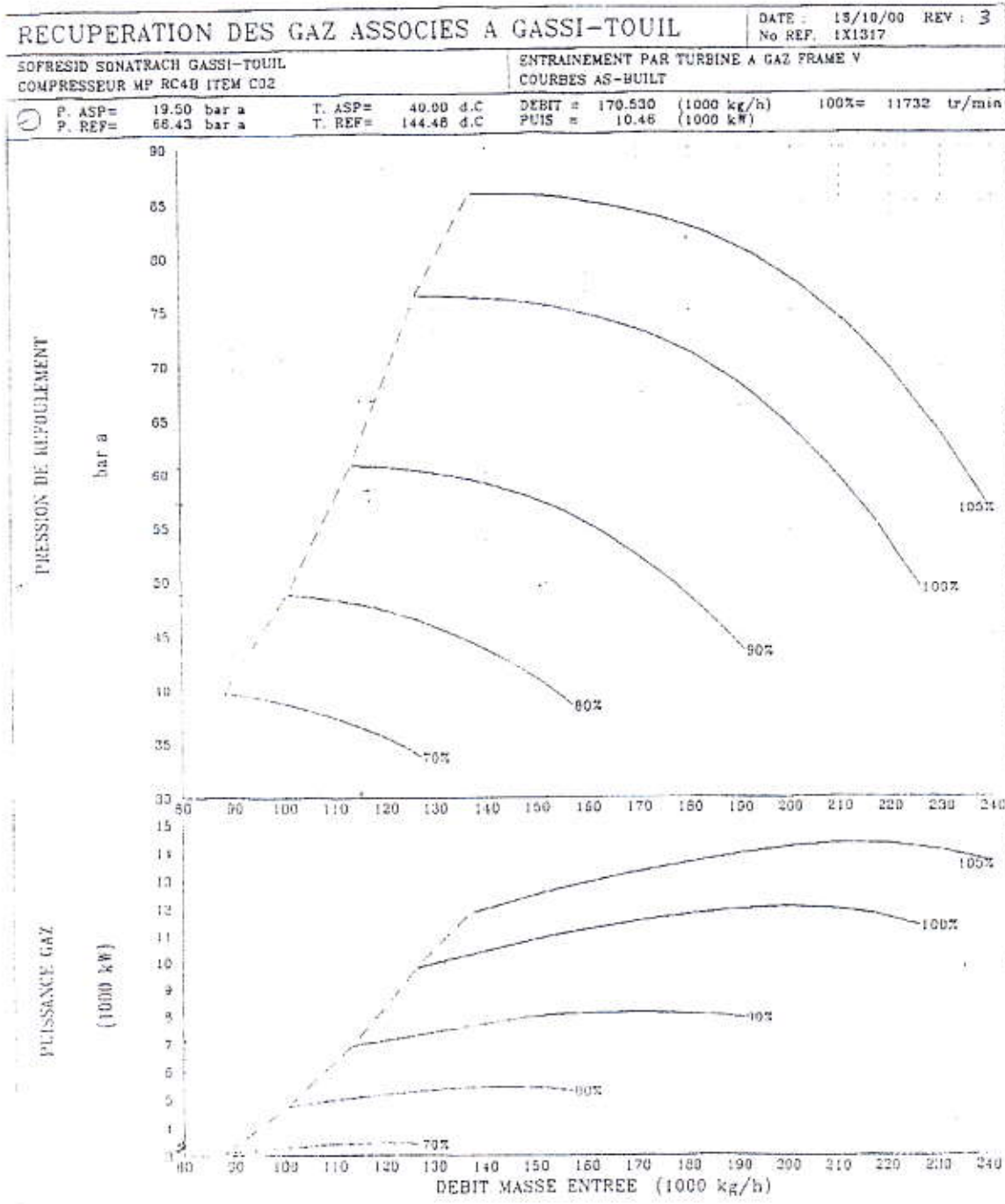


Fig (V.b) : la courbe caractéristique de compresseur C-02

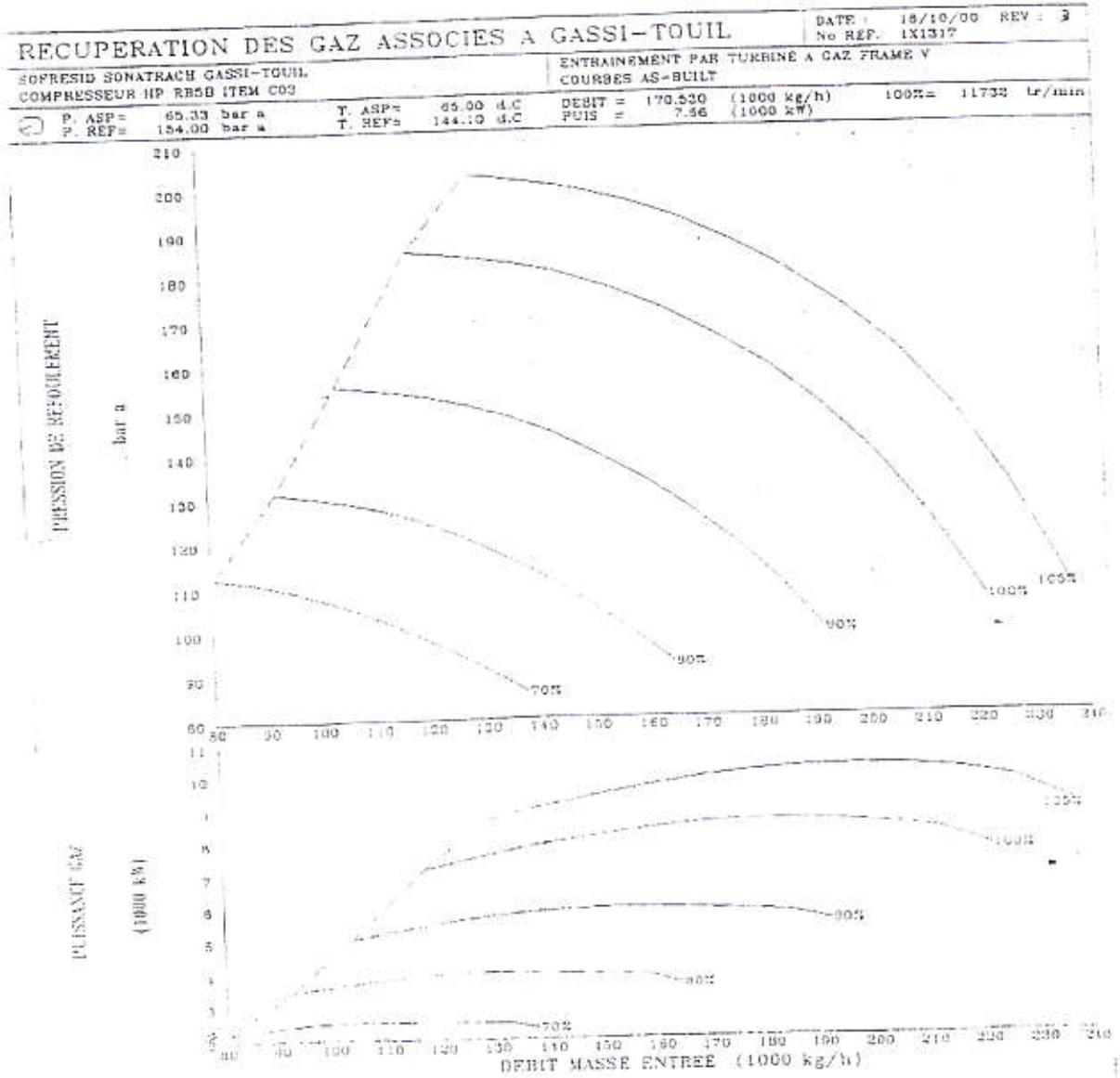
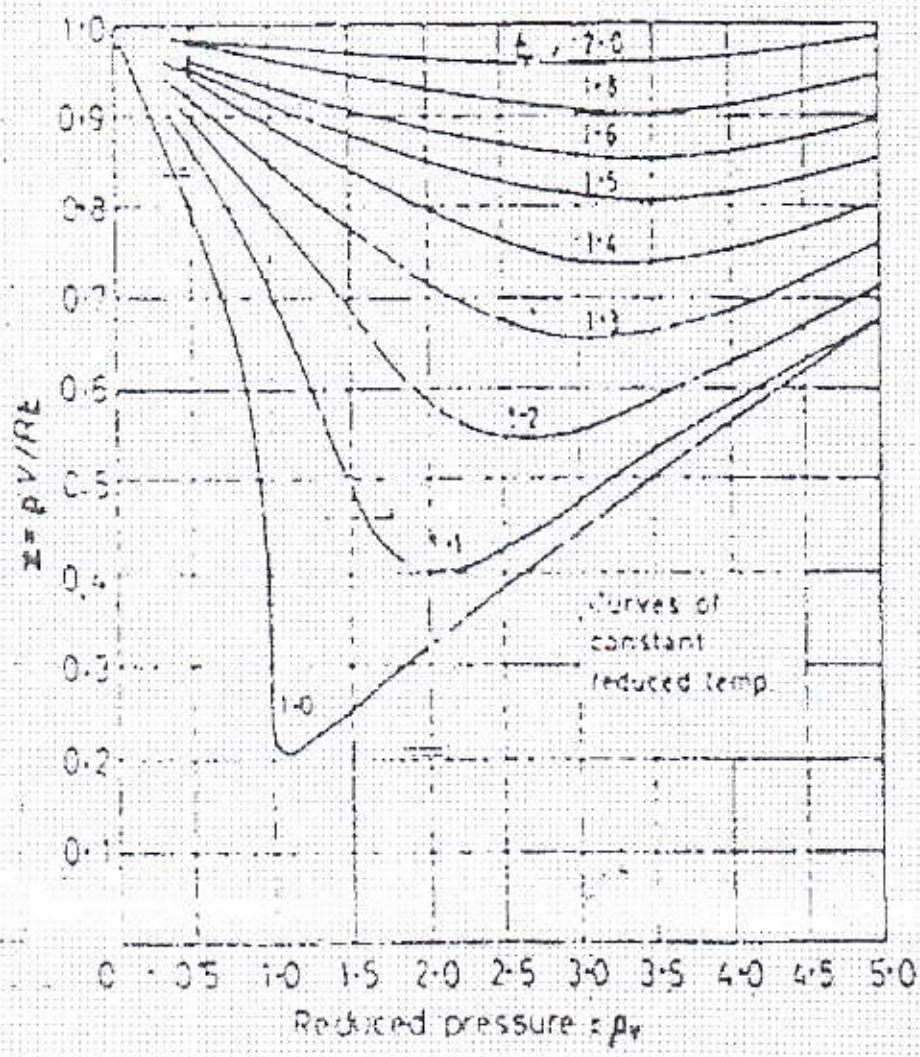


Fig (V.a) : la courbe caractéristique de compresseur C 03

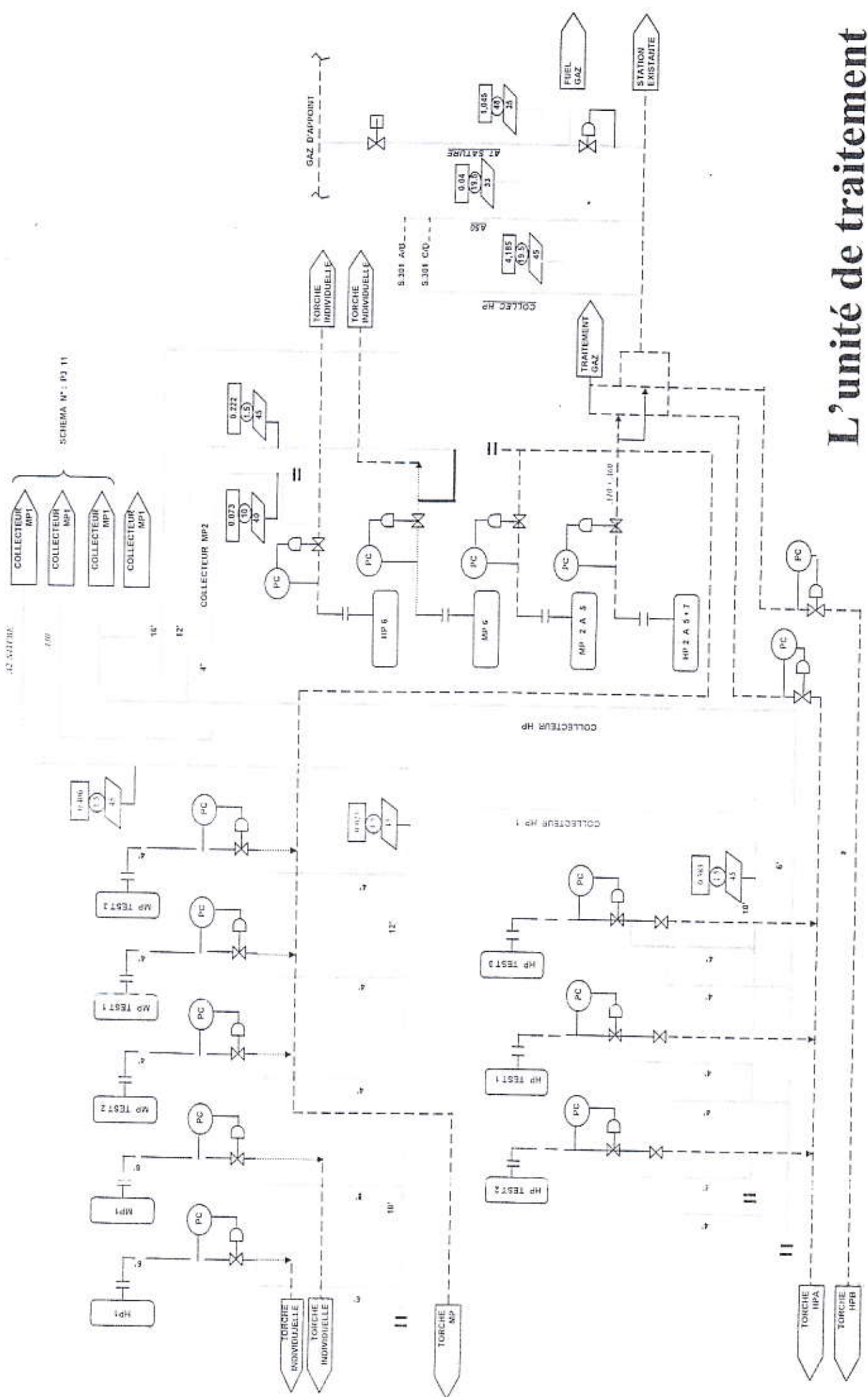


Fig(V.1) : Schéma représente le facteur de compressibilité  $Z$  en fonction de  $P_{red}$  et  $T_{red}$

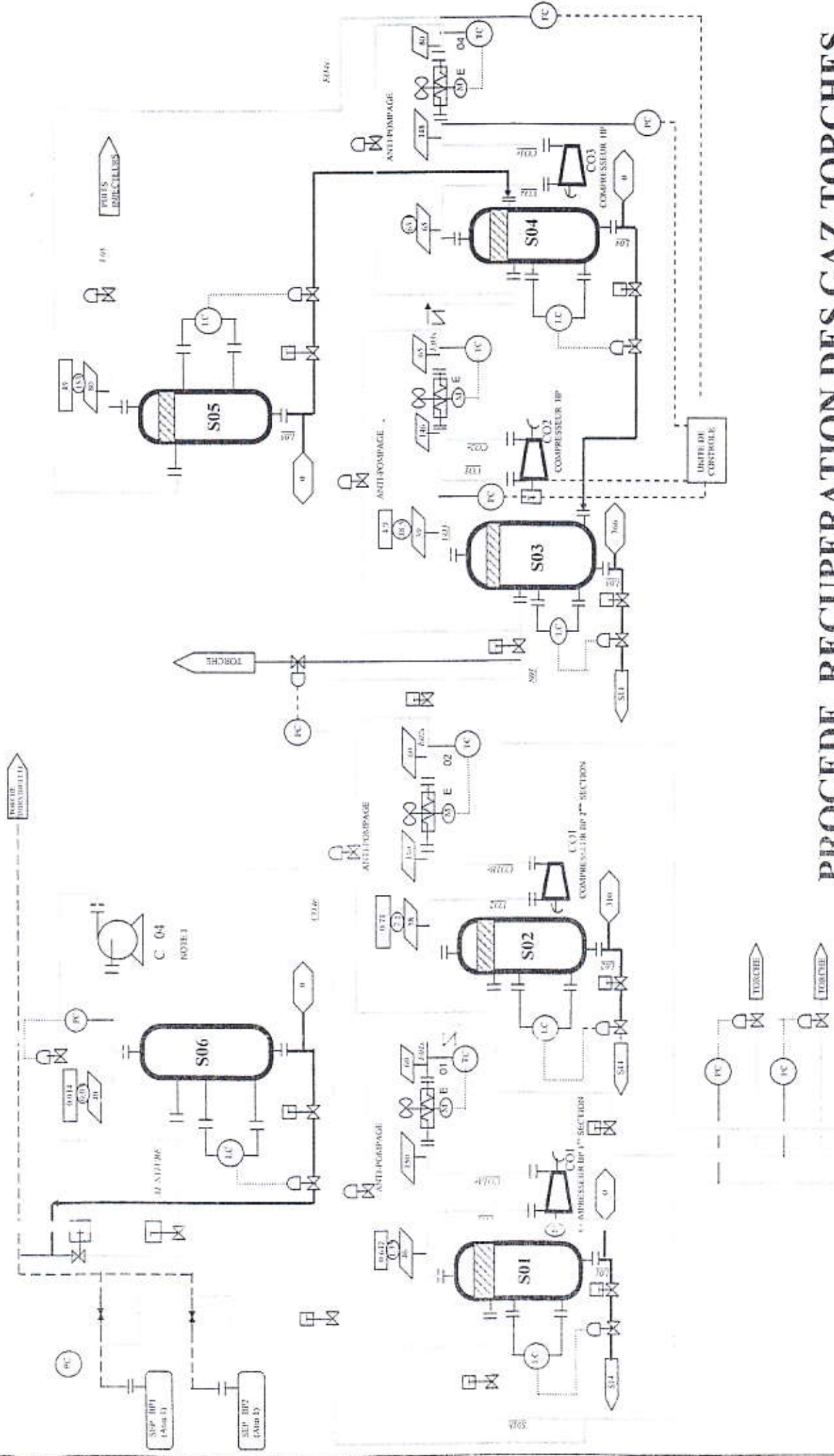
**ANNEXE : C**

42 301/106

SCHEMA N° : PJ 11



# L'unité de traitement du brut



# PROCEDE RECUPERATION DES GAZ TORCHES

## GASSI-TOUIL

- Collection MP
- Collection MP
- Collection IP



## ملخص

وحدة إعادة حقن الغازات المشتركة بمنطقة قاسي طويل التي بدأت العمل في سنة 2002 م ، وهدف منها استرجاع وضغط الغازات المحترقة إلى 154 بار ، مروراً بضغوط TBP ووحدة الضغط BP التي تنقسم إلى طابقين و أخيراً يمر بوحدة الضغط MP-HP التي تتكون من ضاغطين نابذين لتسمح بإعادة حقنه إلى حقل البترولي عبر آبار الحقن للحفاظ على ضغط الحقل.

الهدف الأساسي من هذا الموضوع هو دراسة عمل وحدة الضغط MP-HP مع حجم الغاز الجديد  $3.4 \text{MSM}^3/\text{h}$  الذي يجبر الضاغط MP على العمل بالغاز المعاد رسكلته ، هذه الدراسة تمكن الضاغط MP من العمل دون اللجوء إلى إعادة رسكلة الغاز وجعل الضاغطين MP-HP يعملان بصفة عادية. هذا الموضوع يتضمن فكرة العامة على حقل قاسي طويل و يتضمن عرض لوحدة استرجاع الغازات المحترقة و فكرة عامة على الضاغطات وأنواعها و يتطرق أيضاً إلى المعدلات المستعملة في حساب الضاغطات و أخيراً الحلول التي دارسناها ، مع اختيارنا إحدى هذه الحلول كحل مقبول لهذه المشكلة.

## Résumé

Notre présence au centre de production de Gassi-Touil nous a aidé à réaliser ce travail.

Une unité de réinjection a été mise en service en 2002, qui a pour but, de récupérer les gaz torches et de les comprimer jusqu'à 154 bars, passant par un compresseur TBP et une unité de compression BP, qui est divisée en deux étages, et enfin l'unité de compression ( MP-HP ) qui est conçue en deux compresseurs pour qu'ils puissent être réinjecter dans le gisement, par les puits injecteurs pour maintenir la pression du gisement.

L'objectif principal, est d'étudier le fonctionnement de l'unité de compression ( MP-HP ) avec le nouveau débit disponible  $3.4 \text{MSM}^3/\text{h}$  , qui va entraîner le compresseur MP à fonctionner avec un recyclage de gaz. Cette étude consiste à faire fonctionner le compresseur MP sans recyclage de gaz, et la mise en marche normale des compresseurs MP-HP.

Cette étude comporte englobe des généralité concernant les champs de Gassi-Touil, et la présentation de l'unité de réinjections et généralité sur les compresseurs et ces types et comporte aussi les équations de base utilise dans le calcul des compresseurs. A la faine on a traité les solution que nous avons étudier et on a choisi une variante comme une solution acceptable pour ce problème.