

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : énergétique

Option: système énergétique et développement durable

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

*Etude technologique et énergétique du
turbo-expandre*

Présenté par:

BERINOUBA Naceur

Proposé et dirigé par:

Mr Aliouali Abdelouahad

Soutenu Devant le jury composé de.

<u>Nom et Prénom</u>	<u>Qualité</u>	<u>Grade</u>	<u>Université</u>
M ^r N.MOUMI	Président	Professeur	Biskra
M ^r N.CHOUCHAN	Examineur	Docteur	Biskra
M ^r A.ABDELOUAHAD	Promteur	(M.B)	Biskra

Promotion : Juin 2017

Remerciements

En premier lieu, je tiens à remercier Dieu, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Je tiens à remercier Mr : Aliouali Abdelouahad mos promoteur pour leurs grands soutiens et ses conseils considérables.

Je remercie aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

Que toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands et sincères remerciements.

Sommaire

Chapitre I:Description d'unité centrale de traitement de gaz humide d'In Amenas

I-1 Introduction	Page 01
I-2 Les systèmes d'unité centrale de traitement de gaz humide d'In Amenas.....	Page 01
I-2-1 Installation de réception	Page 01
I-2-2 Traitement de gaz humide	Page 02
I-2-3 Unité de décarbonatation (CO ₂).....	Page 02
I-2-4 Déshydratation du gaz.....	Page 03
I-2-5 Traitement de gaz sec.....	Page 03
I-2-6 Stabilisation du condensat.....	Page 04
I-2-7 Liquides du debutaniseur.....	Page 05
I-2-8 Unité de récupération de vapeur.....	Page 05
I-2-9 Production d'eau.....	Page 06
I-2-10 Compression et comptage de gaz résiduel.....	Page 06
I-2-11 Stockage et expédition du GPL.....	Page 07
I-2-12 Stockage et expédition du condensat.....	Page 07
I-3 Conclusion.....	Page 09

Chapitre II : Etude technologique du turbo-expander

II-1 DEFINITION DU TURBO-EXPANDEUR.....	Page 10
II-2 DESCRIPTION DE L'EQUIPEMENT	Page 10
II-2-1 Aubes directrice d'entrée variables.....	Page 12
II-2-2 Roues de turbo-expandeur.....	Page 13
II-2-3 Arbre.....	Page 14
II-2-4 Garniture (joint) d'étanchéité de l'arbre.....	Page 15
II-2-5 Paliers.....	Page 16
II-2-6 Joints d'étanchéité de boîtiers (volute).....	Page 16
II-2-7 Diffuseur du compresseur.....	Page 17
II-2-8 Vanne de déclenchement de l'expandeur et écran d'admission.....	Page 17
II-2-9 Sondes de vibration.....	Page 18
II-3 Utilisation des turbo-expandeurs.....	Page 18

II-3-1 La réfrigération	Page 18
II-3-2 La récupération d'énergie.....	Page 18
II-3-3 La génération d'énergie	Page 18
II-4 Système de gaz d'étanchéité.....	Page 19
II-5 SYSTEME DE LUBRIFICATION DE TURBO-EXPANDEU.....	Page 20
II -5-1 LES DISPOSITIFS DE BASE DE SYSTEME.....	Page 20
II-5-1-1 Un réservoir d'huile.....	Page 20
II-5-1-2 La pompe d'huile.....	Page 20
II -5-1-3 Un refroidisseur d'huile.....	Page 21
II-5-1-4 Les filtres d'huile.....	Page 21
II -5-1-5 Accumulateur d'huile	Page 21
II-5-1-6 Soupape de régulation de pression de l'huile de lubrification.	Page 21
II -5-2 FONCTIONNEMENT DU SYSTEME DE LUBRIFICATION.....	Page 21
II-5-3-FACTEURSINFLUENCANT SUR LE SYSTEM DE LUBRIFICATION.....	Page 25
II-5-3-1 La qualité de la filtration.....	Page 25
II-5-3-2 Déformation due aux effets thermiques.....	Page 25
II-5-3-3 Variation de la température d'alimentation de l'huile.....	Page 26
II-5-3-4 Problème liés aux conditions de démarrage.....	Page 26
II-6 POUSSEE AXIALE ET SYSTEME EGALISATEUR ATB.....	Page 27
II-6-1 INFLUENCE DE LA POUSSEE AXIALE.....	Page 27
II-6-2 FACTEURS INFLUANT SUR LA POUSSEE AXIALE.....	Page 28
II-6-3 REMEDE.....	Page 28
II-6-4 SYSTEME EGALISATEUR DE LA POUSSEE AXIALE (ATB).....	Page 28
II-6-5 FONCTIONNEMENT DU SYSTEME ATB.....	Page 29
II-6-5-1 la poussée axiale est vers le compresseur.....	Page 29
II-6-5-2 la poussée axiale est vers l'expandeur.....	Page 29
II-7 PHENOMENE DE POMPAGE.....	Page 30
II-7-1 Cycle de pompage.....	Page 30
II -7-2 Limite de protection de pompage.....	Page 31
II -7-3 Caractéristiques du pompage.....	Page 32
II -7-4 Conséquence du pompage.....	Page 32
II -7-5 Protection contre le pompage.....	Page 32
II-8 Conclusion.....	Page 33

Chapitre III : étude thermodynamique et énergétique du turbo-expandeur

III CALCUL THERMODYNAMIQUE ET ENERGETIQUE.....	Page 34
III-1- COMPORTEMENT DES GAZ A LA COMPRESSION ET A LA DETENTE...	Page 34
III-1-1 Bilan énergétique autour d'une machine.....	Page 34
III-1-2 Evolution isentropique d'un gaz parfait.....	Page 34
III-1-3 Evolution isentropique d'un gaz réel.....	Page 35
III-2 Thermodynamique de la compression.....	Page 36
III-2-1 Compression adiabatique.....	Page 36
III-2-2 Compression réelle.....	Page 36
III-2-3 Conclusions.....	Page 37
III-3 Thermodynamique de la détente.....	Page 37
III-3-1 L'énergie mécanique.....	Page 37
III-3-2 Rendement de la turbine.....	Page 39
III-4 Méthode de calcul des enthalpies et des entropies.....	Page 39
III-4-1 Calcul d'enthalpie et d'entropie H_1, S_1 à l'entrée de l'expander.....	Page 39
III-4-2 Calcul des enthalpies et entropie de décharge H_2 et S_2	Page 40
III.5. Entrée.....	Page 41
III-6-1 Sortie.....	Page 42
III-6-2 Sortie.....	Page 43
III-7 Calcul coté expander (turbine).....	Page 44
III-7-1 Calcul de la puissance fournie par la turbine.....	Page 44
III-7-2 Evolution énergétique du fluide le long de l'aube de la roue de turbine.....	Page 46
III-7-2-1 Calcul des paramètres à l'entrée de la roue, point (1).....	Page 47
III-7-2-2 Calcul des paramètres à la sortie de la roue point (02).....	Page 49
III-7-3 Calcul de la hauteur de la turbine.....	Page 51
III-7-4 Détermination des dimensions de la roue de la turbine.....	Page 51
III-7-5 Détermination de largeur des sections de la roue.....	Page 52
III.8.Calcul coté compresseur.....	Page 53
III-8-1 Calcul de la puissance absorbée par la machine entraînée à partir des paramètres du fluide véhiculé.....	Page 53
III-8-2 Calcul de la température théorique de sortie.....	Page 55.
III-9 CALCUL DU POUSSEE AXIALE.....	Page 56
III-9-1 Calcul de la poussée au niveau des impulseurs.....	Page 56
III-9-2 Calcul de poussée au niveau de la butée.....	Page 58
III-10 Conclusion	Page 59

. Chapitre IV : Maintenance et sécurité du turbo-expander

IV LA MAINTENANCE.....	Page 59
IV-1 GENERALITE SUR LA MAINTENANCE.....	Page 59
IV-1-1 Définition.....	Page 59
IV-1-2 But de la maintenance.....	Page 59
IV-1-3 Objectif de la maintenance.....	Page 59
IV-1-4 Modes de maintenance.....	Page 59
IV-1-5 Type de maintenance.....	Page 60
IV-2 LA MAINTENANCE DU TURBO-EXPANDEUR C-141.....	Page 61
IV-2-1 Préventives.....	Page 61
IV-2-3 Entretien.....	Page 62
IV-2-4 Dépannage pour le mal fonctionnement.....	Page 63
IV-2-5 Procédure de démarrage de turbo-expandeur.....	Page 65
IV-3 SECURITE DU TURBO-EXPANDEUR.....	Page 65
IV-4 Conclusion.....	Page 65

Liste des figures

Figure I-1 schéma d'unité centrale de traitement de gaz humide d'In Amenas.	Page 08
Figure II- 1 : Les sections principales du turbo-expandeur.....	Page 11
Figure II-2 : Les principaux composants de la section centrale.....	Page 11
Figure II-3 : Aube directrice d'entrée variable.....	Page 12
Figure II-4 : les roues du turbo-expandeur.....	Page 13
Figure II-5 : l'arbre du turbo-expandeur.....	Page 14
Figure II-6 : Clavettes d'arbre.....	Page 14
Figure II-7. Les labyrinthes du turbo-expandeur.....	Page 15
Figure II-8 : assemblage du labyrinthe.....	Page 15
Figure II- 9. Les paliers de turbo-expandeur.....	Page 16
Figure II-10 le diffuseur du compresseur.....	Page 17
Figure II-11 Vanne de déclenchement de l'expandeur.....	Page 17
Figure II-12 circuit du gaz d'étanchéité.....	Page 19
Figure II-13 chemine d'huile de lubrification du réservoir au refoulement des pompes.	Page 22
Figure II-14 chemine d'huile de lubrification du refoulement des pompes au clapet anti-retour.....	Page 23
Figure II-15 chemine d'huile de lubrification du clapet anti-retour au MCS ...	Page 24
Figure II-16 sorties de l'huile au niveau du MCS vers réservoir d'huile.....	Page 24
Figure II-17 direction des forces axiales exercées sur la surface des roues.....	Page 27
Figure II-18 Un système automatique de palier de butée (ATB).....	Page 28
Figure II-19 égalisateur de poussée axiale –Poussée vers le compresseur.....	Page 29
Figure II-20 égalisateur de poussée axiale –Poussée vers la turbine.....	Page 30
Figure II-21 : Cycle de pompage.....	Page 31
Figure II-22 Ligne de pompage et limite de protection de pompage.....	page 31
Figure II -23 Circuit anti-pompage.....	Page 33
Figure III-1 Diagramme H-S N°1A.....	Page 36
Figure III-2 Diagramme H-S N°2A.....	Page 38
Figure III-3 Triangle des vitesses à l'entrée de la roue.....	Page 47
Figure III-4 Triangle des vitesses à la sortie de la roue.....	Page 49

NOMENCLATURE

C1	: Méthane.
C2	: Ethane.
C3	: Propène.
iC4	: Iso butane.
nC4	: Normo butane.
iC5	: Iso pentane.
nC5	: Normo pentane.
N2	: Nitrogène.
CO ₂	: Dioxyde de carbone.
C	: la vitesse [m/s].
ω	: La vitesse de rotation [tr/min].
U	: vitesse circonférentielle [m/s].
S	: Entropie [KJ/Kg.k].
s	: surface [mm ²]
η_{is}	: Rendement isentropique [%].
Δh	: La variation d'enthalpie [KJ/Kg].
W_{is}	: Travail Isentropique [KJ/Kg].
W_{CD}	: Travail de Compression ou de détente [KJ/Kg].
V	: Volume [m ³]
R	: Constant de gaz parfait [Kj/ Kmol K].
M	: Masse Moléculaire [Kg/Kmol].
C_p	: Capacité Calorifique a pression constante [Kj/Kg.K]
C_v	: Capacité Calorifique a volume constante [Kj/Kg.K]
C_{pm}	: Capacité calorifique moyenne [Kj/Kg.K].
W_{ad}	: Travail adiabatique [KJ/Kg].
Wreel	: Travail réelle [KJ/Kg].
η_{ad}	: Rendement adiabatique [%]
X_i	: Fraction Molaire [mol %]
H_v	: Enthalpie de Vapeur [KJ/Kg].
H_L	: Enthalpie de Liquide [KJ/Kg].
S_v	: Entropie de Vapeur [KJ/Kg.K].
S_L	: Entropie de liquide [KJ/Kg.K].
η_m	: Rendement mécanique [%].
W	: Travail Effective [KJ/Kg].
Qm	: Débit massique [Kg/s].
Qv	: Débit volumique [m ³ /s].
P	: Puissance effective [KW].
p	: pression [bar].
W_{ad}	: Travail absorbe par le compresseur [KJ/Kg].

P_{ab}	: Puissance absorbée par le compresseur [Kw].
F_{arc}	: Force arrière roue compresseur [Kgf].
F_{are}	: Force arrière roue expandeur [Kgf].
A_{arc}	: Section arrière roue compresseur [mm ²].
A_{are}	: Section arrière roue expandeur [mm ²].
P_{arc}	: Pression arrière roue compresseur [bar].
P_{are}	: Pression arrière roue expandeur [bar].
A_c	: Section d'impulseur du compresseur [mm ²].
A_e	: Section d'impulseur de l'expandeur [mm ²].
P_{Asp}	: Pression d'Aspiration [bar].
S_b	: Section de la butée [mm ²].
D_e	: Diamètre de la roue Expandeur [mm].
d_{rote}	: Diamètre de l'arbre d'impulser expandeur [mm].
D_c	: Diamètre de la roue Compresseur [mm].
d_{rotec}	: Diamètre de l'arbre d'impulser compresseur [mm].
P_{be}	: Pression de butée Cote expandeur [bar].
P_{bc}	: Pression de butée Cote Compresseur [bar].
D_b	: Diamètre de la butée [mm].
d_{rotb}	: Diamètre de l'arbre de butée [mm].
F_{ax}	: Force axiale [Kgf].

Liste des tableaux

Tableau I-1 caractéristiques de gaz sec (résiduel).....	Page 04
Tableau II-1 caractéristiques du gaz d'étanchéité.....	Page 20
Tableau III-1 caractéristique de gaz entrant au turbo-expander.....	Page 41
Tableau III-2 caractéristique de gaz sortant au turbo-expander phase gazeuse..	Page 42
Tableau III-3 caractéristique de gaz sortant au turbo-expander phase liquide...	Page 43
Tableau III-4 Performance de constructeur du turbo-expander.....	Page 58
Tableau III-5 Paramètre d'étude du turbo-expander.....	Page 58
Tableau IV-1 Les défauts du turbo-expandeur C141.....	Page 63

INTRODUCTION

Les énergies fossiles dont les hydrocarbures où le gaz fait parties, jouent un rôle capital dans l'économie nationale de notre pays, ils constituent la plus grande partie des ventes des produits d'exportation.

Une partie du gaz qu'il soit naturel ou extrait du brut après traitement, est transféré pour son expédition à la commercialisation et l'autre quantité est comprimée et réinjectée dans les gisements à haute pression pour augmenter le taux de récupération du brut.

Le présent mémoire à pour objectif l'étude du régime de fonctionnement d'un turbo-expandeur, qui est en fait une machine thermique récupératrice d'énergie d'une conception très rigoureuse ainsi qu'une exécution soignée. Il s'agit de la meilleure machine actuellement disponible pour des conditions d'exploitation du gaz naturel et avec des soins raisonnables, elle procurera de longues années de service efficace, c'est une machine simple d'emploi, toutes les pièces ont été disposées de manière à faciliter la maintenance, montage et démontage compris.

L'objectif d'étude de ce type de machine, il est divisé en plusieurs chapitres traitant sur.

- Description d'unité centrale de traitement de gaz humide d'In Amenas.
- Etude technologique du turbo-expander.
- Étude thermodynamique et énergétique du turbo-expander.
- Maintenance et sécurité du turbo-expander.

Chapitre I

*Description d'unité centrale de traitement de
gaz humide d'In Amenas*

I-1 Introduction

La zone d'In Amenas est située au centre-est de l'Algérie, approximativement à 1300 Kilomètres (800 miles) de la capitale Alger.

Le développement de In Amenas produira et maintiendra un taux de production annuelle de gaz humide de 28.2 millions standard m³/jour (998 MMSCFD), tel que mentionné dans le contrat de partage de production (PSC) entre BP et Sonatrach. En tenant compte de la durée d'immobilisation et interruption de service des installations, l'exigence de la capacité de conception est de 29.85 millions standard m³/jour (1056 MMSCFD), excluant l'eau[17].

I-2 Les systèmes d'unité centrale de traitement de gaz humide d'In Amenas.

I-2-1 Installation de réception.

Le système de collecte de production est composé d'un réseau de ligne de collecte (Flow Line) individuelle connectée via les collecteurs du champ aux quatre conduites principales (Trunk Line), qui livrent les fluides produits aux Installation de réception au CPF. La production des quatre conduites principales s'écoule dans le collecteur d'entrée 42'', qui transporte les fluides au Capteur-bouchon (Slug-Catcher).

L'objectif du collecteur d'entrée et du système du Capteur-bouchon (Slug-Catcher) est de[17].

- Recevoir les fluides du système de collecte de production.
- Séparer les fluides produits en phases de gaz, de liquide d'hydrocarbure et d'eau.
- Fournir un volume augmenté, une charge de liquide pour le condensât et l'eau produite provenant du système de collecte.
- Fournir une alimentation stable en gaz et en condensât pour les trains de procédé.
- Fournir une source tertiaire en de gaz combustible pour le système Gaz combustible.

Les gaz séparés du capteur-bouchon alimentent les trois trains de procédé en système 01/02/03 et peuvent être aussi utilisés comme une alimentation tertiaire en gaz combustible pour le système Gaz combustible. Le condensât d'hydrocarbure est livré aux séparateurs de pré vaporisation de condensât d'entrée pour chaque train de traitement. L'eau produite est aussi séparée et alimentée aux ballons de vaporisation d'eau produite dans chaque train de traitement[17].

I-2-2 Traitement de gaz humide.

Le système de traitement du Gaz humide reçoit le gaz humide non traité du capteur-bouchon, le gaz récupéré du système de condensat par les compresseurs de récupération de vapeur, le gaz de régénération de la boucle de régénération des déshydrateurs et le gaz recyclé provenant des compresseurs de gaz export[17].

L'objectif du système de gaz humide est de[17].

- Fournir un refroidissement initial et une séparation des liquides du gaz humide provenant du capteur-bouchon.
- Eliminer le H₂S et le Mercure du courant de gaz afin de s'assurer que la spécification du gaz export sera satisfaite après un traitement ultérieur.
- Récupérer le froid du courant de gaz export avant de l'expédier vers la compression pour réduire les exigences de refroidissement des équipements en aval.

En aval de l'élimination du H₂S/Mercure, une partie de gaz humide est prise comme courant secondaire pour le traitement dans le système de décarbonatation. Après élimination du CO₂, le courant secondaire du gaz traité est recombinaison avec le courant du gaz principal en by-passant l'unité de traitement.

Le gaz traité alimente le système de déshydratation alors que les liquides séparés sont livrés au séparateur de pré vaporisation de condensat. L'eau produite est aussi séparée et alimentée au ballon de vaporisation d'eau produite[17].

I-2-3 Unité de décarbonatation (CO₂).

L'unité de décarbonatation reçoit un courant latéral de gaz s'écoulant des post filtres de H₂S du gaz. Après traitement, le gaz provenant de l'unité de décarbonatation est mélangé avec le flux du gaz by-pass du courant principal et ensuite le courant mélangé est acheminé vers la section de déshydratation du train de traitement[17].

L'objectif de l'unité de décarbonatation est de[17].

- Faire circuler le solvant d'amine pauvre jusqu'à l'absorbeur du CO₂ et de régénérer l'amine riche provenant de l'absorbeur.
- Eliminer le CO₂ des écoulements de filets d'eau du gaz alimenté vers l'unité de telle façon qu'après être mélangé avec le gaz déviant l'unité, ce mélange gazeux répondra aux spécifications du produit.

Le dioxyde de carbone est enlevé du gaz par absorption chimique en utilisant un solvant appelé Méthyle Di-Ethanol Amine Activé. L'absorption du dioxyde de carbone se produit dans l'absorbeur à une haute pression de 69.2 bar et à la température approximative de 70°C. Les liquides entraînés

dans le gaz sortant de l'absorbeur du CO₂ sont récupérés dans un ballon tampon avant la recombinaisons avec les gaz non traités déviant l'unité.

Le solvant d'amine riche en CO₂ est régénéré par vaporisation à une basse pression de 0.2 bar et à une température élevée de 110°C. La solution d'amine pauvre, libéré du CO₂, est refroidie et filtrée avant sa réutilisation dans le procédé d'absorption de produits chimiques. Le courant du CO₂ libéré, est refroidi et dégagé vers l'atmosphère à un endroit sans danger.

Le débit d'alimentation de l'unité de décarbonatation est rège de telle façon que le gaz export contienne moins de 2 % mole de CO₂[17].

I-2-4Déshydratation du gaz.

Le système de déshydratation du gaz reçoit[17].

Le gaz traité des filtres après l'absorbeur de H₂S et de l'unité d'extraction de CO₂.

Le but du système de déshydratation est de[17].

- Enlever l'eau du gaz d'alimentation pour satisfaire les conditions de traitement.
- Enlever l'eau du gaz d'alimentation pour répondre aux spécifications du gaz Résiduelle produit.
- Fournir une alimentation sèche au système de traitement du gaz sec pour chaque train de traitement.
- Fournir les moyens pour régénérer les déshydrateurs avec le gaz déshydraté de l'aval des déshydrateurs.

Le système de déshydratation est conçu pour produire jusqu'à 10.737x10⁶ Sm³/j de gaz sec et ne contenant pas plus de 0.1 ppmV d'eau.

Il y'a trois déshydrateurs de gaz en parallèles contenant des tamis moléculaires (Adsorbant), ils adsorbent l'eau présente dans le gaz d'alimentation. Lors du fonctionnement normal deux déshydrateurs sont en service et l'autre est en régénération ou en réserve[17].

I-2-5Traitement de gaz sec.

Le système de gaz sec reçoit le gaz déshydraté du filtre du gaz sorti déshydrateur.

Le but du système de gaz sec est de[17].

- Récupérer les composants liquides (propane et les lourds) du gaz par refroidissement.
- Enlever l'éthane et les composants légers du séparateur liquide par le fractionnement.
- Ré-compressé le courant du gaz traité pour réduire la charge le compresseur d'expédition.

Le gaz traité alimente le système de compression du gaz résiduelle tandis que les liquidesrécupérés sont livrés au séparateur de produit dans le système 23.

Il y'a deux fonctionnements pour le système du gaz sec. Normalement, le gaz est détendu à travers le turbo-expander, qui fournit un refroidissement efficace et la récupération des liquides lourds à un taux élevé; Cependant, lorsque le turbo-expander n'est pas disponible, l'unité peut être opérée en mode JT dans lequel le gaz peut être détendu à travers la vanne Joule-Thomson qui est installée sur la ligne de by-pass du turbo-expander. En mode JT, les conditions opératoires du système doivent être ajustées pour compenser la perte de l'efficacité du refroidissement.

Le gaz sortant du système de gaz sec doit répondre aux spécifications du produit de gaz résiduel[17].

Tableau I-1 caractéristiques de gaz sec(résiduel) [18].

Caractéristiques du Produit	Valeur de Spécification
Dioxyde de Carbone	Inférieure ou égal à 2.0 mol%
Total des Inertes (He, N2, CO2)	Inférieure ou égal à 6.50 mol%
Mercaptans	Inférieure à 15.00 mg/m3
Sulfure Total	Inférieure à 50.00 mg/m3
Eau	Inférieure à 50 ppm par volume
Valeur de la Chaleur Indiquée	9145 to 9590 kcal/m3
Point de rosée de l'Hydrocarbure	-6°C à 81.5 bar

Le système de traitement du gaz sec détermine directement la valeur de la chaleur et le point de rosée du gaz résiduel. Les autres caractéristiques sont déterminées en amont du traitement.

Il n'y a aucune spécification pour le liquide produit, cependant, la condition du traitement est de maintenir le rapport molaire de C2/ (C3+C4) dans les liquides du déethaniseur à une valeur inférieure ou égale à 0.021 en contrôlant la température du fond de la colonne.

Les équipements suivants sont inclus dans le système du gaz sec[17].

- Echangeur à Plaque du Gaz Froid.
- Ballon Séparateur d'Alimentation du Turbo-Expander.
- Turbo-Expander /Compresseur 01-C-141
- Déethaniseur.
- Rebouilleur du Déethaniseur.
- Aéroréfrigérant du Gaz Sortie du Turbo-Expander /Compresseur.

I-2-6 Stabilisation du condensat.

Le système de stabilisation reçoit le fluide du système slug-catcher, du système de gaz humide et du système des pompes de recyclage du condensât.

Le but principal du système de stabilisation du condensât est de[17].

- Séparer le gaz et l'eau du condensât.
- Enlever toutes les particules solides du condensât.

- Enlever les traces d'eau de l'hydrocarbure liquide.
- Produire un liquide stable pour alimenter le débutaniseur.
- Récupérer les gaz et les fournir à l'unité de récupération de vapeur.

Les gaz séparés alimentent le compresseur alors que les liquides stabilisés sont envoyés au débutaniseur. L'eau produite de la séparation alimente le bac de flash d'eau de production.

Il n'y a aucune caractéristique pour ce système; cependant, le liquide d'alimentation du système du débutaniseur doit être libre en éthane. En plus, l'eau d'alimentation du système 28 doit être libre en hydrocarbure liquide[17].

I-2-7Liquides du débutaniseur.

Le système de production du débutaniseur reçoit les liquides froids du dééthaniseur et du condensât partiellement stabilisé de la stabilisation du condensât.

Le but du système de production du débutaniseur est de[17].

- Produire un mélange de GPL et l'expédié par le pipeline.
- Produire du condensât stable et l'expédié par le pipeline.
- Refroidir le courant du condensât produit pour le stocker à une température appropriée.

Le débutaniseur est une colonne de fractionnement à reflux, elle produit à la tête du GPL contenant du butane et des composants légers et au fond le condensât contenant du pentane et des composants lourds. Les vapeurs sortant du haut de la colonne sont totalement condensés dans le condenseur de tête du débutaniseur, tandis que la chaleur d'entrée au rebouilleur est fournie par le milieu de transfert de chaleur (huile chaude).

Le GPL produit arrive au stockage de GPL On-Spec, bien que le GPL produit soit aussi transféré également vers le stockage Off-Spec.

Le produit de condensât arrive au stockage du condensât produit, cependant, le condensât peut être également transféré au bac de stockage du condensât Off-Spec dans le cas où la production ne répond pas aux spécifications[17].

I-2-8Unité de récupération de vapeur.

L'unité de récupération de vapeur « VRU » reçoit simultanément les vapeurs provenant de la tête du stabilisateur condensât et le gaz flash de séparateur d'entrée de pré-flash de condensât.

L'objet de l'unité de récupération est comme suit[17].

- Rassembler et comprimer les gaz libérés dans le système de stabilisation de condensât, afin de les livrer au système de traitement de gaz humide.
- Maintenir la pression de service du système de stabilisation de condensât dans la marge désirée.

Les vapeurs de tête du stabilisateur de condensât sont comprimées dans le 1^{er} étage de compresseur VRU et se combinent avec les gaz -flash du séparateur d'entrée de pré-flash de condensât. Le courant mélangé est ensuite comprimé dans le 2^{ème} étage du compresseur VRU et, après son refroidissement, il doit être livré au séparateur d'entrée Gaz/Condensât dans le système de traitement du gaz humide[17].

I-2-9 Production d'eau.

Le système d'eau produit reçoit l'eau provenant des sources suivantes[17].

- Ballon Séparateur « Capteur-bouchons ».
- Séparateur de gaz /condensât d'entrée.
- Séparateur d'alimentation déshydratation.
- Ballon épurateur « Scrubber » de gaz de régénération.
- Coalesceur de liquide d'aspiration.
- Séparateur pré-flash de condensât d'entrée.
- Stabilisateur de condensât.

L'objet du système d'eau produite est comme suit[17].

- Recevoir l'eau produite provenant de la séparation dans les systèmes process aval.
- Les gaz dissociés de séparation permettent le flash externe de la solution.
- Séparation de tous les liquides d'hydrocarbure actuels dans l'eau produite.
- Transfert de l'eau produite au séparateur CPI sous la commande de niveau.

Le gaz de flash est envoyé vers le collecteur d'évent MP, tandis que, les liquides H.C sont acheminés vers le système fermé d'hydrocarbure humide.

I-2-10 Compression et comptage de gaz résiduel.

Le système de gaz résiduel de compression reçoit le gaz traité provenant de chaque train à travers un collecteur commun d'aspiration de gaz sec.

L'objet du système de gaz Résiduel de compression et d'expédition est comme suit[17].

- Comprimé le gaz Résiduel arrivant du système de gaz de process sec jusqu'à la pression d'expédition.
- Comptage de gaz résiduel comprimé « custodytransferaccuracy ».
- Transport du produit gaz résiduel à travers le pipeline vers le pipeline de transport de SONATRACH situé à Ohanet. La source de gaz d'amorçage de l'installation du gaz combustible est tirée à partir de gaz sec du collecteur d'aspiration.

Il y a trois unités de compression disposées en parallèle. Chaque unité contient un compresseur centrifuge entraîné par une turbine à gaz, le compresseur débite d'un manifold d'aspiration commun et refoule dans un collecteur de refoulement commun. Le système du compresseur se compose d'une aspiration SDV, Un ballon d'aspiration « K.O Drum », un turbocompresseur avec un by-pass pour le gaz chaud, un aeroréfrigérant de refoulement, la boucle de recyclage d'anti-pompage et la vanne SDV de refoulement[17].

I-2-11 Stockage et expédition du GPL.

Le système de stockage de GPL et expédition reçoit le GPL on-spécification et off-spécification à partir des accumulateurs de tête de séparation de produit dans chaque train de procès.

L'objet de stockage de GPL et le système d'expédition est comme suit[17].

- Enlevé H₂S à partir de la courant GPL afin d'assurer la spécification de GPL est atteindre
- Fournir le volume de stockage et la capacité de pompage pour le produit GPL on-spec avant l'expédition.
- Fournir le volume de stockage et la capacité de pompage pour le produit GPL on-spec.
- Pompé le Produit GPL du stockage pour à la pression situable pour l'expédition.
- Compter le GPL pompé à l'exactitude de transfert en garde
- Transfert de produit GPL via pipeline au pipeline de Transportation de Sonatrach à Ohanet.
- Fournis les moyens pour lancer et reçu des gares racleurs pour le nettoyage de pipeline de produit.

Le système GPL inclus un absorbeur conçu pour enlever H₂S suffisante afin d'assurer que le GPL rencontrera la spécification de produit. L'absorbeur de H₂S de GPL est conçu pour réduire que le niveau de H₂S à partir de 2.0 ppmv, diminué moins que 0.1ppmv[17].

I-2-12 Stockage et expédition du condensat.

Le système d'expédition et de stockage de condensât reçoivent le condensât hydrocarbure on-spécification ou off spécification à partir les séparateurs de produit dans chaque train de procès.

Le but de système d'expédition et le stockage de condensât est comme suit[17].

- Fourni un volume de stockage et sur-capacité pour le condensât on-spec préalable à l'expédition.
- Fourni un volume de stockage et sur-capacité pour le condensât off-spec préalable au reprocessing.
- Produit de condensât pompé à partir de stockage à la pression situable pour l'expédition.
- Condensât pompé par mètre au comptage de transfert de garde.

- Transfert de produit condensât via pipeline de pipeline transportation de sonatrach à Ohanet.
- Fourni les moyens pour lancer et reçu les racleurs pour le nettoyage de pipeline de produit.

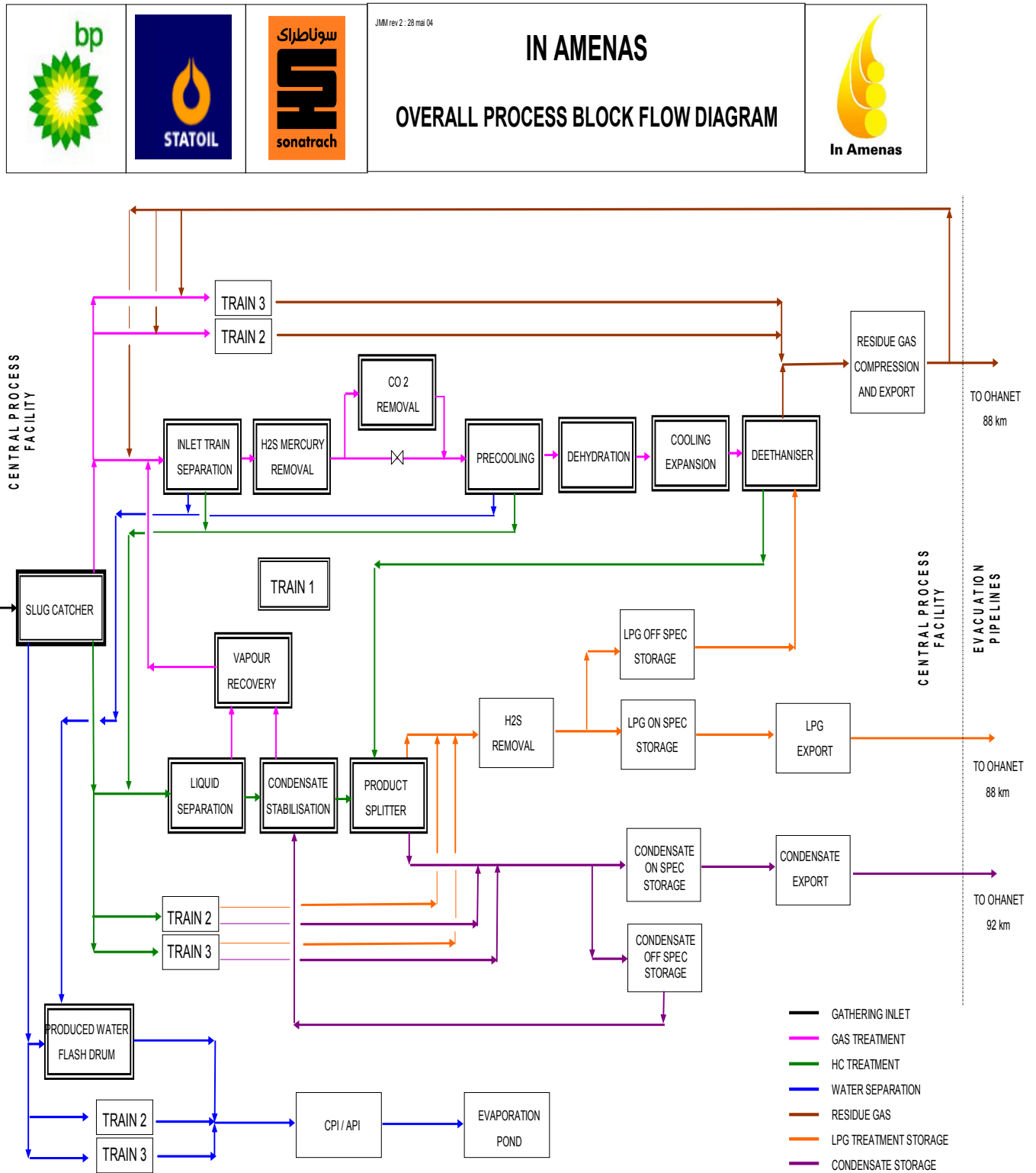


Figure I schéma d'unité centrale de traitement de gaz humide d'In Amenas[17].

I-3 Conclusion

Le projet de In Amenas inclus le système de production des puits et le système de collecte de production, conçue pour collecter les fluides d'hydrocarbure et les transporter à l'unité centrale de traitement (CPF) pour séparer le gaz et les produits liquides et les distribuer aux canalisations des produits et les transporter à la station de livraison ohant.

Chapitre II

Etude technologique du turbo-expander

II-1 DEFINITION DU TURBO-EXPANDEUR.

Le turbo-expandeur est une machine tournante composée d'une roue de détente (ou d'expansion) et d'une roue de compression reliée entre elles, d'un système de lubrification et d'un système de contrôle, permettant au gaz de la détente isentropique pour une récupération maximale de condensât et la rotation du compresseur pour la compression du gaz traité. de tels turbo-expandeur peuvent être utilisés avec une grande variété de flux de gaz différents, par exemple pour une séparation d'air, un traitement et une transmission de gaz naturel, un rétablissement d'énergie de chute de pression à partir d'un processus de détente, ou un rétablissement d'énergie thermique à partir de la chaleur perdue de processus associés [06].

II-2 DESCRIPTION DE L'EQUIPEMENT.

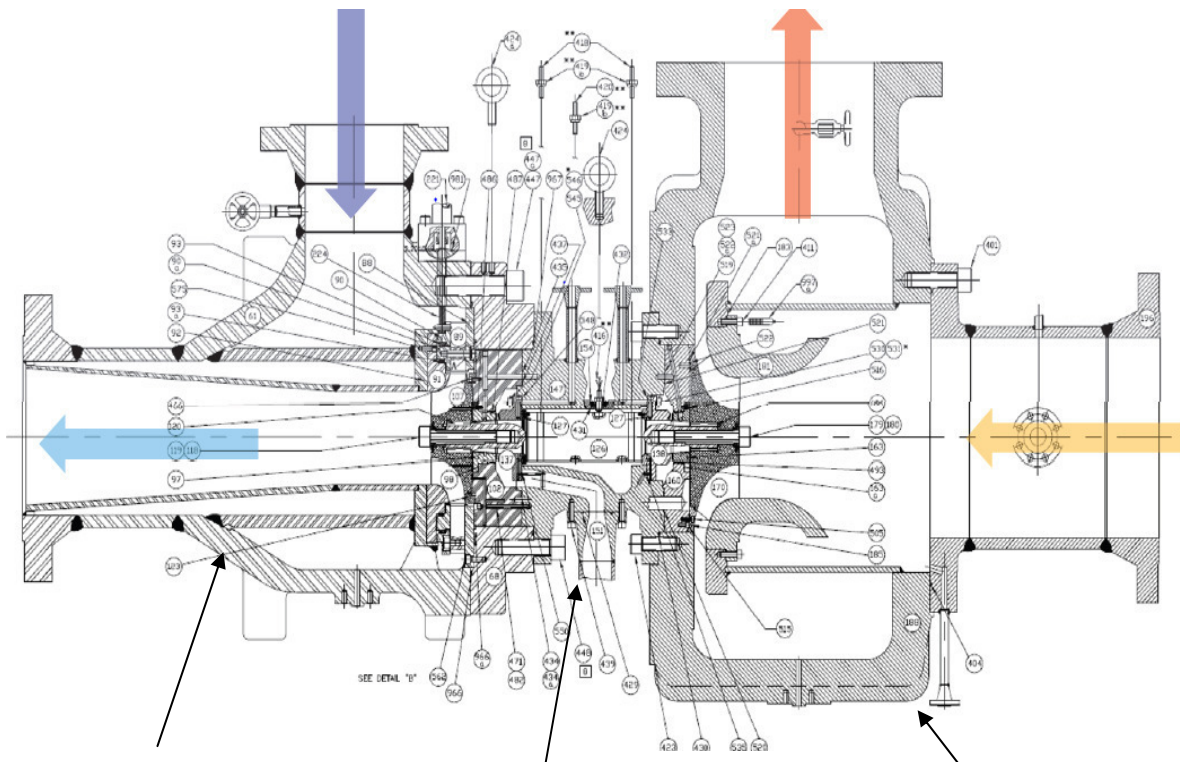
Les turbo-expandeur sont très variées et dépendent de leur utilisation pour notre cas, nous avons choisi un type C-141 utilisé dans la station de traitement du gaz d'In Amenas dans le sud algérien.

Il est constitué de trois sections principales : **(figures II-1)**

1. La section de l'expandeur comprenant les brides d'entrée et de sortie.
2. L'assemblage ou la section centrale de rotation.
3. La section du compresseur avec les brides d'entrée et de sortie.

Les principaux composants de la section centrale de rotation sont : **(figures II-2)**

1. Aubes directrices d'entrée variables
2. Roues de turbo-expandeur
3. Arbre
4. Garniture (joint) d'étanchéité de l'arbre
5. Paliers
6. Joints d'étanchéité de boîtiers (volutes)
7. Diffuseur de compresseur
8. Vanne de déclenchement de l'expandeur et écran d'admission
9. Sondes de vibration



La section de l'expandeur la section centrale de rotation La section du compresseur

Figure II- 1 : Les sections principales du turbo-expander [18].

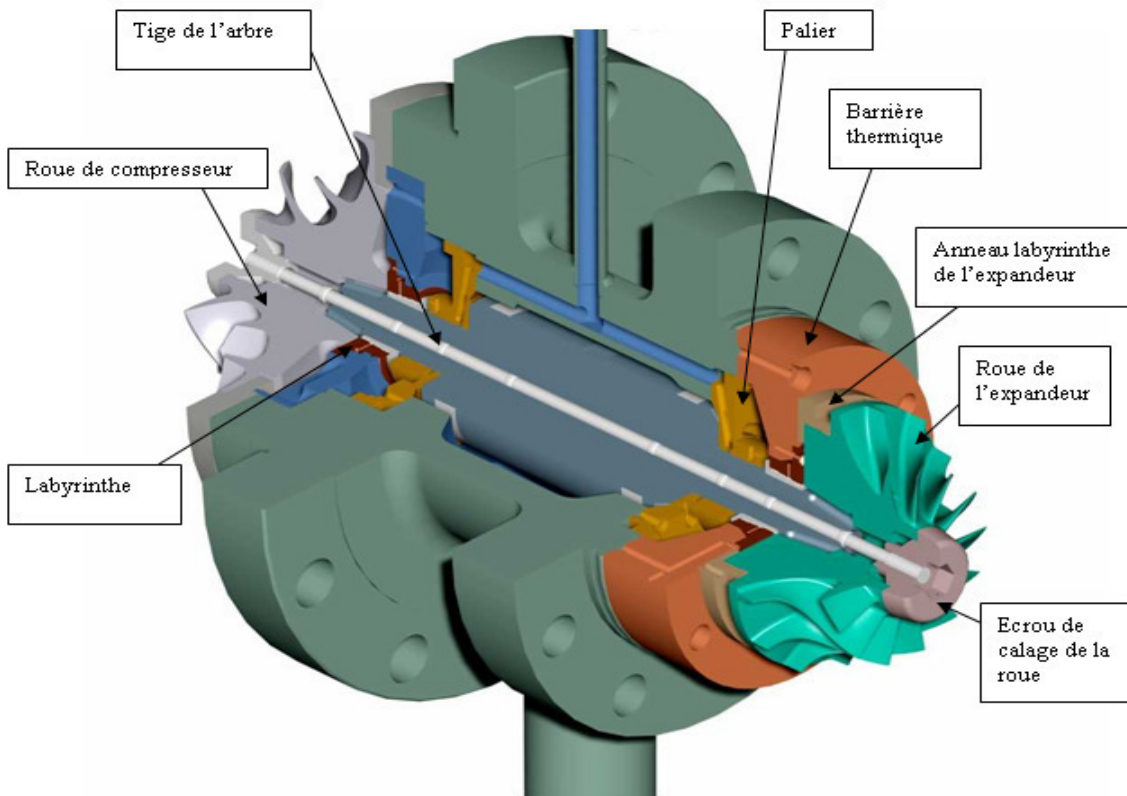


Figure II-2 : Les principaux composants de la section centrale [14].

II-2-1 Aubes directrice d'entrée variables.

Les aubes directrices d'entrée règlent le débit vers l'expandeur. Elles sont conçues pour offrir une Commande positive et une efficacité élevée dans une gamme de fonctionnement étendue grâce à un mécanisme unique et exclusif qui incorpore un collier d'étanchéité à commande hydraulique (collier Hydraulique). Cette conception supprime les fuites latérales et empêche le grippage des buses.

Le mécanisme est conçu pour résister à la pression d'entrée maximale de l'expandeur et peut être réglé pour faire varier l'écoulement dans une gamme allant de 0 % à environ 125 % du débit massique prévu.

Un actionneur à diaphragme pneumatique avec positionneur intégral contrôle l'ouverture de l'aube directrice. Un signal de commande à air indique à l'actionneur de régler l'ouverture de l'aube directrice d'entrée pour Compenser les changements des conditions du procédé.

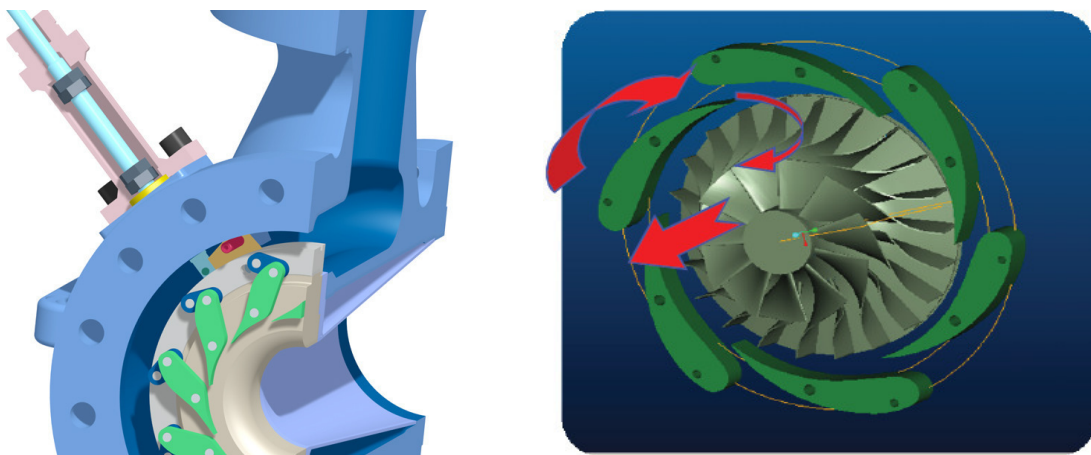


Figure II-3 : Aube directrice d'entrée variable [14]/ [18].

II-2-2 Roues de turbo-expandeur.

Pour obtenir une résistance et une intégrité maximales, les roues de turbo-expandeur sont usinées à partir de plaques, de barres et de pièces forgées massifs. Les paramètres de conception critiques comme les contraintes et l'expansion de l'alésage a été calculée à l'usine en utilisant un logiciel d'analyse aux éléments finis.

Les performances des étages de l'expandeur sont prédites par la prise en compte des pertes dues aux composants.

La roue de l'expandeur d'entrée radial qui utilise notre aube directrice d'entrée variable permet d'obtenir une efficacité élevée dans une gamme de fonctionnement étendue. Les performances aérodynamiques du compresseur ont été optimisées en considérant de façon précise les angles et les contours des lames sans toutefois compromettre l'intégrité mécanique de la roue.

Chaque roue a été soumise à des essais de résistance aux vibrations aux fréquences de résonance de la lame et du disque. Le turbo-expandeur de peut fonctionner de zéro à la vitesse de déclenchement sans craindre la mise en résonance de la roue [14].



Figure II-4 : les roues du turbo-expandeur.

II-2-3 Arbre.

L'arbre de turbo-expandeur est conçu pour opérer en dessous de la première vitesse de flexion critique et de résonance de torsion. Une bande d'alliage d'aluminium plaquée à chaud est appliquée sur l'arbre dans la zone surveillée par les sondes de détection de vibrations afin d'éliminer l'effet de faux rond électrique. Cette technique a été utilisée avec succès sur des centaines de turbines de Mafi-Trench [05].

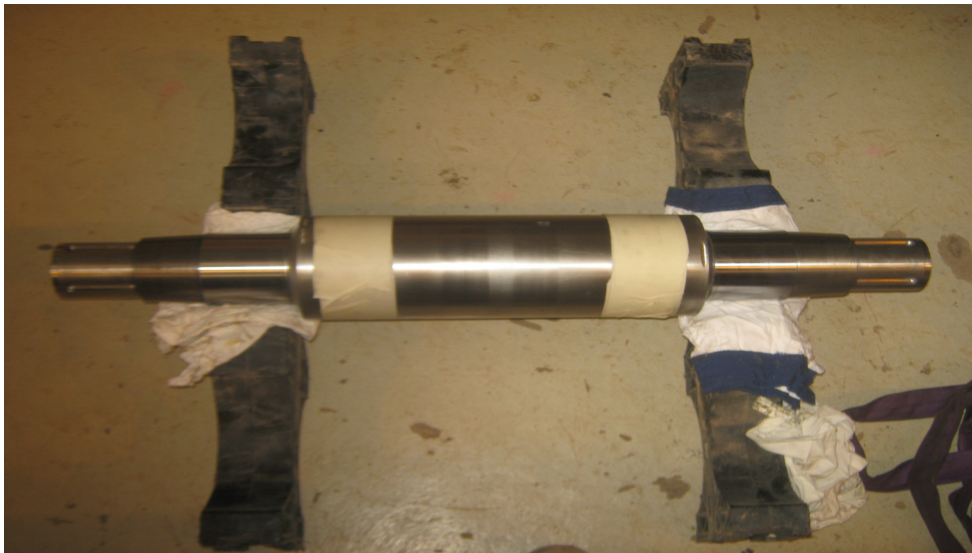


Figure II-5 : l'arbre du turbo-expandeur.

Les roues sont fixées à l'arbre sur un profil taraudé spécial avec des clavettes et des rainures de clavette cylindriques (**figure II-6**). Cette conception évite les concentrations de contrainte associées aux languettes et aux rainures de clavette classiques. En outre, les roues sont fixées aux extrémités taraudées de l'arbre par une tige d'extension centrale commune qui est précontrainte lors de l'assemblage. Ceci entraîne une charge constante sur chaque roue permettant d'assurer le contact correct entre les roues et l'arbre à des températures et des vitesses extrêmes [14].



Figure II-6 : Clavettes d'arbre [14].

II-2-4 Garniture (joint) d'étanchéité de l'arbre.

Les joints d'étanchéité sont du type à labyrinthe pour réduire au minimum les fuites du gaz d'étanchéité. La conception incorpore un labyrinthe rotatif en acier inoxydable remplaçable, côté à côté avec une cartouche d'étanchéité en résine renforcée par des fibres verres. En cas de contact avec le joint d'étanchéité, cette conception permet à la résine de s'user d'une façon prédéterminée pour éviter d'endommager la pièce pivotante. Étant donnée la symétrie de l'arbre, les joints d'étanchéité du côté de l'expandeur sont interchangeables avec ceux du côté du compresseur [06].

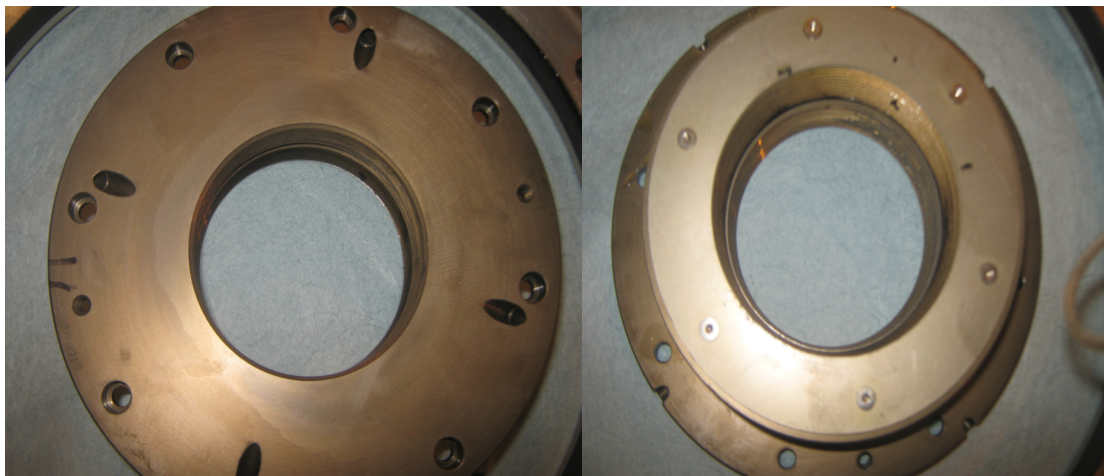


Figure II-7. Les labyrinthes du turbo-expandeur.

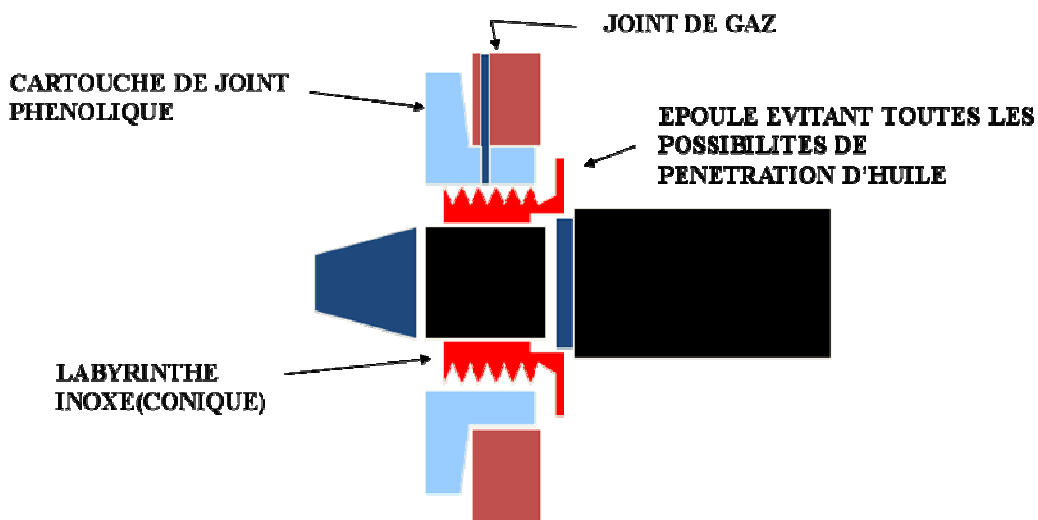


Figure II-8 : assemblage du labyrinthe [14].

II-2-5 Paliers.

Les paliers radiaux utilisés dans cette machine sont du type à patins fixes à trois gorges. Ces paliers conviennent particulièrement aux vitesses élevées requises par cette application. Un détecteur de température à résistance à élément double est intégré dans le patin inférieur de chaque palier afin de mesurer la température et signaler tout dommage du palier. Sur les appareils froids, ce détecteur signale les possibilités de gel du palier et peut être utilisé comme un « inhibiteur de démarrage » jusqu'à ce qu'une température suffisante du palier soit atteinte [06].

Des paliers de butée sont requis pour maintenir la position axiale du rotor de la turbine dans une tolérance étroite. Les paliers de MTC sont conçus pour supporter la même charge axiale dans les deux directions.

Les charges de poussée axiales sont surveillées par un orifice sonde de détection de pression située sur le côté de chaque palier. Ces signaux de pression alimentent l'égalisateur automatique de poussée (A.T.B.) qui ajuste la charge de poussée.



Figure II- 9. Les paliers de turbo-expandeur.

II-2-6 Joints d'étanchéité de boîtiers (volutes).

Un joint à ressort à lèvre en Téflon est utilisé pour assurer l'étanchéité des boîtiers cryogéniques. Ce joint d'étanchéité très fiable est également commandé par pression. Par conséquent, l'efficacité de l'étanchéité ne dépend pas du couple appliqué sur les boulons du boîtier. Des anneaux toriques aux élastomères sont utilisés pour l'étanchéité des boîtiers pour procédé chaud et des pièces internes chaudes [06].

II-2-7 Diffuseur de compresseur.

Le compresseur incorpore un diffuseur sans vanne à paroi parallèle qui donne d'excellentes performances dans des conditions anormales.

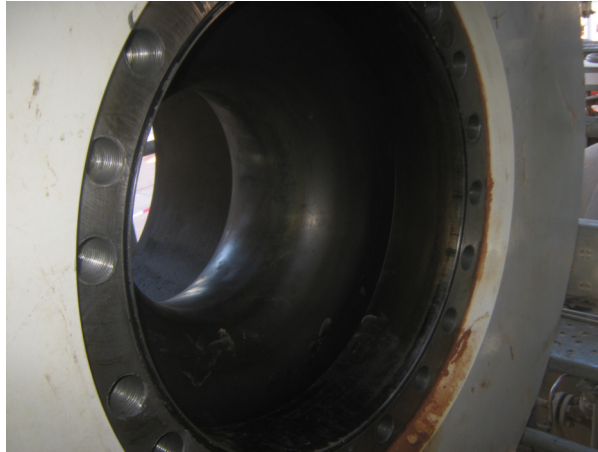


Figure II-10 le diffuseur du compresseur [18].

II-2-8 Vanne de déclenchement de l'expandeur et écran d'admission.

MTC a fourni une vanne de déclenchement d'expandeur de type à papillon. Cette vanne doit être à action rapide pour permettre un arrêt rapide de l'expandeur (0.5 seconde maximum) et installée le plus proche à la bride d'admission turbine pour surveiller la chute de pression [05].

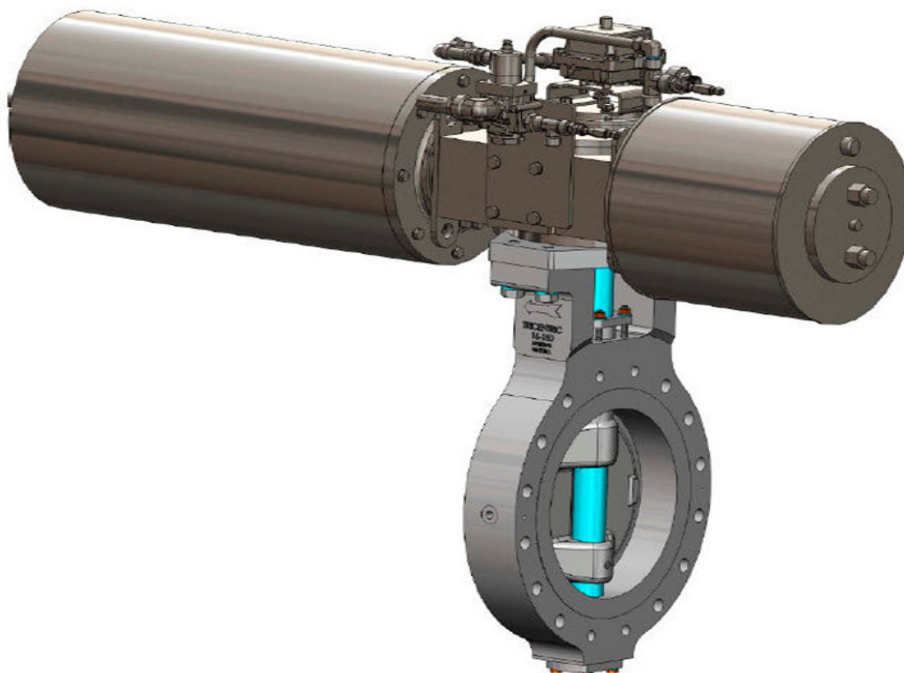


Figure II-11 Vanne de déclenchement de l'expandeur [18].

II-2-9 Sondes de vibration.

MTC a trouvé un moyen pour obtenir une indication précise de la vibration de l'arbre pendant toute la durée d'utilisation de l'arbre.

Une bande d'aluminium d'environ 1 mm d'épaisseur est fixée à l'arbre sur lequel les vibrations sont mesurées par les sondes de type à déplacement sans contact. De cette manière, la composante de faux rond électrique de vibration de l'arbre est en fait annulée et les fausses indications de vibration attribuées aux anomalies de microstructures de matériau profondes de l'arbre sont évitées [05].

II-3 UTILISATION DES TURBO-EXPANDEURS.

Les turbo-expandeurs à détente radiale sont habituellement appliqués quand une ou plusieurs fonctions sont prises en considération [14].

II-3-1 La réfrigération.

Les expandeurs peuvent fournir la réfrigération par une expansion directe du processus du gaz et donc cela éliminé la nécessité d'un système de refroidissement du type cycle fermé.

Certains expandeurs sont en utilisation dans le processus de la cryogénie des gaz d'hydrocarbures et les installations de séparation d'air. L'expérience du chantier a montré que la condensation substantielle du liquide peut arriver dans l'expandeur sans aucun endommagement.

II-3-2 La récupération d'énergie.

L'expandeur peut fournir l'énergie récupérée à partir de la chute de pression dans les liquides ou les vapeurs du gaz comme les gaz purgés, gaz d'échappement et gaz de combustion.

Les expandeurs peuvent habituellement contrôler dans une manière que ne limite pas l'ensemble des opérations des différentes installations.

II-3-3 La génération d'énergie.

L'expandeur peut former le cœur d'un système de génération cyclique fermé ou ouverte, l'énergie cyclique comme BRAYTON ou RANKINE utilisant un fluide moteur qui est conçue pour les besoins de la source d'énergie et l'expandeur peut fournir une excellence charge efficace, qui peut être complète ou en partie.

II-4 SYSTEME DE GAZ D'ETANCHEITE.

Le système de gaz d'étanchéité fournit un gaz propre, sec ou chaud aux joints de l'arbre situés entre les roues de l'expandeur et du compresseur et de leurs paliers respectifs [04].

Le gaz d'étanchéité est important pour maintenir l'huile de lubrification loin du gaz traité.

Le système de gaz d'étanchéité comprend précisément un filtre et un dispositif de contrôle de pression différentiel.

Le filtre empêche les poussières et les corps étrangers d'être injectés dans les joints de l'arbre et le dispositif de contrôle de pression surveille la pression du gaz situé derrière la roue de l'expandeur et fournit précisément du gaz d'étanchéité à une pression d'environ de 1.4bars au dessus de la pression de référence.

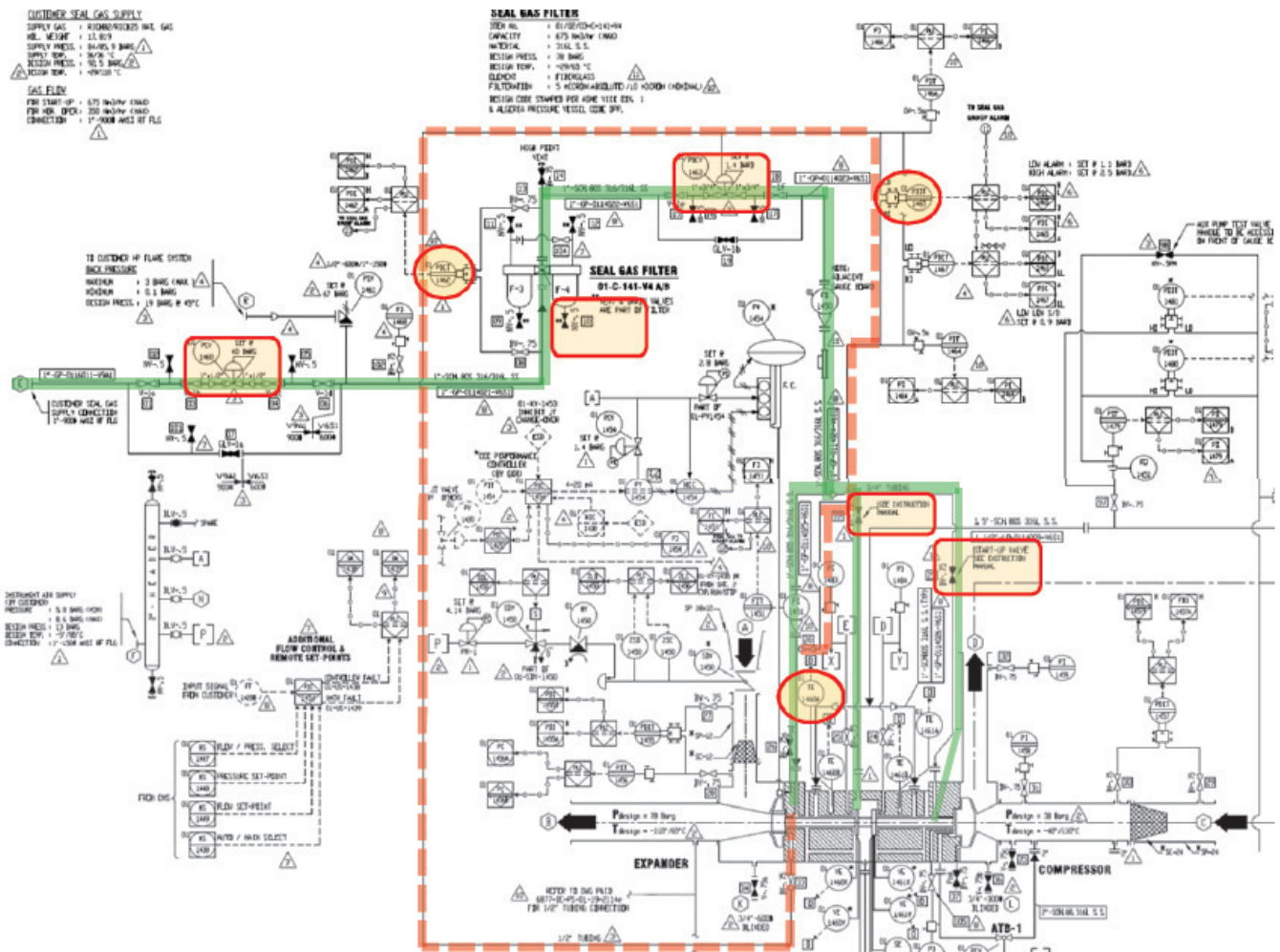


Figure II-12 circuit du gaz d'étanchéité [18].

Tableau II-1 caractéristiques du gaz d'étanchéité [17].

Type de gaz	Gaz naturel
Masse moléculaire	19.13 (maximum)
	18.63 (minimum)
Débit prévu	350 Nm ³ /H (normal)
	650 Nm ³ /H (maximum)
Température	15°C (minimum)
	38°C (maximum)

II-5 SYSTEME DE LUBRIFICATION DE TURBO-EXPANDEUR.

D'après l'historique de turbo-expander, l'origine de la plupart des interventions curatives est le système de lubrification. De ce fait nous jugeons utile de développer le type de lubrification adopté pour ces systèmes et les problèmes qui peuvent affecter le bon fonctionnement du système et qui ont des conséquences néfastes sur l'état des paliers et butée.

Le turbo-expander C-141 est doté d'un système de lubrification hydrostatique pour lequel la charge est transmise à travers un film d'huile complet lubrifiant où la pression est maintenue par l'intermédiaire d'une pompe.

II -5-1 LES DISPOSITIFS DE BASE DE SYSTEME.

II-5-1-1 Un réservoir d'huile.

Quelque chose d'unique dans les turbo-expandeurs : le réservoir d'huile est pressurisé au-dessus de la pression atmosphérique. Le réservoir d'huile de lubrification fonctionne spécialement à la pression d'aspiration de la section compresseur, peut emmagasiner toute l'huile vidange ou d'un arrêt. Il équipé d'un voyant (jauge d'huile) le long de la hauteur du bac pour visualiser le niveau d'huile [06].

Il est muni aussi, d'un commutateur d'alarme de niveau bas, d'un appareil de chauffage, d'une vanne de sûreté et d'une vanne de vidange.

II-5-1-2 La pompe d'huile.

Deux pompes à vis (C-141-P1A/B) entraînées par des moteurs électrique, dont la puissance est au moins de 25% supérieure à celle requise. L'une en marche et l'autre en stand-by, elle se met en marche automatiquement si la première pompe s'arrête pendant le fonctionnement de turbo-expander ou si la pression différentielle d'huile au niveau des paliers chuté [06].

II -5-1-3 Un refroidisseur d'huile.

Un aëroréfrigérant (C-141-E1) qui permet de fournir un refroidissement suffisant pour l'huile de lubrification dans les conditions ambiantes extrêmes spécifiées.

II-5-1-4 Les filtres d'huile.

Des filtres qui permettant d'éliminer les impuretés existantes dans l'huile. Il y a :

- Deux filtres placés avant l'accumulateur.

II -5-1-5 Accumulateur d'huile.

L'accumulateur souple (C-141-V3) est fourni pour alimenter les paliers en huile de lubrification pendant le ralentissement en cas de panne des pompes à huile. Un nécessaire de charge est inclus en vrac avec d'autres pièces de démarrage.

II-5-1-6 Soupape de régulation de pression de l'huile de lubrification.

La pression de l'huile de lubrification est contrôlée par une soupape de régulation intégrée qui maintient automatiquement une pression d'huile de lubrification constante dans les paliers.

II -5-2 FONCTIONNEMENT DU SYSTEME DE LUBRIFICATION.

Après avoir chauffé l'huile au niveau du par l'intermédiaire du réchauffeur à environ 35°C, l'huile provenant du réservoir entre dans des pompes qui sont conçues pour augmenter la pression au-dessus de la pression de l'huile de lubrification, nécessaire aux paliers.

Les soupapes de décharge sont spécialement installées près de chaque pompe d'huile et sur le réservoir pour protéger ces pièces contre tout excès de pressurisation.

Un dispositif de contrôle de pression, sur la ligne de refoulement de la pompe, libère l'excès d'huile en la renvoyant vers le réservoir en maintenant ainsi dans la machine la pression fixée à l'avance de l'huile de lubrification [06].

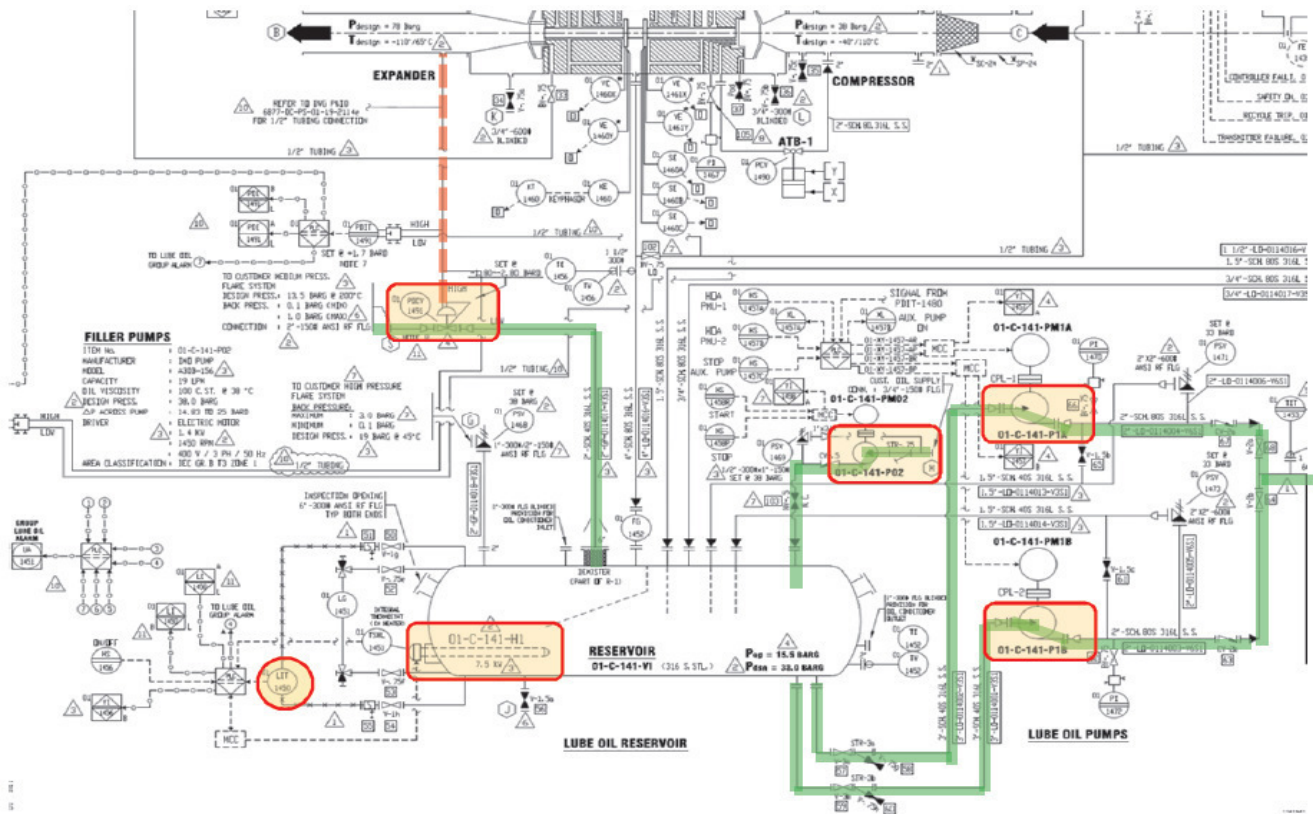


Figure II-13 chemine d’huile de lubrification du réservoir au refoulement des pompes [18].

L’huile sous pression passe à travers les aéroréfrigérant (C-141-E1) pour être refroidi en cas où sa température dépasse 40°C. Le contrôle de la température est assuré par le régulateur pneumatique de température.

Ensuite l’huile passe à travers l’un des filtres afin d’éliminer les impuretés existantes. L’état des filtres est contrôlé par la (PDIT-1475) qui délivre une alarme si la ΔP dépasse 2.5bar.

La valeur de la ΔP est donnée par l’indicateur de pression différentielle placés entre les deux filtres pour indiquer la différence de pression entre la valeur avant les filtres et celle après les filtres.

Deux vannes de contrôle permettent l’acheminement de l’huile vers réservoir d huiles en cas d’une augmentation de pression dans le circuit.

Ces vannes sont réglées à une différence de pression de 28bar entre la pression de circuit et celle de sortie de l’huile du turbo-expandeur.

L’augmentation de pression peut résulter d’un problème au niveau du palier

Après deux vannes, l’huile traverse un clapet anti-retour avant d’alimenter l’accumulateur (C-141-V3).

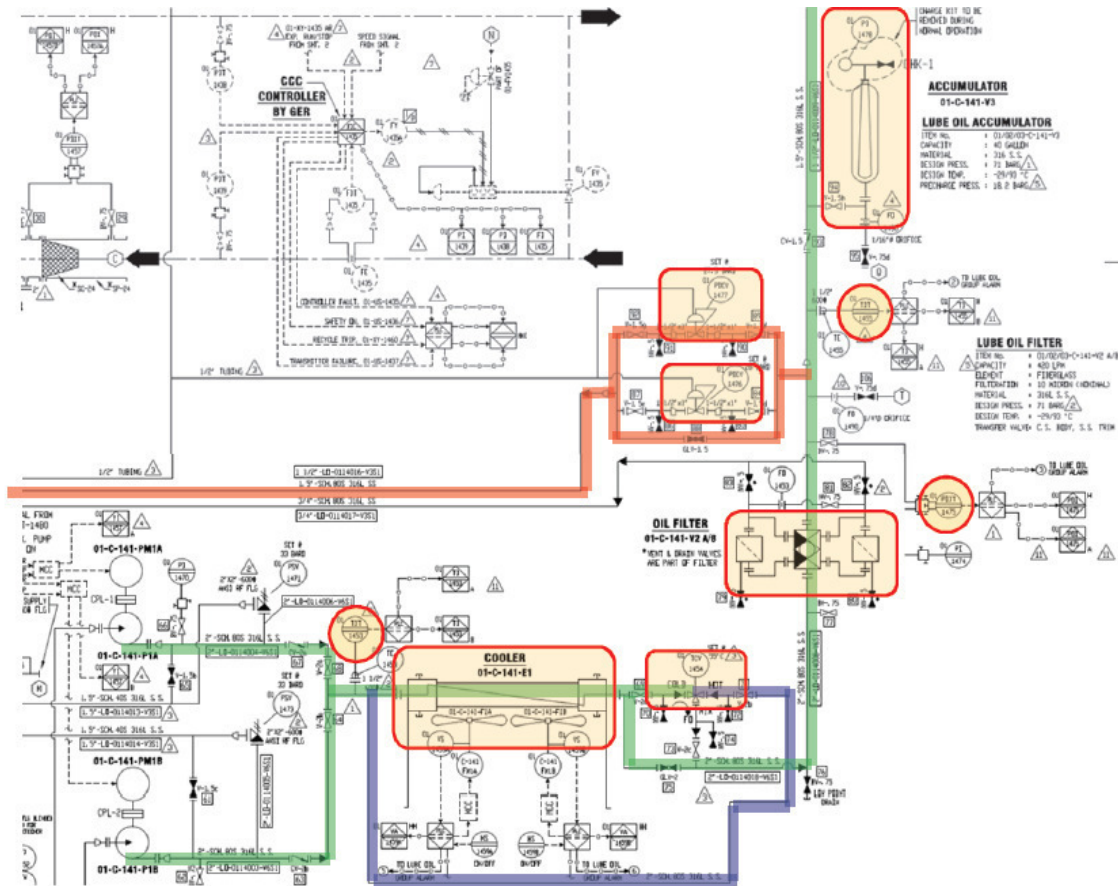


Figure II-14 chemine d’huile de lubrification du refoulement des pompes au clapet anti-retour [18].

Le clapet anti-retour se ferme permettant une conduite de pression vers le MCS (**Mechanical Center section**) par l’intermédiaire de l’accumulateur jusqu’à l’arrêt de turbo-expandeur est ceci pour éviter une rotation à sec de retors.

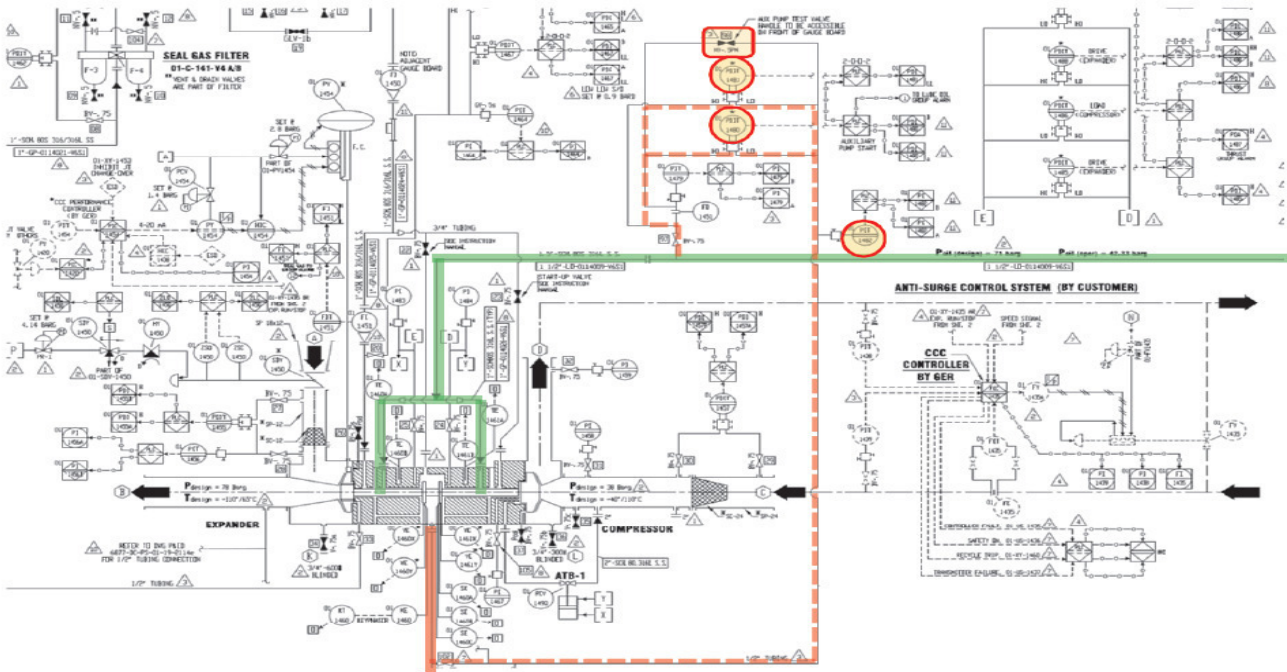


Figure II-15 chemine d'huile de lubrification du clapet anti-retour au MCS [18].

On distingue une sorties de l'huile au niveau du MCS.

- Une sortie de l'huile du drain du MCS.

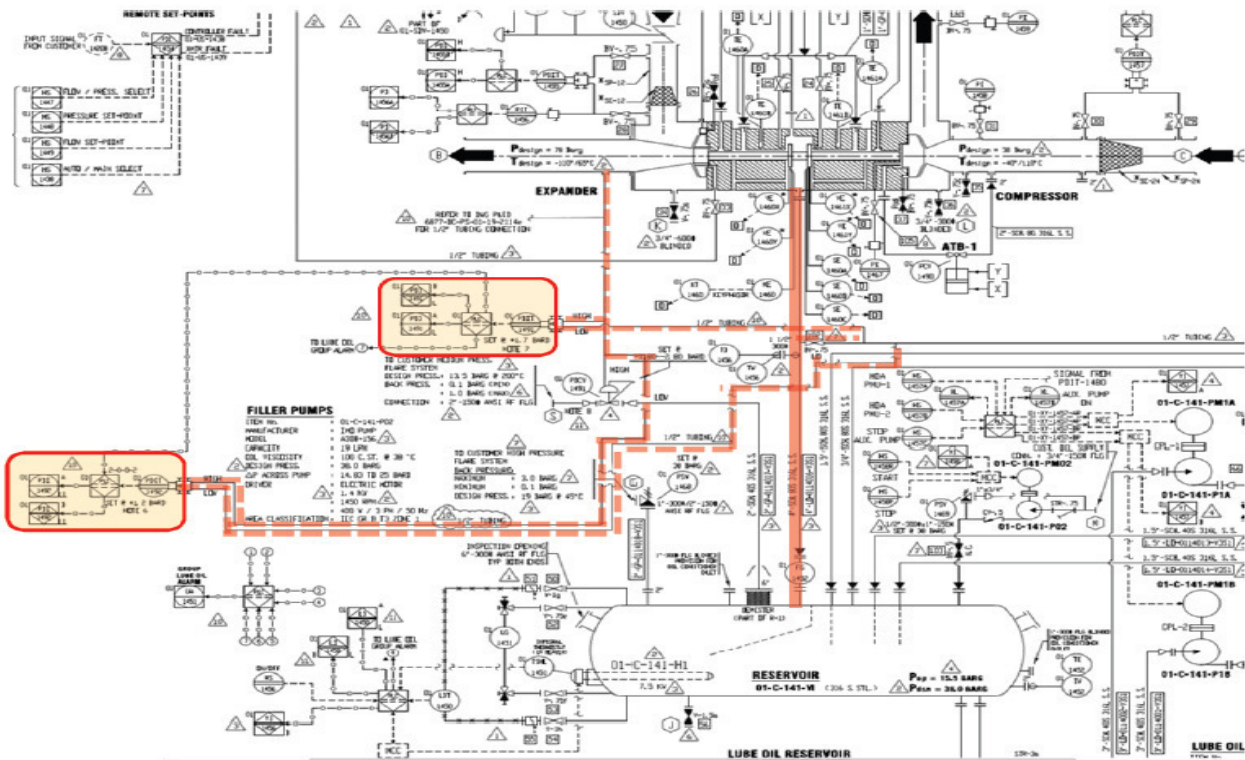


Figure II-16 sorties de l'huile au niveau du MCS vers réservoir d'huile [18].

II-5-3-FACTEURS INFLUENCANT SUR LE SYSTEME DE LUBRIFICATION

La valeur de l'épaisseur de film d'huile dépend de nombreux dont les principaux sont [07].

II-5-3-1 La qualité de la filtration.

Généralement dans l'industrie on utilise des filtres de 5 à 8 microns pour une épaisseur de 15 à 20microns. Néanmoins, il existe toujours des particules solides de dimensions supérieures à la valeur permise par le filtre qui passe. De ce fait et pour que le système de lubrification fonctionne bien, il faut :

- Un nettoyage parfait du réservoir de l'huile avant le remplissage.
- Procéder à un rinçage des canalisations d'arrivée et de retour en circuit fermé.
- Suivre l'état des filtres (l'évaluation de la ΔP) qui en cas de détérioration, les particules résultantes passent dans les paliers et les butées et causent leur dégradation.

II-5-3-2 Déformation due aux effets thermiques.

En régime permanent, l'énergie calorifique liée à la formation du film d'huile est évacuée par le débit d'huile pour une partie importante et par conduction pour un part. donc il existe toujours un flux de chaleur qui traverse les surfaces fixes et mobiles créant ainsi des variation de température dans leurs épaisseurs et par suite des déformations notamment au niveau du couple de matériaux frottant du palier [14].

En effet, le type du couple joue un rôle important dans le bon fonctionnement du palier. Les paramètres les plus importants dans le choix sont : la charge, la vitesse, l'environnement, la température et la qualité de l'huile.

Le choix peut se faire entre [14].

- Le bronze massif.
- Les alliages aluminium.
- Le métal antifriction blanc ou régule.
- Le cuproplomb ou bronze au plomb.

Dans chacune de ces catégories, il existe de nombreuse variété de sous-produits adaptés à chaque utilisation. Le couple adapté aux paliers est régule à base d'étain afin d'éviter le problème des effets thermique ; il est nécessaire de faire un suivi rigoureux de la variation de la température au niveau des paliers côté expandeur et côté compresseur [14].

II-5-3-3 Variation de la température d'alimentation de l'huile.

En fonctionnement continu, on enregistre toujours des variations de température de l'huile avant les paliers. Ces variations influencent la viscosité et par la suite celle du film d'huile ce qui a pour conséquence la détérioration des paliers et l'augmentation de la poussée axiale donc détérioration des butées [07].

La température de l'huile est contrôlée, dans le cas d'une augmentation, l'huile passe à travers les aéroréfrigérants. Néanmoins dans le cas de problème le MCS peut être alimenté par de l'huile très chaude et par conséquent la variation de la viscosité de l'huile.

II-5-3-4 Problème liés aux conditions de démarrage.

En fonction de la vitesse de rotation on distingue trois phases de fonctionnement [07].

- Une phase de frottement onctueux qui correspond au démarrage et à l'arrêt de la machine lorsque la vitesse est faible alors le coefficient de frottement est grand.
- Une phase de fonctionnement caractérisée par l'existence d'un film d'huile et qu'il n'existe aucun contact métal/métal.
- Une phase transitoire où les deux types de fonctionnement sont présents simultanément rencontrée pendant la montée de la vitesse.

La phase la plus important et qui peut causer des problèmes au niveau des paliers est celle de fonctionnement en frottement onctueux. En effet dans cette phase il y a possibilité d'arrachement de métal.

Durant La réussite réside de part le choix du matériau frottant, dans le respect strict des certaines règles lors de la mise en service du système de lubrification, notamment la commutation des pompes ; commutation des filtres ; circulation de l'huile vers paliers.

Les premiers tours de rotation, les particules ainsi arrachées peuvent rester entre les surfaces en regard, provoquant des échauffements locaux et par suite des déformations.

II-6 POUSSEE AXIALE ET SYSTEME EGALISATEUR ATB.

La poussée axiale est une force qui provoque le déplacement du rotor vers la butée des paliers soit de l'expandeur ou bien du compresseur. Cette poussée est due à la présence d'une pression arrière roue au niveau des deux roues, mais la résultante de ces forces se dirige vers le côté compresseur parce que le diamètre de la roue de se dernier est plus grand à celui de la roue de l'expandeur [07].

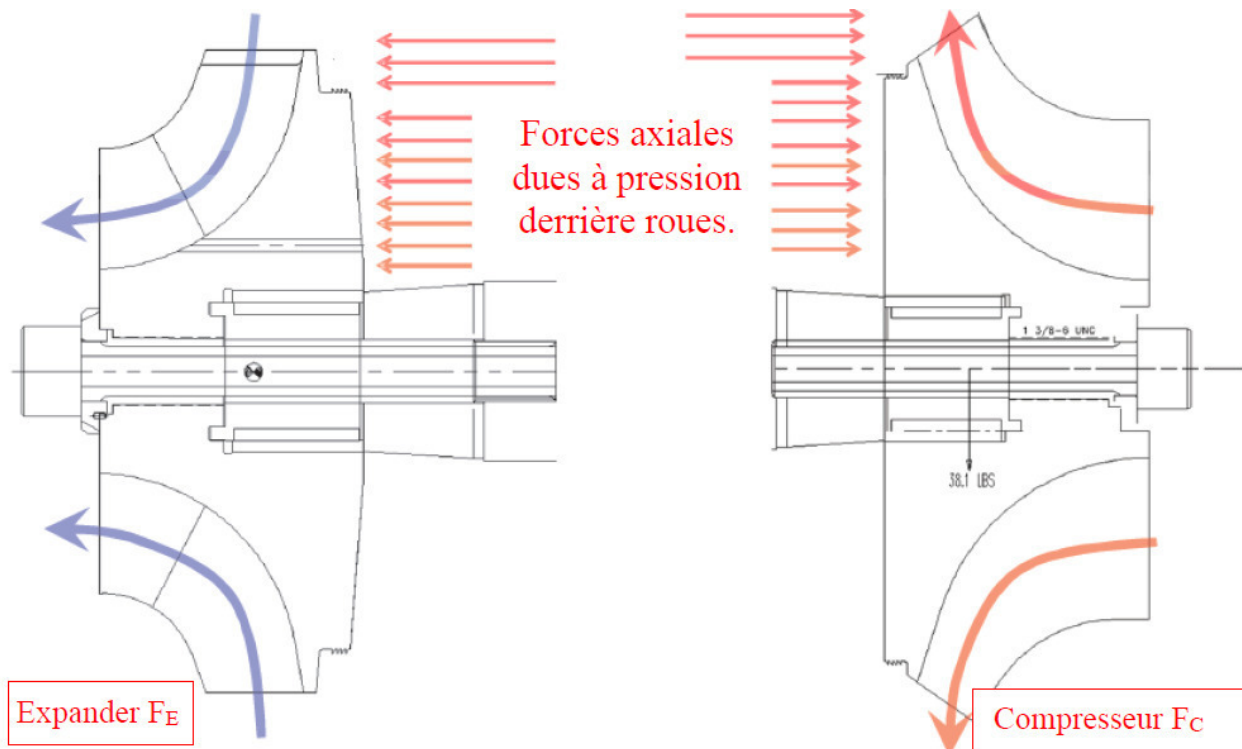


Figure II-17 direction des forces axiales exercées sur la surface des roues [18].

II-6-1 INFLUENCE DE LA POUSSEE AXIALE.

La poussée axiale est un phénomène nuisible pour l'équipement puisque des valeurs élevées est excessives de cette dernière peuvent sérieusement endommager les paliers en apparaissant les anomalies suivant [07].

- Coupure de film d'huile de lubrification de la butée.
- Usure et arrachement du métal de la surface de butée.
- Frottement excessif obturant l'orifice de détection de la pression d'huile du système d'équilibre en le rendant non opérationnel.
- Vibrations importantes.

II-6-2 FACTEURS INFLUANT SUR LA POUSSEE AXIALE

L'augmentation de la poussée axiale dépend des facteurs suivants.

- Augmentation de la vitesse de rotation.
- Augmentation de la pression de gaz d'entrée de l'expandeur.
- Diminution de la pression de gaz de sortie du compresseur.

II-6-3 REMEDE.

Pour éviter une valeur excessive de la poussée axiale, un système de contrôle est installé entre l'arrière de la roue de compresseur et l'entrée du compresseur, le système est contrôlé par un dispositif dit "égalisateur de la poussée axiale ATB (Automatic Thrust Balancing System) " qui permet d'équilibrer la valeur de la poussée axiale, quand l'une des butées est chargée, le système permet d'ouvrir la vanne correspondante pour charger ou décharger la butée côté compresseur en communiquant le gaz d'admission du compresseur à celui de l'arrière roue du compresseur, c'est-à-dire augmenter ou diminuer la pression arrière de la roue de compresseur [07].

Ce système est commandé par la pression d'huile de lubrification au niveau des butées.

II-6-4 SYSTEME EGALISATEUR DE LA POUSSEE AXIALE (ATB).

Ce système est essentiellement composé d'un comparateur à huile et d'une vanne de dépressurisation de la chambre derrière la roue du compresseur. Les charges de la poussée axiales sont maintenues bien en dessous de la capacité des paliers par l'égalisateur automatique de la poussée [07].

Les signaux de pression provenant de chaque palier alimentant les côtés opposés d'un piston à trou cylindrique. Ce piston module la pression derrière la roue du compresseur pour contrôler la poussée du rotor.

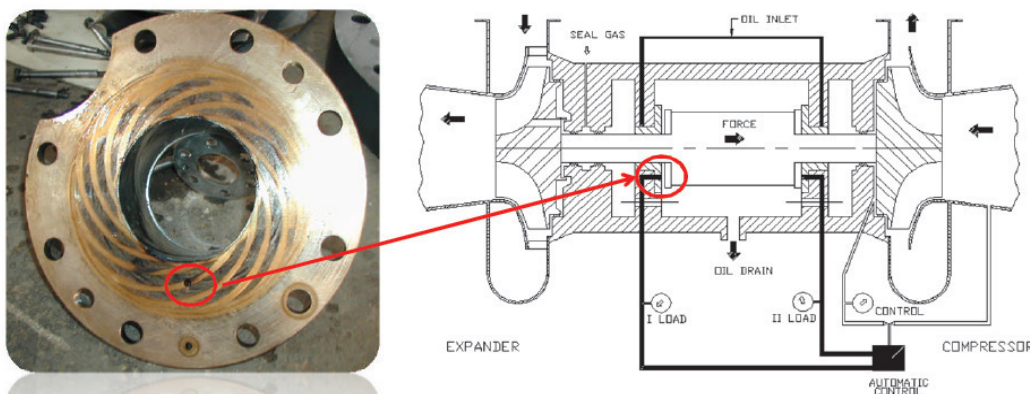


Figure II-18 Un système automatique de palier de butée (ATB) [18].

II-6-5 FONCTIONNEMENT DU SYSTEME ATB.

II-6-5-1 la poussée axiale est vers le compresseur.

Quand la poussée axiale est vers le compresseur, c'est-à-dire que l'arbre tend à casser le film d'huile sur le palier axiale côté compresseur.

La pression d'huile dans cette zone augmentera, en conséquence le piston du comparateur sera poussé, ce qui permettra la dépressurisation de la chambre derrière la roue du compresseur et ainsi limitant la poussée axiale.

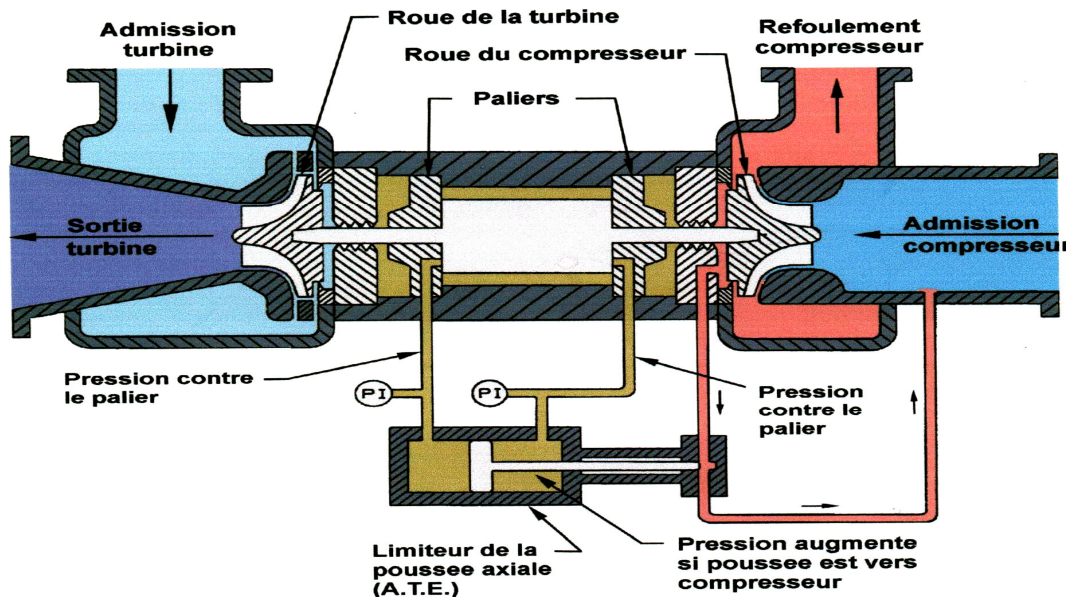


Figure II-19 égalisateur de poussée axiale –Poussée vers le compresseur [14].

II-6-5-2 la poussée axiale est vers l'expandeur.

Quand la poussée axiale est vers la turbine, l'arbre tend à écraser le film d'huile sur le palier axiale côté turbine.

La pression d'huile dans cette zone augmentera, ce qui permettra l'obturation du circuit de dépressurisation de la chambre derrière la roue ainsi la pression derrière la roue de compresseur augmentera et tendra à tirer l'arbre vers le compresseur.

La pression de l'huile est transmise à partir de petites ouvertures dans la chambre d'égalisateur de poussée.

Le piston du compresseur de poussée actionne la vanne d'obturation pour régler la pression derrière la roue du compresseur et équilibrer la charge de poussée à des niveaux acceptables.

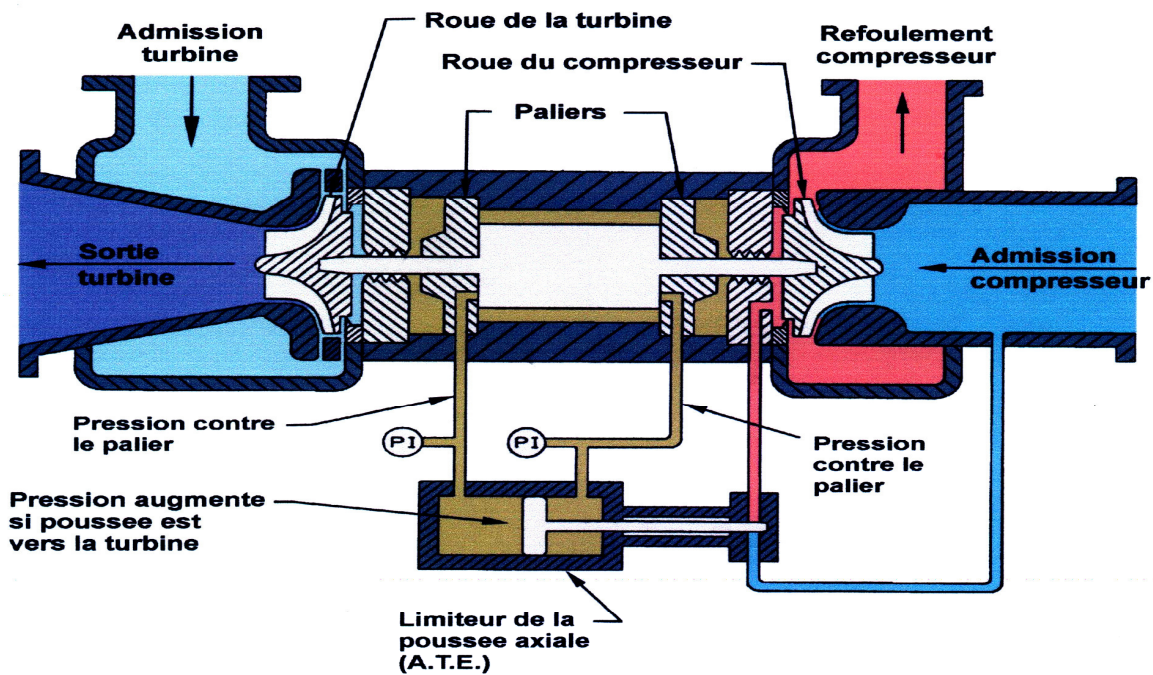


Figure II-20 égalisateur de poussée axiale –Poussée vers la turbine [14].

II-7 PHENOMENE DE POMPAGE.

II-7-1 Cycle de pompage.

Comme le montre la figure (VII-1), lorsqu'on réduit le débit du point A (R_1) jusqu'au sommet B de la caractéristique (R_2), le fonctionnement reste stable. Si l'on veut encore réduire ce débit jusqu'à R_3 , on constate expérimentalement que le régime oscillatoire n'a pas le temps d'apparaître, et le débit diminue très rapidement, en régime transitoire instable.

Le point de fonctionnement vient se positionner en C sur la partie stable à débit négatif de la caractéristique du compresseur. Le débit étant négatif, le gaz revient du réseau de refoulement sur celui de l'aspiration, la pression de refoulement baisse tandis que celle de l'aspiration remonte, ce qui diminue le rapport de pression vu par le compresseur jusqu'au point D.

En ce point on entre à nouveau dans la zone d'instabilité, ce qui fait que le débit va revenir très rapidement positif au point E, sur le rapport de pression instantané par les réseaux, le point E étant à grand débit, les pressions d'aspiration et de refoulement vont revenir à des valeurs normales, et l'on va revenir vers le point A.

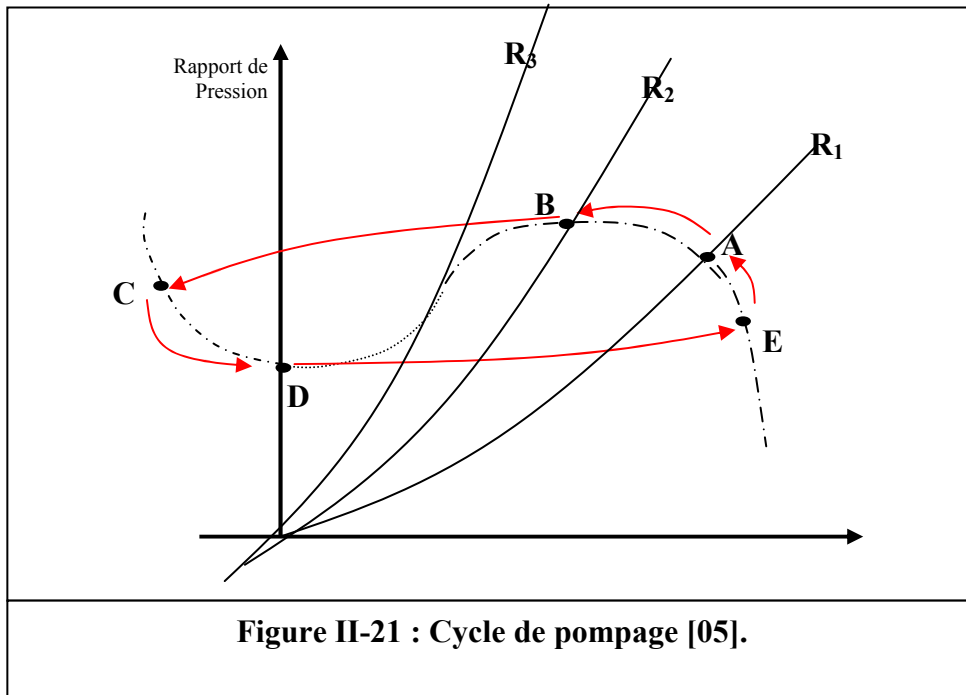


Figure II-21 : Cycle de pompage [05].

II -7-2 Limite de protection de pompage.

Des dispositifs de protection contre le pompage sont installés pour que le compresseur n’atteigne pas la ligne de pompage, même lors des fonctionnements transitoires. Une marge est donc nécessaire entre la ligne de commande et la ligne sécurité, cette dernière définissant le point de consigne de la protection.

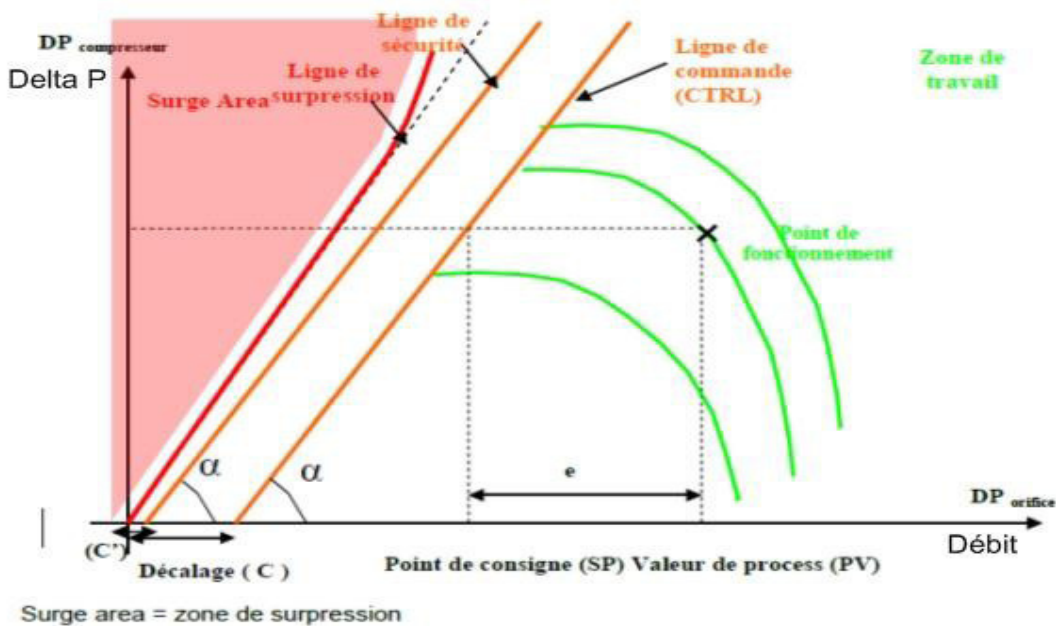


Figure II-22 Ligne de pompage et limite de protection de pompage [18].

II -7-3 Caractéristiques du pompage.

- Inversion rapide de l'écoulement (mesure en millisecondes).
- Vibration excessive du compresseur.
- Augmentation de la température du fluide transporteur.
- Bruit.
- Peut provoquer le déclenchement du compresseur.

II -7-4 Conséquence du pompage.

- Réduction de la durée de vie du compresseur.
- Perte de rendement.
- Réduction de la puissance du compresseur.
- Dommages mécaniques des joints, des paliers, ...etc.

II -7-5 Protection contre le pompage.

Le système de contrôle de l'anti-pompage, il protège le compresseur contre les endommagements dû à l'inversion de l'écoulement.

Le contrôleur de l'anti-pompage 01-FIC-1435, fourni par le CCC Ltd est situé dans l'UCP du turbo-expander, il contrôle le fonctionnement du compresseur en utilisant les variables procès suivantes [17].

- Le transmetteur de débit d'aspiration 01-FT-1435.
- Le transmetteur de température d'aspiration 01-TT-1450.
- Le transmetteur de pression d'aspiration 01-PT-1439.
- Le transmetteur de pression de refoulement 01-PT-1438.

Si le point de fonctionnement du compresseur est trop prêt de la région de pompage, le contrôleur d'anti-pompage 01-FIC-1435 ouvrira la vanne de contrôle 01-FV-1435 pour recycler le gaz autour du compresseur et il maintient le point de fonctionnement loin de la région de pompage [17].

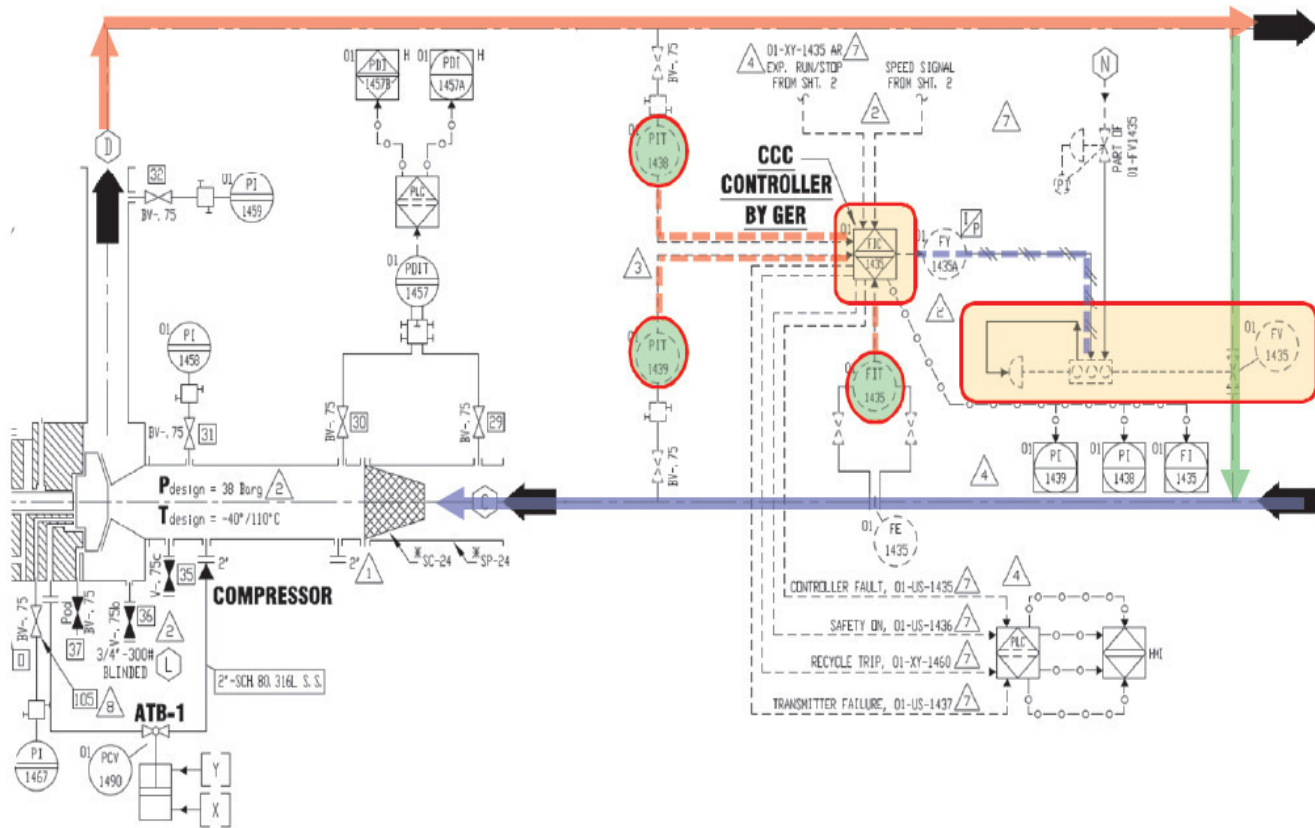


Figure II -23 Circuit anti-pompage [18].

II-8 Conclusion.

Le rôle du turbo-expander et l’expansion du gaz avant d’être acheminé vers le compresseur, la turbine entraîne par connections le compresseur centrifuge,

L’entre du turbo-expander est doté par des ailettes de guidage d’aspiration pour déterminer le débit de gaz.

Les divers systèmes auxiliaires assurent plusieurs opérations utiles parmi ceux ci l’étanchéité de l’arbre, lubrification, vibration et le contrôle de température et les systèmes automatiques de butée.

Chapitre III

*Étude thermodynamique et énergétique du
turbo-expandeur*

III CALCUL THERMODYNAMIQUE ET ENERGETIQUE.

III-1- COMPORTEMENT DES GAZ A LA COMPRESSION ET A LA DETENTE.

III-1-1 Bilan énergétique autour d'une machine.

Le bilan d'énergie autour d'une machine effectué aux brides d'entrée et de sortie mis en jeux essentiellement (pour 1 Kg de gaz) [12].

La variation d'enthalpie ΔH du gaz et.

$$\Delta H = H_2 - H_1$$

L'énergie mécanique W_i apportée à la machine ou fournie par elle, dans le cas général, est répartie entre le travail de compression reçu ou de détente fournie par le gaz W_{CD} et la chaleur Q_F dissipée par les frottements [13].

W_i	=	W_{CD}	+	Q_F
énergie mécanique Reçu ou fournie Par la machine		énergie de compression ou de détente reçu par le gaz		chaleur fournie au fluide par frottement

Dans le cas de compression par exemple.

- W_i : est l'énergie fournie au gaz par la machine.
- W_{CD} : est l'énergie reçue par le gaz pour l'élévation de pression.
- Q_f : est l'énergie reçue par le gaz et transformée en chaleur par frottement.

L'énergie thermique Q_e : c'est l'énergie échangée dans le cas où il existe un échange de chaleur entre la machine et l'extérieur.

Le comportement des gaz dans les machines industrielles, compresseurs, expanders et turbines, dépend des caractéristiques de la machine concernée.

Il est toute fois intéressant, pour évaluer les performances de ces machines, de comparer l'évolution réelle du gaz, à celle qu'il aurait lieu dans une machine adiabatique parfaite, répondent aux exigences suivantes.

$Q_f = 0$: pas de dégradation d'énergie par frottement, (réversibilité de la transformation d'énergie).

$Q_e = 0$: machine adiabatique : pas d'échange de la chaleur avec le milieu extérieure, (machine calorifugée).

III-1-2 Evolution isentropique d'un gaz parfait.

➤ Loi d'évolution.

L'évolution d'un gaz parfait dans une machine parfaite est donnée par la loi [13].

$$P.V^\gamma = \text{Constante}$$

D'où.

P : pression.

V : volume du gaz.

γ : est le coefficient isentropique caractéristique du gaz qui est défini par la formule suivante [13].

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p}{(C_p - R/M)}$$

R = 8,314 Kj/ Kmol K.

M: en Kg/Kmol. Cp: en Kj/Kg.K.

III-1-3 Evolution isentropique d'un gaz réel.

Si l'évolution isentropique d'un gaz réel peut être calculée à partir d'une équation d'état, ou de la loi des états correspondants, la méthode la plus pratique lorsqu'on a affaire à un corps pur, consiste à suivre l'évolution du gaz sur un diagramme thermodynamique [13].

L'utilisation d'un diagramme thermodynamique, d'un corps pur permet de résoudre facilement le problème, posé par une évolution isentropique.

Le rendement isentropique est donné par la relation suivante [13].

$$\eta_{is} = \frac{(H_2 - H_1)}{(H_2' - H_1)}$$

D'où :

$H_2' - H_1$: représente le travail réel.

$H_2 - H_1$: représente le travail isentropique.

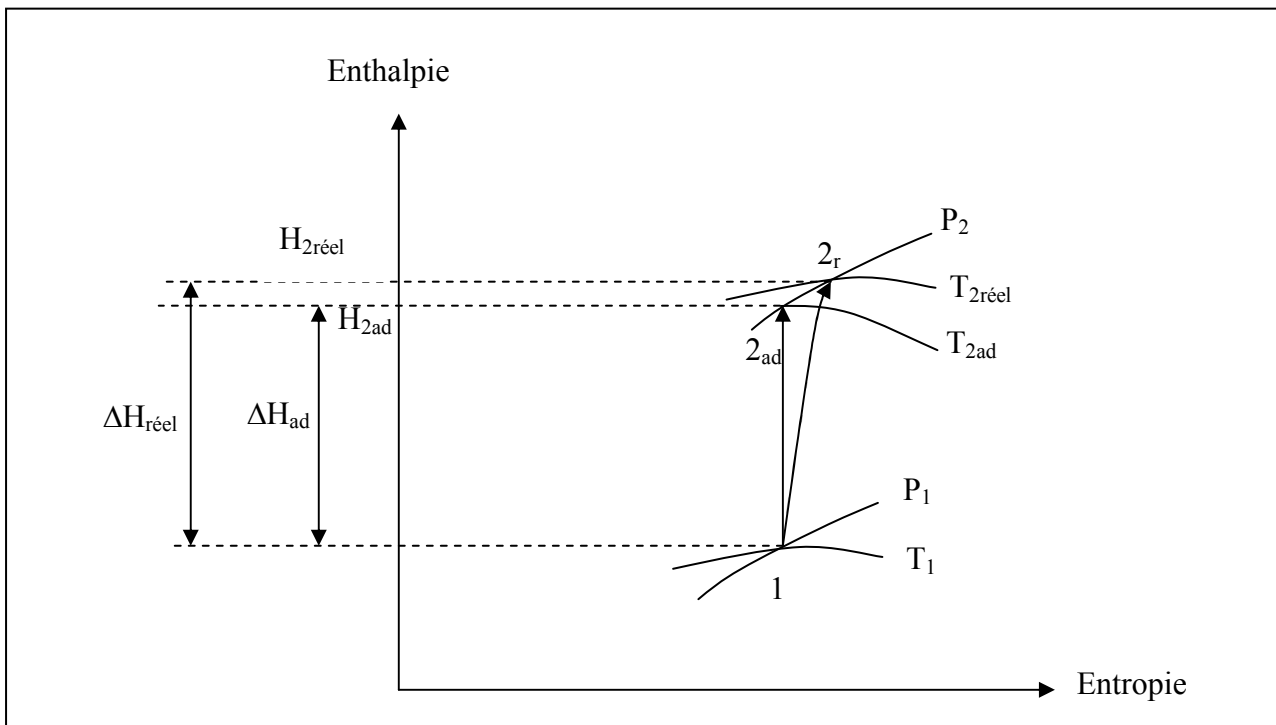


Figure III-1 Diagramme H-S N°1A [09].

III-2 Thermodynamique de la compression.

C'est une opération qui consiste à porter un fluide d'une pression p_a dite pression d'aspiration, à une pression p_r (supérieure à p_a), dite pression de refoulement. La transformation met en jeu un certain travail de compression, que l'on peut rapporter, par exemple à l'unité de masse [12].

III-2-1 Compression adiabatique.

D'après le second principe de la thermodynamique, cette transformation est représentée par une verticale à S ($S = \text{cte}$). Le travail correspondant est appelé « travail adiabatique » ; nous le désignerons par W_{ad} tel que [12].

$$W_{ad} = H_{2ad} - H_1 = C_p (T_{2ad} - T_1)$$

III-2-2 Compression réelle.

A l'intérieur du corps de compresseur, le refroidissement est insuffisant, par suite de la faible valeur de la surface d'échange, la transformation réelle se rapproche donc de l'adiabatique.

Par ailleurs, les irréversibilités inévitables entraînent une génération d'entropie, une compression réelle est représentée par un trait curviligne qui se trouve à droite de la verticale

théorique (voir Figure III-1). La température en fin de compression est donc supérieure à celle résultante de la transformation adiabatique.

Le travail réel est désigné par [13].

$$W_{\text{réel}} = H_{2\text{réel}} - H_1 = C_P (T_{2\text{réel}} - T_1)$$

On définit un rendement adiabatique par le rapport du travail théorique au travail réel [13].

$$\eta_{ad} = W_{ad} / W_{\text{réel}} = (H_{2ad} - H_1) / (H_{2\text{réel}} - H_1)$$

III-2-3 Conclusions.

Lorsque on veut comparer entre diverses compressions adiabatiques et réelles, et apprécier leur degré d'irréversibilité, donc d'imperfection, il faut définir la transformation thermodynamique, par une relation différentielle par exemple dp , ou entre ds et dH , ou deux autres variables indépendantes.

La relation la plus simple est celle dite « polytropique », ou l'adiabatique réversible.

III-3 Thermodynamique de la détente.

III-3-1 L'énergie mécanique.

L'énergie mécanique fournie par le gaz dans le cas d'une détente isentropique est [13].

$$W_{is} = \Delta H_{is} = H_1 - H_{2is}$$

Ou.

H_1 : l'enthalpie à l'entrée de la machine avec les conditions T_1 , P_1 , et la composition de gaz.

H_{2is} : l'enthalpie à la sortie, dans le cas d'une évolution isentropique.

La chute d'enthalpie (ΔH_{is}) correspondante à la turbine parfaite représente le travail isentropique récupéré dans la détente.

Le trajet vertical représenté sur le diagramme H-S, (Figure III-2), à une récupération maximale d'énergie mécanique, dans une machine parfaite. Dans la réalité, et tenant compte des imperfections des machines réelles, la détente de gaz s'accompagne d'une augmentation

d'entropie, qui est traduite graphiquement par un segment oblique sur Figure III-2. Cela a pour conséquences.

- Une température de décharge T_2 plus élevée que $T_{2\text{is}}$ à cause des frottements.
- Une chute d'enthalpie $\Delta H_{\text{réel}}$ réduite par rapport à ΔH_{is} ; à cause d'énergie dissipée par frottements.

L'énergie mécanique fournie par le gaz dans le cas d'une détente réelle est [13].

$$W_{\text{réel}} = \Delta H_{\text{réel}} = H_1 - H_{2\text{réel}}$$

Ou.

H_1 : l'enthalpie à l'entrée de la machine avec les conditions T_1 , P_1 , et la composition de gaz.

$H_{2\text{réel}}$: l'enthalpie à la sortie dans le cas d'une évolution réelle

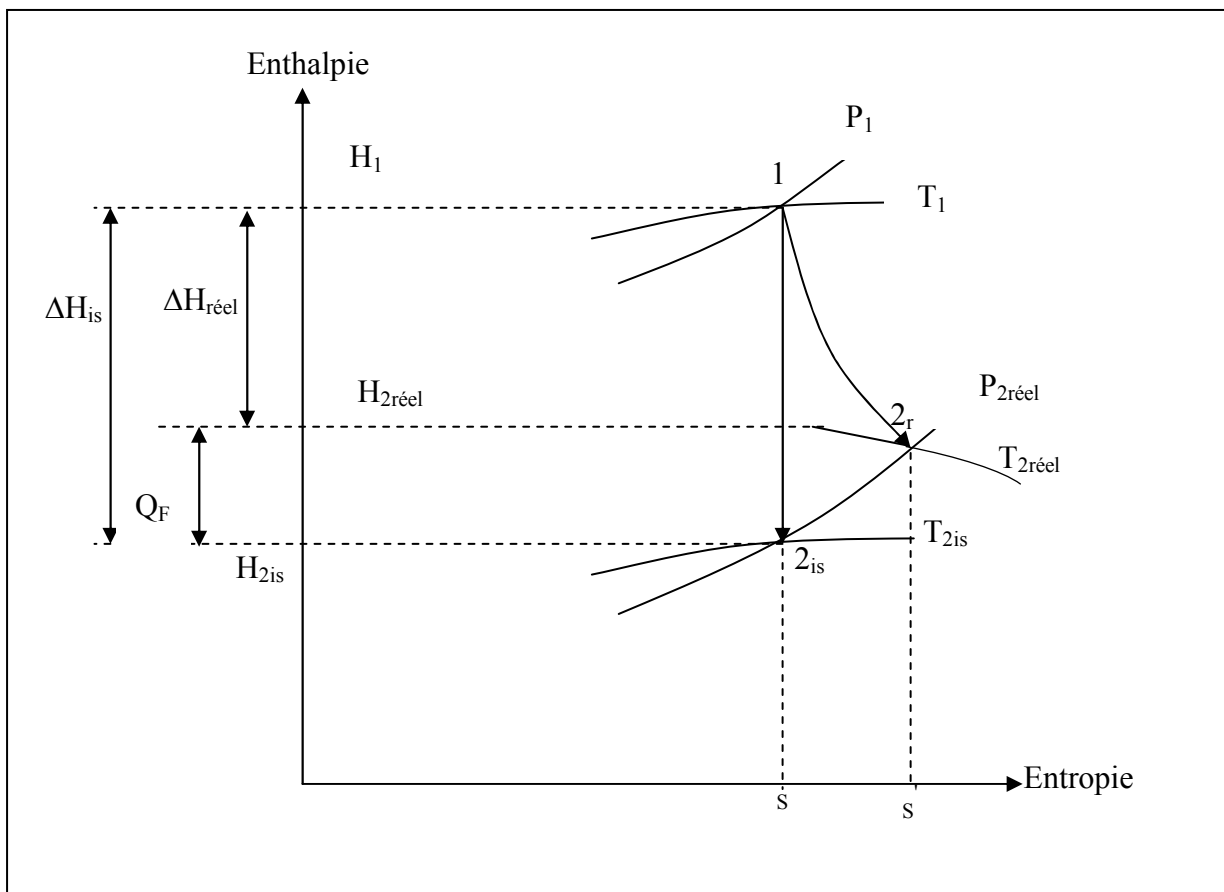


Figure III-2 Diagramme H-S N°2A [09].

III-3-2 Rendement de la turbine.

Il est toutefois intéressant pour mesurer la performance d'une machine, de comparer l'évolution réelle de gaz à celle qu'il aurait lieu dans une machine parfaite répondant aux caractéristiques suivantes [13].

- $Q_F = 0$: pas de dégradation d'énergie par les frottements (réversibilités des transformations d'énergie).
- $Q_F = 0$: machine adiabatique : pas d'échange de chaleur avec l'extérieur (la machine est calorifugée).

Le rendement de la machine adiabatique est finalement : le rapport entre le travail réel et le travail isentropique [13].

$$\eta_{is} = (W_{réel} / W_{is}) \times 100 = (\Delta H_{réel} / \Delta H_{is}) \times 100$$

Où : $\Delta H_{is} = H_1 - H_{2is}$

$$\Delta H_{réel} = H_1 - H_{2réel}$$

III-4 Méthode de calcul des enthalpies et des entropies.

III-4-1 Calcul d'enthalpie et d'entropie H_1 , S_1 à l'entrée de l'expander.

Après la connaissance de la température T_1 et la pression P_1 , à l'aide de logiciel de calcul de flash « Hy sis » au laboratoire, et les diagrammes d'équilibre de chaque composant on tire la valeur de H_i et de S_i à l'état correspondante.

L'enthalpie totale au point (1) (entrée de l'expander) est la somme des enthalpies [13].

$$H_1 = \sum_{i=1}^n (X_i \times H_i), \quad i = 1, 2, 3, \dots, n$$

Où X_i : est la fraction molaire de chaque composant dans le mélange.

De même façon l'entropie totale à la sortie est [13].

$$S_1 = \sum_{i=1}^n (X_i \times S_i), \quad i = 1, 2, 3, \dots, n$$

Avec:

H_1 : enthalpie totale à l'entrée.

S_1 : entropie totale à l'entrée.

II-4-2 Calcul des enthalpies et entropie de décharge H_2 et S_2 .

Dans le cas d'un turboexpandeur, la détente dans la turbine (expandeur) s'accompagne avec un changement d'état du gaz.

Après la décharge à une température plus basse ; on a un mélange bi-phasique (liquide – vapeur) ; donc l'enthalpie à la sortie de l'expandeur est la somme des enthalpies liquide et vapeur.

$$H_2 = (1 - x).H_V + x.H_L$$

De même façon pour l'entropie.

$$S_2 = (1 - x).S_V + x.S_L$$

D'où :

X : titre massique de liquide (représente le pourcentage du liquide à la sortie de la machine).

H_V : enthalpie de la phase gazeuse à la sortie.

S_V : entropie de la phase gazeuse à la sortie.

H_L : enthalpie de la phase liquide à la sortie.

S_L : entropie de la phase liquide à la sortie.

D'où :

$$H_V = \sum H_{VI} \cdot X_I, \quad I = 1.2.3.4.....n.$$

$$H_L = \sum H_{LI} \cdot X_I, \quad I = 1.2.3.4.....n.$$

$$S_V = \sum S_{VI} \cdot X_I, \quad I = 1.2.3.4.....n.$$

$$S_L = \sum S_{LI} \cdot X_I, \quad I = 1.2.3.4.....n.$$

III-5 Entrée.**Calcul enthalpie, entropie à l'entrée de turbo-expander.**

p1=64 bar

T1=12.5 C°

Tableau III-1 caractéristique de gaz entrant au turbo-expander.

	Fraction molaire	Enthalpie (KJ/Kg)	Entropie (KJ/Kg K)		
composantes	Xi	Hi	Si	Xi×Hi	Xi×Si
N2	0,00568	545	3.15	3.09	0,018
Co2	0,01718	450	0,58	7.73	0.0099
C1	0,85181	1000	5.2	851.81	4.429
C2	0,07798	615	2,85	47.95	0.222
C3	0,02955	533	2,5	15.75	0.074
I-C4	0,00515	472	1,85	2.43	0,009
n-C4	0,00609	432	1,55	2.63	0.009
I-C5	0,00224	450	1,85	01.008	0,004
n-C5	0,00178	392	1,4	0.697	0,0025
n-C6	/	/	/	/	/
NB: les valeurs de Hi,Si sont tirées des graphes (diagramme d'équilibre) de chaque composant de notre gaz.				$\sum H_i \times X_i$	$\sum S_i \times X_i$
(Source: Colorado school of Mines).				H1=933.095 (KJ/Kg)	S1=4.777 (KJ/Kg K)

III-6-1 Sortie.**Calcul d'enthalpie, entropie à la sortie expander phase gazeuse:**

$p_1 = 18 \text{ bar}$

$T_1 = -45 \text{ C}^0$

Tableau III-2 caractéristique de gaz sortant au turbo-expander phase gazeuse.

	Fraction molaire	Enthalpie (KJ/Kg)	Entropie (KJ/Kg K)		
composantes	X_i	H_i	S_i	$X_i \times H_i$	$X_i \times S_i$
N₂	0,0059	484	3,27	2.855	0.0193
Co₂	0,0173	331	0,1	5.726	0.00173
C1	0,879	920	5.35	808.68	4.703
C2	0,0739	440	2,28	32.516	0.168
C3	0,0198	400	2.05	7.92	0.040
I-C4	0,00188	328	1,28	0.616	0.0024
n-C4	0,00157	296	1	0.4772	0,00157
I-C5	0.00021	333	1.36	0.0699	0.00028
n-C5	0.00011	275	0.95	0.030	0.00010
n-C6	/	/	/	/	/
NB: les valeurs de H_i, S_i sont tirées des graphes (diagramme d'équilibre) de chaque composant de notre gaz.				$\sum H_i \times X_i$	$\sum S_i \times X_i$
(Source: Colorado school of Mines).				HV=858.89 (KJ/Kg)	SV=4,936 (KJ/Kg K)

III-6-2 Sortie

Calcul enthalpie, entropie à la sortie turbo-expander phase liquide.

$$p_2 = 18 \text{ bar}$$

$$T_2 = -45 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tableau III-3 caractéristique de gaz sortant au turbo-expander phase liquide.

	Fraction molaire	Enthalpie (KJ/Kg)	Entropie (KJ/Kg K)		
composantes	Y _i	H _i	S _i	Y _i ×H _i	Y _i ×S _i
N ₂	0.00027	220	1.3	0,0594	0,000351
Co ₂	0.014	331	0,1	4.634	0,0014
C ₁	0.18958	385	2.2	72.988	0.417
C ₂	0.17308	440	2,28	76.472	0,394
C ₃	0,26415	400	2,05	105.66	0,541
I-C ₄	0.08435	328	1,28	27.667	0,108
n-C ₄	0.11564	296	1	34.229	0,115
I-C ₅	0.05141	333	1,36	17.119	0,07
n-C ₅	0.04226	275	0.95	11.621	0,04
n-C ₆	/	/	/	/	/
NB: les valeurs de H _i ,S _i sont tirées des graphes (diagramme d'équilibre) de chaque composant de notre gaz.				$\sum Y_i \times H_i$	$\sum S_i \times Y_i$
(Source: Colorado school of Mines).				HL=350.45 (KJ/Kg)	SL=1.686 (KJ/Kg K)

III-7 Calcul coté expander (turbine).**III-7-1 Calcul de la puissance fournie par la turbine.****a) calcul du travail réel de la détente.****On a à l'entrée.**

$$H_1 = 933.095 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_1 = 4.777 \text{ Kj/KgK}$$

Et à la sortie.

Vapeur

$$H_v = 858.89 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_v = 4.936 \text{ Kj/KgK}$$

Liquide

$$H_l = 350.45 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_l = 1.686 \text{ Kj/KgK}$$

On a à la sortie 9.2 % de liquide

$$\text{Donc : } X = 0.092$$

Alors:

$$H_2 = 0,908 \times H_v + 0,092 \times H_l$$

$$S_2 = 0,908 \times S_v + 0,092 \times S_l$$

Donc :

$$H_2 = 0,908 \times 858.89 + 0,092 \times 350.45$$

$$H_2 = 0,908 \times 858.89 + 0,092 \times 350.45 = 812.113 \text{ Kj/Kg}$$

$$S_2 = 0,908 \times S_v + 0,092 \times S_l$$

$$S_2 = 0,908 \times 4.936 + 0,092 \times 1.686 = 4.63 \text{ Kj/KgK}$$

L'enthalpie totale à la sortie: H_2 : 812.113 KJ/Kg.L'entropie totale à la sortie: S_2 : 4,63 KJ/Kg K.

Et :

$$\Delta H = H_1 - H_2$$

$$\Delta H = 933.095 - 812.113 = 120.982 \text{ KJ/Kg}$$

La chute d'enthalpie réelle est: $\Delta H = 120.982 \text{ KJ/Kg}$

On a.

$$\Delta S = S_2 - S_1$$

$$\Delta S = 4.777 - 4.63 = 0.147 \text{ KJ/KgK}$$

L'augmentation d'entropie est : $\Delta S = 0,147 \text{ KJ/Kg K}$

Le travail réel de la détente.

$$W_{\text{réel}} = \Delta H = 120.982 \text{ KJ/Kg}$$

b) Calcul du travail effectif de la détente.

Adoptons un rendement mécanique.

$$\eta_m = 0,95$$

Donc.

$$W_{\text{eff}} = W_{\text{réel}} \times \eta_m$$

$$W_{\text{eff}} = 120.982 \times 0.95 = 114.933 \text{ KJ/Kg}$$

Le travail effectif est.

$$W_{\text{eff}} = 114.933 \text{ [KJ/Kg]}$$

c) Calcul de la puissance effective.

On a un débit masse.

$$Q_m = 67.07 \text{ Kg / s}$$

Et.

$$P_{\text{eff}} = W_{\text{eff}} \times Q_m$$

Donc.

$$P_{\text{eff}} = 114.933 \times 67.07 = 7708.556 \text{ KW}$$

La puissance fournie effectivement est.

$$P_{\text{eff}} = 7708.556 \text{ KW}$$

III-7-2 Evolution énergétique du fluide le long de l'aube de la roue de turbine.

➤ Calcul de la chute dans la tuyère (IGV).

On a.

$$H_t + H_a = H_0$$

Tel que.

H_t : chute d'enthalpie dans le distributeur (IGV).

H_a : chute d'enthalpie dans l'aubage mobile.

H_0 : chute d'enthalpie disponible.

$$\text{Degré de réaction. } \delta = \frac{H_a}{H_0} = 0.50$$

$$H_a = 0.5 \cdot H_0 = 60.491 \text{ KJ/Kg.}$$

$$H_t = H_0 - H_a = 120.982 - 60.491 = 60.491 \text{ KJ/Kg.}$$

La chute dans la tuyère est: $h_t = 60.491 \text{ KJ/Kg}$

➤ Calcul de C_0 (vitesse à l'entrée de la tuyère).

La section d'orifice d'entrée.

$$d_{\text{entrée}} = 12 \text{ inches} = 0.305 \text{ m.}$$

Le débit volumique est.

$$Q_v = 3.455 \text{ m}^3/\text{s.}$$

On a.

$$s \cdot C_0 = Q_v \Rightarrow C_0 = \frac{Q_v}{s}$$

$$s = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$s = 0.073 \text{ m}^2$$

$$C_0 = \frac{3.455}{0.073} = 47.328 \text{ m/s}$$

Avec.

La vitesse absolue du fluide à l'entrée de tuyère: $C_0=47,328 \text{ m/s}$.

III-7-2-1 Calcul des paramètres à l'entrée de la roue, point (1).

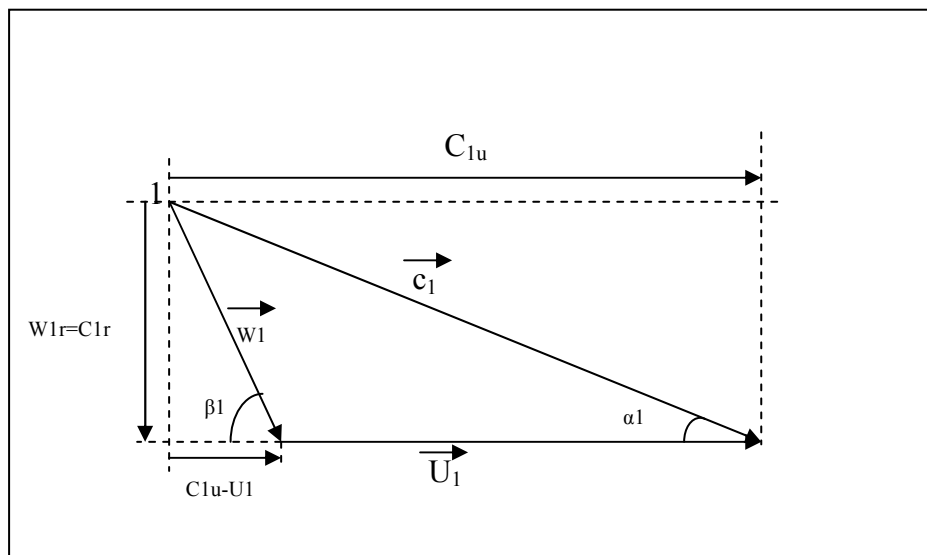


Figure III-3 Triangle des vitesses à l'entrée de la roue [08].

➤ Calcul de la vitesse C_1 à l'entrée de la tuyère.

On a la relation générale de l'écoulement.

$$(Q + W)_{0-1} = \Delta H_{0-1} + \frac{1}{2}(C_0^2 - C_1^2) + g \times \Delta Z$$

La compression n'est pas refroidie, et la tuyère est fixe donc.

$$Q = W = 0.$$

Et. $g \times \Delta Z$: Est négligeable (machine horizontale).

Donc.

$$C_1 = \sqrt{2.(\Delta H).10^3 + C_0^2} = \sqrt{2.(60.491) .10^3 + (47.328)^2}$$

$$C_1 = 351.029 \text{ m / s}$$

La vitesse absolue à entrée de la tuyère est. $C_1=351.029 \text{ m/s}$.

➤ Calcul de la vitesse relative ω_1 .

On a:

Vitesse de rotation de l'arbre $\omega=16000 \text{ tr/min}$.

Rayon à l'entrée de la roue: $r_1=169.8625 \text{ mm}$.

La vitesse circonférentielle à l'entrée est.

$$U_1 = \omega.r_1$$

$$U_1 = 284.463 \text{ m/s}$$

Adoptons l'angle $\alpha_1 = 13^\circ$

$$C_{1u} = C_1.\cos\alpha_1 \Rightarrow C_{1u} = 351.029.0.97$$

$$C_{1u} = 342.032 \text{ m/s}$$

$$C_{1r} = C_1.\sin\alpha_1 \Rightarrow C_{1r} = 351.029.0.22$$

$$C_{1r} = 78.96 \text{ m/s}$$

Avec.

C_{1u} : composante circonférentielle de la vitesse absolue.

C_{1r} : composante radiale de la vitesse absolue.

Des triangles des vitesses.

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_{1u}^2 + \omega_{1r}^2} = \sqrt{(C_{1u} - U_1)^2 + C_{1r}^2}$$

$$\omega_1 = \sqrt{(57.569)^2 + (78.96)^2} = 97.718 \text{ m / s}$$

La vitesse relative à l'entrée. $\omega_1=97.718 \text{ m/s}$

➤ Calcul de l'angle β_1 :

$$\text{On a: } \operatorname{tg} \beta_1 = C_{1r} / (C_{1u} - U_1)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 1,341 \longrightarrow \beta_1 = 53.3^\circ$$

III-7-2-2 Calcul des paramètres à la sortie de la roue point (02).

Le triangle des vitesses est comme suit.

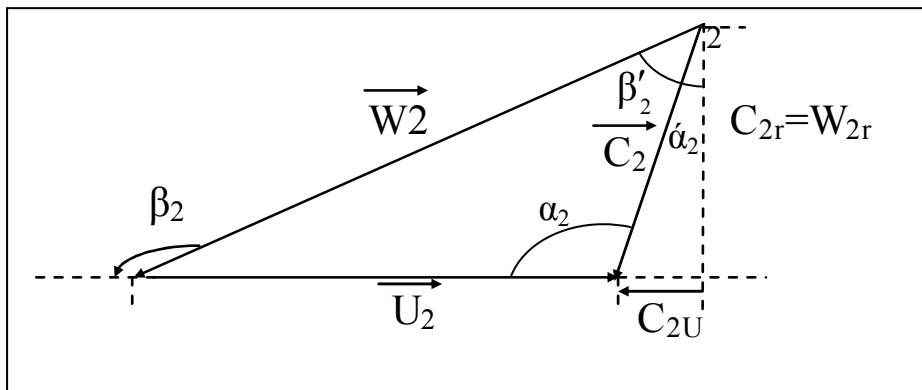


Figure III-4 Triangle des vitesses à la sortie de la roue [08].

On a.

La vitesse de rotation de l'arbre $\omega = 16000 \text{ tr/min}$.

Le rayon de la sortie: $r_2 = 92.25 \text{ mm}$.

La vitesse circonférentielle de sortie est.

$$U_2 = \omega \cdot r_2$$

$$U_2 = 154.56 \text{ m/s.}$$

a) Calcul de la vitesse absolue à la sortie.

En suppose que.

$$C_{1r} = C_{2r}$$

$$C_{1r} = 78.96 \text{ m/s}$$

D'après le théorème d'EULEUR.

$$W_{reel} = C_{1u} \cdot U_1 - C_{2u} \cdot U_2$$

$$\text{Donc } C_{2u} = \frac{C_{1u} \cdot U_1 - W_{reel} \cdot 10^3}{U_2}$$

$$C_{2u} = \frac{(342,032 \cdot 283,162) - 120,982 \cdot 10^3}{154,56} = 156,130 \text{ m/s}$$

C_{2u} : composante circonférentielle de la vitesse absolue à la sortie.

Du triangle des vitesses.

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$$

$$C_2 = \sqrt{156,130^2 + 78,96^2} = 174,96 \text{ m/s}$$

La vitesse absolue à la sortie est. $C_2=174.96 \text{ m/s}$

Alors l'angle α_2 est.

$$\alpha_2 = \alpha_2' + 90$$

On a.

$$\operatorname{tg} \alpha_2' = C_{2u}/C_{2r}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2' = 1,977$$

Donc: $\alpha_2' = 63,1^\circ$.

$$\alpha_2 = 90^\circ + 63,1^\circ = 153,10^\circ$$

➤ Calcul de la vitesse relative ω_2 .

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_{2r}^2 + \omega_{2u}^2}$$

On a $\omega_{2r} = C_{2r}$ et $\omega_{2u} = C_{2u} + U_2$

$$\omega_2 = \sqrt{78,96^2 + (156,130 + 154,56)^2} = 320,566 \text{ m/s}$$

La vitesse relative à la sortie est: $\omega_2=320.566 \text{ m/s}$

➤ Calcul de l'angle β_2 .

D'après le triangle des vitesses.

$$\beta_2 = \beta_2' + 90^\circ \text{ et } \operatorname{tg} \beta_2' = \frac{W_{2u}}{W_{2r}} \text{ donc } \operatorname{tg} \beta_2' = \frac{310,69}{78,96} = 3,967$$

$$\beta_2' = 75,85^\circ \text{ et } \beta_2 = 75,85^\circ + 90^\circ = 165,85^\circ$$

$$\beta_2 = 165,85^\circ$$

III-7-3 Calcul de la hauteur de la turbine.

L'équation d'EULER s'écrit.

$$H_{th} = \frac{C_{1u} \cdot U_1 - C_{2u} \cdot U_2}{g}$$

$$H_{th} = \frac{342,032 \cdot 283,162 - 156,130 \cdot 154,56}{9,81} = 12332,509 \text{ m}$$

La hauteur de la turbine est. $H = 12332,509 \text{ m}$

III-7-4 Détermination des dimensions de la roue de la turbine.

Les sections de passage de gaz augmentent, car le volume massique accroît au cours de l'écoulement dans la roue de la turbine du turbo-expander.

➤ Calcul de débit volumique entrée et sortie roue.

$$\text{On a } Q = \frac{q}{\rho} \text{ avec } p = \frac{P}{r \cdot T}$$

$$\text{On a } r = \frac{R \cdot 10^3}{M} = \frac{8314}{28}$$

$$r = 296,92 \text{ J / KgK}$$

$$\rho_e = \frac{P_e}{r \cdot T_e} = \frac{64 \cdot 10^5}{296,92 \cdot (12,5 + 273)} = 75,45 \text{ Kg / m}^3$$

$$\rho_s = \frac{P_s}{r \cdot T_e} = \frac{18 \cdot 10^5}{296,92 \cdot (-45 + 273)} = 26,58 \text{ Kg / m}^3$$

Donc

$$\rho_e = 75,45 \text{ Kg / m}^3 \text{ et } \rho_s = 26,58 \text{ Kg / m}^3$$

Ce qui donne.

$$Q_{v_e} = 0,888 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{et} \quad Q_{v_s} = 2,523 \text{ m}^3/\text{s}$$

Le débit volumique à l'entrée est. $Q_{v_e} = 0,888 \text{ m}^3/\text{s}$

Le débit volumique à la sortie est. $Q_{v_s} = 2,23 \text{ m}^3/\text{s}$

III-7-5 Détermination de largeur des sections de la roue.

$$\text{On a } Q = s \cdot C \Rightarrow s = \frac{Q}{C}$$

$$\text{Donc } s_e = \frac{Q_e}{C_{1r}} = \frac{0.888}{78.96} = 0.011 \text{ m}^2$$

$$\text{Et } s_s = \frac{Q_s}{C_{2r}} = \frac{2.23}{78.96} = 0.028 \text{ m}^2$$

En vue de changement de régime d'exploitation et paramètre de service on prend.

La section d'entrée $s_e=0.011 \text{ m}^2$

La section de sortie $s_s= 0.028 \text{ m}^2$

D'autre part

$$s = \pi \cdot d \cdot b \text{ donc } b = \frac{s}{\pi \cdot d}$$

$$\text{Alors } b_e = \frac{s_e}{\pi \cdot d_e} = \frac{0.011}{\pi \cdot 0.339} = 0.010 \text{ m}$$

$$b_s = \frac{s_s}{\pi \cdot d_s} = \frac{0.028}{\pi \cdot 0.184} = 0.048 \text{ m}$$

La largeur de la roue à l'entrée est. $b_e= 0,01\text{m}$.

La largeur de la roue à la sortie est. $b_s=0,048\text{m}$.

Avec.

Qv: débit volumique.

s: section de passage.

b: largeur de la roue.

d: diamètre de la roue.

ρ : masse volumique du gaz.

R: constante universelle.

III.8.Calcul coté compresseur.

III-8-1 Calcul de la puissance absorbée par la machine entraînée à partir des paramètres du fluide véhiculé.

Paramètre d'entrée et de sortie.

$$T_e = 51.8 \text{ °C} \Rightarrow T_e = 324,8 \text{ K}$$

$$T_s = 89 \text{ °C} \Rightarrow T_s = 362 \text{ K}$$

$$p_e = 17 \text{ bars}$$

$$p_s = 24 \text{ bars}$$

$$Q_m = 79.97 \text{ kg/s}$$

a) Calcul de la chaleur spécifique moyenne C_{pm} .

On a : $\gamma_e = 1,319$

$$\gamma_s = 1,309$$

Avec:

γ : Exposant adiabatique.

Donc :
$$\gamma_{Moy} = \frac{\gamma_e + \gamma_s}{2}$$

$$\gamma_{Moy} = 1,314$$

Masse moléculaire moyenne $M = 17.88 \text{ Kg/K mol}$.

Et :
$$\gamma = \frac{C_p}{C_p} - (R/M)$$

Alors.

$$1.314 = \frac{C_p}{C_p - (8.314/17.88)}$$

Et.
$$C_p(1.314 - 1) = 1.314 * \frac{8.314}{17.88}$$

Ce qui donne.
$$C_{pm} = 1.945 \text{ Kj/Kg.K}$$

b) Calcul du travail réel de compression.

Il est calculé par la formule suivante.

$$W_{réel} = C_{pm} (T_s - T_e)$$

Donc :

$$W_{reel} = 1.945 * (362 - 324.8) = 72.354 \text{ KJ / Kg}$$

Le travail réel de compression. $W_{réel}=72.354 \text{ KJ/Kg}$

c) Calcul du travail absorbé par le compresseur.

Il est calculé par la relation.

$$W_{ab} = \frac{W_{réel}}{\eta_m}$$

Adoptons un rendement mécanique.

$$\eta_m = 0,95$$

Donc.

$$W_{ab} = \frac{72.354}{0.95} = 76.162 \text{ KJ / Kg}$$

Le travail absorbé par le compresseur est. $W_{ab}=76.162 \text{ KJ/Kg}$

d) calcul de la puissance absorbée par le compresseur.

Elle est calculée par la relation.

$$P_{ab} = W_{ab} \times q_m$$

P: mesurée en [Kw]

Avec. $Q_m=79.97 \text{ kg/s}$

Donc.

$$P_{ab} = 76.162 * 79.97 = 6090.67 \text{ Kw}$$

La puissance absorbée est. $P_{ab}=6090.67 \text{ Kw}$

III-8-2 Calcul de la température théorique de sortie.

On: $W_{ad} = C_p (T_s - T_e)$.

Et :

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

Rendement adiabatique garanti par le constructeur.

$$\eta_{ad} = 0,8$$

Donc.

$$W_{ad} = W_{réel} \times 0,8$$

$$W_{ad} = 72.354 \times 0,8 = 57.883 \text{ KJ/Kg}$$

Le travail adiabatique (théorique) est. $W_{ad}=57.883 \text{ KJ/Kg}$

D'autre part.

$$W_{ad} = C_p \cdot (\Delta T_{ad}) \Rightarrow \Delta T = \frac{W_{ad}}{C_p}$$

$$\Delta t = \frac{57.883}{1.945} = 29.76 \text{ C}$$

$$T_s - T_e = 29.76 \Rightarrow T_s = T_e + 29.76 = 81.56 \text{ C}$$

La température théorique de sortie est.

$$T_{tsth} = 81.56 \text{ C}$$

III-9 CALCUL DU POUSSEE AXIALE.

III-9-1 Calcul de la poussée au niveau des impulseurs.

Pour le calcul de la poussée axiale on doit savoir les données suivantes.

- les sections des impulseurs coté turbine et côté compresseur.
- les pressions d'entrée (p_1) et de décharge (p_2) côté turbine.
- la pression arrière roue compresseur.

On calcule la pression arrière roue expandeur, et pression arrière roue compresseur, tel que la poussée axiale qui est donnée par la formule suivante :

$$F_{ax} = (F_e - F_{are}) - (F_c - F_{arc})$$

$$F_{arc} = P_{arc} \cdot A_{arc}$$

$$F_{are} = P_{are} \cdot A_{are}$$

$$F_c = P_{asp} \cdot A_c$$

$$F_e = P_{asp} \cdot A_e$$

Sachant que.

- F_{arc} : force arrière roue compresseur.
- F_e : force de l'expandeur.
- F_c : force de compresseur.
- F_{are} : force arrière roue expandeur.
- A_{arc} : section arrière roue compresseur.
- A_{are} : section arrière roue expandeur.
- P_{arc} : pression arrière roue compresseur.
- P_{are} : pression arrière roue expandeur.
- A_c : section d'impulseur du compresseur.
- A_e : section d'impulseur de l'expandeur.
- P_{asp} : pression daspiration .

➤ Calcul des sections.

a) Section d'impulseur du compresseur.

$$A_c = (\pi / 4) \cdot D_c^2 = (3.14 / 4) \cdot (39.37)^2 = 1216.75 \text{ cm}^2$$

b) Section d'impulseur de l'expander.

$$A_e = (\pi/4) \cdot D_e^2 = (3.14/4) \cdot (33.973)^2 = 906.02 \text{ cm}^2$$

c) Section arrière roue expander.

$$A_{are} = (\pi/4) \cdot (D_e^2 - d_{rot e}^2) = (3.14/4) \cdot ((33.973)^2 - (7.3)^2) = 864.19 \text{ cm}^2$$

d) Section arrière roue compresseur.

$$A_{arc} = (\pi/4) \cdot (D_c^2 - d_{rot c}^2) = (3.14/4) \cdot ((39.37)^2 - (7.3)^2) = 1174.92 \text{ cm}^2$$

➤ Calcul des forces.

Note : $p_{arc} = 16.5 \text{ bar}$, $p_{are} = 19.1 \text{ bar}$ et $p_{Aspc} = 17 \text{ bar}$, $p_{Aspe} = 19.95 \text{ bar}$ (les valeurs de la pression sont mesurées à l'aide de manomètres).

$$F_{arc} = p_{arc} \cdot A_{arc} = 16.5 \times 1174.92 = 19386.18 \text{ kgf}$$

$$F_{are} = p_{are} \cdot A_{are} = 19.1 \times 864.19 = 16506.029 \text{ kgf}$$

$$F_c = p_{Aspc} \cdot A_c = 17 \times 1216.75 = 20684.75 \text{ kgf}$$

$$F_e = p_{Aspe} \cdot A_e = 20 \times 906.02 = 18120.4 \text{ kgf}$$

$$F_{ax} = (F_e - F_{are}) - (F_c - F_{arc}) = (18120.4 - 16506.029) - (20684.75 - 19386.18)$$

$$F_{ax} = 315.54 \text{ kgf}$$

La difficulté de calcul des sections d'aubage des impulseurs, compresseur et expander, (géométrie des aubes).

En tenant compte que le système (impulseur, rotor, et butée) soumet la même force de poussée axiale, on peut calculer la poussée au niveau des butées

III-9-2 Calcul de poussée au niveau de la butée.

La poussée au niveau de la butée est donnée par la formule suivante.

$$F_{ax} = S_b \cdot (p_{be} - p_{bc})$$

Pression d'huile butée expander : $p_{be} = 17 \text{ bar}$

Pression d'huile butée compresseur : $p_{bc} = 21$ bar

Section de butée.

$$S_b = (\pi/4) \cdot (D_b^2 - d_{rotb}^2)$$

$$S_b = (3.14/4) \cdot ((12.583)^2 - (9.53)^2) = 53 \text{ Cm}^2$$

La section de butée cotée expander et compresseur sont identiques.

$$F_{ax} = 53 (17-21) = -212 \text{ Kgf}$$

Tableau III.4 Performance de constructeur du turbo-expander

les paramètres	p_E entrée	p_E sortie	T_E entrée	T_E sortie	p_C entrée	p_C sortie	T_C entrée	T_C sortie	RPM
L'état de gaz entrant									
T_{82}^0 C,Riche 100%	64.86	17.8	12.5	-46.4	15.5	24.2	53.5	92.1	18000
T_{82}^0 C,Pauvre 100%	64.86	18.6	12.5	-46.4	16.3	25.2	51.8	89.2	17630
T_{82}^0 C,Riche 110%	64.86	17.8	12.5	-46	15.5	24	53.5	91.7	18180
T_{82}^0 C,Pauvre 110%	64.86	18.6	12.5	-46.1	16.3	25	51.8	88.9	17950
T_{82}^0 C,Riche 50%	64.86	17.8	12.5	-40.3	15.5	20.6	57.3	84.1	13750
T_{82}^0 C,Pauvre 50%	64.86	18.6	12.5	-40.5	16.3	21.4	55.7	81.5	13440
T_{82}^0 C,Riche 100%, ΔP	63.3	18.1	12.5	-44.7	15.5	24	53.4	91	17770
T_{82}^0 C,Riche 110%, ΔP	63.3	18.1	12.5	-44.6	15.5	23.8	53.4	90.7	17980

Tableau III.5 Les paramètre d'étude du turbo-expander

p_E entrée	p_E sortie	T_E entrée	T_E sortie	p_C entrée	p_C sortie	T_C entrée	T_C sortie	RPM
64	18	12.5	-45	17	24	51.8	89	16000

III-10 Conclusion.

➤ nous pouvons dire que les performances du turbo-expandeur, données par le constructeur, ne sont pas toujours réalisables et ceci est dû aux conditions d'exploitation qui sont hors de la plage fixée par le constructeur du turbo-expander.

➤ Tanis que nous constatons que la valeur de la poussée axiale réelle est supérieur a celle défini par le constructeur Cette augmentation est due aux facteurs suivants.

- La variation des paramètres de fonctionnement de procédé.
- La durée de fonctionnement de l'équipement.

Chapitre IV

Maintenance et sécurité du turbo-expander

IV LA MAINTENANCE.

IV-1 GENERALITE SUR LA MAINTENANCE.

IV-1-1 Définition.

La maintenance est l'ensemble des opérations permettant de maintenir ou de rétablir un système, un matériel, un appareil, etc. dans un état donné ou de lui restituer des caractéristiques de fonctionnement spécifiées [06].

IV-1-2 But de la maintenance.

La maintenance a pour but.

- Le maintien du capital machine.
- La suppression des arrêts non programmés et des chutes de production (garantie de la capacité de livraison).
- L'amélioration de la sécurité et de la protection de l'environnement.

IV-1-3 Objectif de la maintenance.

Les objectifs de la maintenance sont.

- Le respect des impératifs de production et la conformité vis-à-vis de la réglementation en matière d'exploitation des appareils et équipements.
- L'exploitation rationnelle des équipements de production.
- La réduction des coûts d'entretien et l'évaluation plus précise des budgets.

IV-1-4 Modes de maintenance.

Il existe deux modes de maintenance [06].

1- la maintenance en service (on-line) : elle s'effectue régulièrement pendant le fonctionnement des installations. Elle concerne en grande partie les machines tournantes.

2- la maintenance à l'arrêt (off ligne) : elle s'effectue durant les arrêts d'unités (shut-down) et concerne en grande partie les équipements statiques.

IV-1-5 Type de maintenance.

A) La maintenance préventive.

C'est celle effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu. Ce concept regroupe deux types d'opérations [06].

*** La maintenance dite systématique.**

Selon le temps (durée de vie) de bon fonctionnement des différents composants d'un équipement, cette maintenance préventive est celle régulièrement effectuée. C'est par exemple le remplacement des courroies d'un magnétophone après n heures de fonctionnement, conformément à la prescription du constructeur [06].

*** La maintenance conditionnelle.**

Elle fait suite à un constat ou informations données par les indicateurs de défaut.

- Usure d'une pièce,
- Autodiagnostic de l'équipement,
- Information d'un capteur sur l'état de fonctionnement (ou défaillance) de l'appareil.

La maintenance préventive peut être perturbée par.

- L'utilisation non stop des équipements.
- Le manque de documentations techniques définissant les échéances de remplacement composants ou sous ensembles soumis aux lois de vieillissement.

B) La maintenance curative.

C'est l'opération qui consiste à rétablir un appareil dans un état de fonctionnement conforme aux spécifications techniques du constructeur suite à une défaillance constatée. On dit dans le langage familier que l'appareil est tombé en panne. Cette situation est plus fréquente dans le cas où les opérations de maintenance préventive ne sont pas régulièrement effectuées [06].

La démarche consiste à.

- détecter la panne,
- localiser (circonscrire) la zone défaillante,
- remédier au défaut.

Les défaillances constatées sont de natures variées. Des symptômes identiques ne conduisent pas toujours au même diagnostic.

C) La maintenance adaptative.

Egalement appelée maintenance méliorative ou encore maintenance conceptuelle, a pour but d'améliorer le matériel installé par [06].

- des travaux destinés à faciliter les opérations de maintenance.
- des travaux d'extension ou de modification.
- des travaux contribuant à éviter des accidents.

Les améliorations ont pour but de réduire les temps d'arrêt du matériel et les coûts d'exploitations.

IV-2 LA MAINTENANCE DU TURBO-EXPANDEUR C-141.

IV-2-1 Préventives.

- Addition de l'huile de lubrification.

IV-2-2 curatives.

- Changement des pompes de lubrification.
- Changement des paliers.
- Changement des roues.
- Changement des filtres.

IV-2-3 Entretien.

➤ Turbo-expandeur.

Le filtre d'entrée de l'expandeur doit être régulièrement vérifié.

➤ Système de commande électrique.

Il est impératif de vérifier régulièrement le système de commande électrique pour être certain que l'ensemble des dispositifs et des systèmes fonctionne sans problème. Les vérifications et les mises hors service doivent être opérées lors d'arrêts planifiés.

➤ Système de lubrification et d'étanchéité.

Les charges du ou des accumulateurs et l'intégrité de leurs réservoirs souples doivent être régulièrement vérifiées et ce contrôle peut avoir lieu à tout moment. Pour ceci, fermez les vannes de sectionnement des accumulateurs, ouvrez les vannes d'évacuation et observez la pression de charge. Si la pression ne peut pas être maintenue, le réservoir souple est défectueux et doit être remplacé.

Les filtres de lubrification s'encrassent au fil du temps. Si la pression différentielle du filtre à huile indique un niveau supérieur, les filtres doivent être alternés et le filtre encrassé doit être remplacé. (Pour alterner les filtres, déplacez la vanne de sélection de filtre jusqu'à la position alternée.)

➤ Système de régulation de pompage.

Régler le système de pompage pour fournir une marge d'écoulement minimale de 10% entre le pompage et la régulation du pompage à la vitesse normal.

➤ Inspection.

Vérifiez le fonctionnement de la vanne d'arrêt d'entrée de l'expandeur. Elle doit se refermer en moins d'une demi-seconde. Vérifiez le fonctionnement de la sécurité intégrée (p.ex., la fermeture des vannes par perte de puissance ou absence d'air).

Vérifiez que tous les circuits électriques, les commutateurs, les jauges, les commandes et les dispositifs de sécurité sont correctement branchés et réglés et qu'ils sont opérationnels.

Vérifiez que tous les systèmes d'arrêt sont opérationnels. Comme le système est à sécurité intégrée, vérifiez qu'une perte de puissance entraîne la fermeture des vannes d'arrêt. Vérifiez que

tous les systèmes et composants pneumatiques (y compris l'actionneur des aubes directrices) sont correctement branchés et réglés et qu'ils sont opérationnels.

IV-2-4 Dépannage pour le mal fonctionnement.

Tableau IV-1 Les défauts du turbo-expandeur C141 [06].

Conditions	Causes probables	Solutions
-Température élevée de l'huile :	-L'huile ne passe pas dans le refroidisseur. -Mélange condensé à l'huile entraînant une viscosité basse	-Vérifiez le fonctionnement du ventilateur du refroidisseur. -Vérifiez que la vanne de régulation de température fonctionne correctement. -Vérifiez la viscosité de l'huile. Au besoin, remplacez par de l'huile fraîche.
-Butée non équilibrée en direction du palier de l'expandeur :	-L'étanchéité de la roue de l'expandeur a été éliminée et, de ce fait, la pression d'entrée est détectée derrière la roue, chargeant le palier de la butée de l'expandeur. -Les trous de dégagement de l'expandeur est bouchés, entraînant la montée de la pression derrière la roue, chargeant le palier de la butée de l'expandeur.	-Démontez, inspectez et réparez. -Le déshydrateur amont de l'expandeur est saturé ou ne fonctionne pas. La roue doit être dégelée par un courant gazeux butée chaud.
-Butée non équilibrée en direction du palier de compresseur :	-L'étanchéité de la roue du compresseur est éliminée, provoquée par une température	-Démontez, inspectez et réparez.

	excessive du compresseur.	
-Gel de conduite de gaz d'étanchéité :	-La pression ou la température du gaz d'étanchéité est trop basse, le gaz de procédé refoule dans la conduite du gaz d'étanchéité.	- Vérifiez que le chauffage et le régulateur du gaz d'étanchéité fonctionnent correctement. Augmentez-la pression du gaz d'étanchéité.
-Basse température du tuyau d'évacuation :	-La pression du gaz d'étanchéité est faible, permettant au gaz froid du procédé d'entrer dans le boîtier des paliers.	-Augmentez la pression du gaz d'étanchéité, vérifiez-la température de l'huile et augmentez-la.
-Une basse de la température du tuyau d'évacuation de l'huile de moins de 17°C :	-La partie labyrinthe du mur de chaleur a été éliminée. Le gaz d'étanchéité n'assure plus la protection tampon avec le gaz froid de procédé.	-Démontez l'appareil, inspectez et au besoin, changez le mur de chaleur ou bien la garniture d'étanchéité de l'expandeur ou encore l'anneau d'étanchéité de l'arbre de l'expandeur.
-Pompage :	-le pompage se produit tant que 75 à 80% de l'écoulement normale n'est pas atteint, le fonctionnement sous pompage pendant plus de 10 à 15 minutes peut endommager les paliers.	-Maintenez la dérivation du compresseur ouvert jusqu'à ce que l'expandeur atteigne 75 à 80% de sa capacité normale.
-Réduction de la viscosité de l'huile de lubrification :	-Dilution de l'huile de lubrification par l'absorption du gaz d'étanchéité. Ceci se produit si le gaz d'étanchéité est riche en composants d'hydrocarbures lourds.	-Utilisez une huile de viscosité plus élevée comme ISO VG68.

IV-2-5 Procédure de démarrage de turbo-expandeur [06].

- Vérifiez qu'il n'existe aucune condition d'alarme ou d'arrêt dans les systèmes de gaz d'étanchéité ou de lubrification.
- La température du tuyau d'évacuation de l'huile de lubrification de turbo-expandeur doit être au moins de 38 °C (100 °F).
- Fermez complètement les aubes directrices. Ouvrez complètement la dérivation du compresseur si un système d'anti-pompage n'est pas installé.
- Si elles ne sont pas déjà ouvertes, ouvrez simultanément la soupape d'admission du compresseur et celle de sortie de l'expandeur.
- Ouvrez la soupape de sortie du compresseur.
- Ouvrez la soupape d'admission l'indicateur "Expandeur Prêt" doit être éclairé. Pour démarrer l'expandeur, appuyer sur le bouton "Expandeur Démarrer."
- Le turbo-expandeur peut démarrer lentement selon le réglage de l'aube directrice d'entrée. La vitesse de l'expandeur peut être augmentée pour atteindre la valeur désirée.

IV-3 SECURITE DU TURBO-EXPANDEUR.

Pour que le turbo-expandeur, offre un fonctionnement fiable et sur lui faut qu'il soit doté d'un système sécurité adéquat qui le protège en cas de perte partielle des caractéristiques pour assurer une bonne sécurité il faut respecter les règles et avertissements qui sont donnés par le constructeur [06].

1. Pour éviter d'endommager les joints d'étanchéité, l'application de pressions différentielles élevées doit être évitée aux écarts de pression. Le taux de l'augmentation de pression ne doit pas dépasser **2 à 3 bars** par minute.
2. Tous les tuyaux et autres orifices du turbo-expandeur doivent être protégés contre l'entrée d'éléments de contamination ; en effet, même les plus petites particules étrangères peuvent entraîner des dommages graves aux pièces internes dont la tolérance est primordiale. De la même façon, l'humidité peut engendrer l'action électrolytique sur les pièces pivotantes ou sur d'autres surfaces et endommager les composants internes essentiels. Les couvercles d'expédition fournis doivent être laissés en place jusqu'à ce que les raccordements aux canalisations de soient effectués.
3. En particulier, toutes les précautions doivent être prises pour éviter que des éléments de contamination ne pénètrent dans le système de lubrification. Les paliers, les écarts de pression, les joints d'étanchéité des roues, les vannes de la pompe, les tuyaux du refroidisseur, Etc. Sont

particulièrement susceptible d'être endommagés. Les éléments de contamination peuvent être diffusés par inadvertance pendant une pressurisation trop rapide.

4. Si une contamination se produit ou semble s'être produite, la machine et le système de lubrification doivent être complètement démontés, inspectés et nettoyés.

5. Pour assurer la validité de la garantie, un ingénieur de l'assistance technique en clientèle doit se trouver à votre usine pendant le démarrage et la mise en service de la machine.

D'autre part le turbo-expandeur est équipé d'installation de contrôle qui émet des signaux d'installation de contrôle qui émet des signaux d'alarmes :

- Survitesse.
- Température excessive des paliers.
- Haute vibration.
- Pression différentielle de l'huile de lubrification.
- Pression différentielle du gaz de barrage.
- Pression de l'huile.

Aussi d'un système anti-pompage qu'est mis en service lors du démarrage du turbo-expandeur le système de détection de la pression différentielle entrée/sortie du compresseur commande la fermeture progressive de la vanne anti-pompage lors du démarrage.

En cas de non fonctionnement de système A.T.B, la machine est équipée d'une protection qui provoque son arrêt.

Avant tous travaux sur le turbo-expandeur on doit:

- Isoler la source d'énergie.
- Fermeture des vannes d'admission.
- Vidange complète de turbo-expandeur. Ainsi que leurs auxiliaires.
- Isoler l'admission et le refoulement du turbo-expandeur à l'aide des joints pleins.
- Boucher les ouvertures ayant accès à l'intérieur de la machine et des conduites pour éviter la pénétration de sable.

IV-4 Conclusion.

Le turbo expandeur est l'élément principale du procédé, il est nécessaire d'assurer sa maintenance afin de répondre aux exigences de production et de qualité selon les normes mondiales.

Enfin nous concluons que le turbo expandeur est fiable par la stabilisation des paramètres du processus.

Conclusion générale

En arrivant à la fin de notre travail, il convient de s'interroger sur la portée de celui-ci et d'en tirer quelques conclusions.

Nous avons exposé dans ce mémoire une étude des différents composants de turbo-expander, qui nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbo-expanders dans l'unité centrale de traitement de gaz humide.

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

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

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

BIBLIOGRAPHIE

- [01] : Alexandre ROJEY, Bernard DURAND, Claude JAFFRET, Sophie JULLIAN, Michel VALAIS, Le gaz Naturel : Production Traitement Transport. Publications de l'institut Français du Pétrole, Edition Technip, 1994.
- [02] : M. TERR Nabil, Le transport du gaz naturel : Alrar – Arzew, Séminaire (Tripoli-Lybie).
- [03] : Le gaz naturel : production, traitement, transport (A. DURAND / C. TAFFRET . S. (JULLIAN/M.VALAIS)
- [04]: BLOCH, H. P. Turbo-expanders and Process Applications. (2001).
- [05]: Mafi-trench corporation, introduction aux Turbo-expandeur Mafi-trench, EUA (Novembre 1999).
- [06] : Rotoflow Corporation Inc, instruction Manuel de Turbo-expandeur Rotoflow avec Charge de compresseur, EUA (février 1994).
- [07]: Perry's.Chemical.Engineers'.handbook.7th.edition. [by BOR].(1997).
- [08]: BEJAN, A. Heat Transfer Handbook. (2003).
- [09]: YAWS, C. L. Handbook of Thermodynamic Diagrams (4 vols.). (1996).
- [10]: REITH, F. The CRC Handbook of Thermal Engineering. (1999).
- [11]: Le pétrole. Raffinage et génie chimique. Sous la direction de P.WUITHIER (2vol.) Édition technip (1972).
- [12]: Advanced_Thermodynamics_Engineering__CRC_Press_2002__ 4AH.
- [13]: Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition (Moran & Shapiro).John wiley. (2006).
- [14] : S.BENNACER, O.BANDDOONE, calculs thermodynamique d'un Turbo-expandeur, mémoire de fin d'études de DEUA, faculté des hydrocarbures et De la chimie, département mécanique des unités pétrochimies, Boumerdès 2005.
- [15] : <http://www.Mafi-trench.com.htm>.
- [16] : www.hyprotech.com/products/default.asp
- [17] : MANUEL D'EXPLOITATION DES INSTALLATIONS DE RECEPTION, INSTALLATIONS DE TRAITEMENT, COMPRESSION DU GAZ EXPORT ET STOCKAGE ET EXPEDITION DES LIQUIDES.
- [18] : 0622457 - Sonatrach TRAINING_MANUAL_T.EXPANDER x TECH.

ملخص:

تهدف هذه المذكرة إلى دراسة طريقة عمل الضاغط-الموسع والذي يمثل آلة حرارية تعمل على إستعادة الطاقة بتصميم دقيق. وهو يمثل أفضل آلة متاحة حاليا لظروف إستخراج الغاز الطبيعي، وقد تم تجهيزه بأنظمة حماية مثل؛ المضاد للضح، ظابط الدفع المحوري... الخ، هذا الأخير يوفر سنوات طويلة من كفاءة الخدمة و هو آلة سهلة الاستخدام، وقد تم ترتيب جميع أجزائه لتسهيل الصيانة والتجميع والتفكيك.

الكلمات المفتاحية:

الضاغط الموسع، ظابط الضغط المحوري، المضاد للضح

RESUME

Le présent mémoire a pour objectif l'étude du fonctionnement d'un turbo-expandeur, qui est en fait une machine thermique récupératrice d'énergie d'une conception très rigoureuse ainsi qu'une exécution soignée. Il s'agit de la meilleure machine actuellement disponible pour des conditions d'exploitation du gaz naturel, elle a été équipée par des systèmes de protection tel que ; anti-pompement, ATB,...etc. Elle procurera de longues années de service efficace c'est une machine simple d'emploi, toutes les pièces ont été disposées de manière à faciliter la maintenance, montage et démontage compris.

Mots clé : Turbo-expandeur, Anti-pompement, Egalisateur de la poussée axiale (ATB).

Summary

The purpose of this memory is to study the operation of a turbo-expander, which is in fact a thermal energy recovery machine with a very rigorous design as well as a careful execution. This is the best machine currently available for natural gas operating conditions, it has been equipped by protective systems such as; Anti-pumping, ATB, ... etc. It will provide long years of efficient service it is a machine easy to use, all parts have been arranged to facilitate maintenance, assembly and disassembly included.

Key words: Turbo-expander, Anti-surge, Automatically thrust balancing(ATB).