

الجمهورية
الجزائرية
الديمقراطية
الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم
والبحوث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة أبي بكر بلقايد
تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd– Tlemcen –
Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : (Génie Mécanique)

Spécialité : Energétique

Par : BENTABET Mohammed El Mehdi

Sujet

Étude Thermodynamique d'un Turbo-expandeur de récupération du GPL
_Unité du GPL de RhourdeNous (RNS) _

Soutenu publiquement, le 30/ 06 /2022, devant le jury composé de :

Mr. SELADJI Chakib	Pr	Université de Tlemcen	Président
Mr. BELHADJ Abdelkadir	Dr	Université de Tlemcen/Sonatrach	Encadrant
Mr. SAIM Rachid	Pr	Université de Tlemcen	Co-Encadrant
Mr. ALIANE Abdennour	MCB	Université de Tlemcen	Examineur

Année universitaire : 2021 /2022

ملخص

تلعب الآلات التوربينية (التوربينات، الضواغط والمضخات...) دورًا مهمًا في صناعة النفط في الجزائر وحول العالم. في هذا العمل ، تمت دراسة نوع خاص جدًا من الماكينات التوربينية: الموسع التوربيني الذي يستخدم لاستعادة الطاقة وتوسيع الغاز لإنتاج غاز البترول المسال. في هذا العمل ، تم إنشاء دراسة ديناميكية حرارية للتحقق من صحة المعلومات المفاهيمية لهذا الجهاز ، وتقديم وصف لعملية إنتاج غاز البترول المسال، وأحدث التقنيات ومبدأ التشغيل للموسع. الهدف من هذه الدراسة هو التمكن من قياس أبعاد (أبعاد أولية وتفصيلية) عجلة الموسع لتأكيد الآلة المدروسة. تشير نتائج الحساب الديناميكي الحراري، والأبعاد الهندسية ، ونتائج المحاكاة إلى نفس المؤشرات الخاصة بالماكينة حيز الخدمة (الموسع التوربيني للقاطرة وحدة إنتاج غاز البترول المسال للمديرية الجهوية غرد النص)

الكلمات المفتاحية: آلة توربينية، موسع توربو ، توسع ، غاز البترول المسال

Résumé

Les turbomachines (turbines, compresseurs, pompes,...) jouent un rôle crucial dans l'industrie pétrolière en Algérie et partout dans le monde. Dans ce travail, un type de turbomachine très spécial a été étudié : le turbo-expandeur qui est utilisé pour la récupération de l'énergie et la détente du gaz pour la production de GPL. Dans ce travail, une étude thermodynamique établie pour valider les paramètres conceptuels de cet équipement, en présentant la description du procédé de production du GPL, l'état de l'art et le principe de fonctionnement de l'expandeur. L'objectif de cette étude est de pouvoir dimensionner (dimensionnement préliminaire et détaillé) la roue de l'expandeur pour confirmer la machine étudiée. Les résultats de calcul thermodynamique, de dimensionnement géométrique et de la simulation indiquent les mêmes paramètres de la machine en service (Tubo-expandeur du train 200 –GPL RNS).

Mots clés : Turbomachines, Turbodétendeur, détente, GPL

Abstract

Turbomachinery (turbines, compressors, pumps,..) play a crucial role in the oil & gas industry in Algeria and around the world. In this work, a very special type of turbomachinery is studied: the turbo-expander which is used for energy recovery of gas expansion for the production of LPG. In this work, a thermodynamic study to be carried out to validate the conceptual parameters of this equipment, presenting the description of the LPG production process, the state of the art and the operating principle of the expander. The objective of this study is to be able to dimension (preliminary and detailed dimensioning) the impeller of the expander to confirm the studied machine. The thermodynamic calculation, geometric dimensioning and simulation results indicate the same parameters of the machine in service (Turbo-expander of train 200 – GPL RNS).

Keywords: Turbomachinery, Turbo-expander, Expansion, LPG

Remerciements

Louange tout d'abord à dieu qui m'adonné la force, la santé, la volonté et le courage Pour terminer ce modeste travail

A Mon Encadrant

Mr. BELHADJ Abdelkadir

*Votre compétence, votre encadrement, et aussi la qualité de votre orientation tout au long de ce travail ont toujours suscité mon profond respect.
Je vous remercie pour votre accueil et vos conseils*

A Mon Co-Encadrant

Mr. SAIM Rachid

J'ai eu l'honneur d'être parmi vos étudiants et de bénéficier de votre riche enseignement, Vos qualités pédagogiques et humaine sont pour moi un modèle, Votre gentillesse, et votre disponibilité permanente ont toujours suscité mon admiration. Veuillez bien monsieur recevoir mes remerciements pour le grand honneur que vous m'avez fait d'accepter l'encadrement de ce travail.

Aux membres du jury

Président du Jury: Mr. SELADJI Chakib

Examineur: Mr. ALIANE Abdennour

Messieurs les jurys vous nous faites un grand honneur en acceptant d'examiner et de juger ce travail

Enfin mes remerciements vont à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.

Dédicace

*Quoi que de plus que de pouvoir partager les meilleurs moments de sa vie
avec les êtres qu'on aime*

*Arrivé au terme de mes études, j'ai le grand plaisir de dédier ce
Modeste travail à*

*A l'âme de mon grand-père que dieu le bénisse et le mette à ses paradis
éternels.*

*A ma très chère mère, qui me donne toujours l'espoir de vivre, soutien et
sur tout son encouragement, et qui n'a jamais cessé de prier pour moi.*

*A mon très cher père pour son sacrifice afin que rien n'entrave le
déroulement de mes études.*

A mes très chères sœurs qui ont toujours à mes côtés.

A mes chères nièces et neveu : Racim, Ritage, Loujaine, Inès.

A tous les gens m'aiment chacun à son nom.

Bentabet Mohammed El Mehdi

Table des matières

Introduction générale	1
Chapitre I : Présentation de la région de Rhourde Nous	
I.1 Introduction :	4
I.2. Présentation de la Région de Rhourde Nous :	4
I.2.1. Situation géographique :	4
I.2.2. Historique :	5
I.2.3. Organisation de la direction de RhourdeNous :	7
I.2.4. Charge et produits :	9
I.2.5. Réseaux collectes :	9
I.2.6. Activités :	9
I.3. Description générale de l'usine phase A :	10
I.3.1. Objectif de l'usine :	10
I.3.2. Capacité de traitement et de production :	10
I.3.3. Les unités de l'usine phase A :	10
I.3.4. Description de l'unité02:	11
I.3.5. Description des unités 10/20/30 et 40 :	13
I.3.6. Unité de stockage «U-83» :	15
I.4. Description générale de l'usine phase B :	16
I.4.1. Objectif des installations :	16

I.4.2. La charge et les produits :.....	16
I.4.2. Caractéristiques de l'alimentation :	17
I.5. Description de l'usine de CSC :	17
I.5.1. Unités composant le Centre de Séparation et de Compression (C.S.C):.	17
I.6. Description de l'usine de CPF (Central Processing Facility) :	18
I.6.1 Les différentes sections de l'unité CPF :	18
I.7. Conclusion :	19

Chapitre II : Généralités et caractéristiques du GPL

II.1. Introduction :	21
II.2. Historique des GPL :	21
II.3. Définition de GPL :	22
II.4. Origine des GPL :	22
II.4.1. Fractions lourdes de l'extraction de gaz naturel :	22
II.4.2. Fractions légères du raffinage du pétrole :	22
II.5. Caractéristiques du GPL :	23
II.5.1. Odeur :	23
II.5.2. Tension de vapeur :	23
II.5.2. Dilatation :	23
II.5.3. Densité :	23
II.5.4. Impuretés:	23
II.5.5. Pouvoir calorifique :	23
II.5.5. Température d'ébullition.....	24
II.5.6. Explosibilité et inflammabilité	24
II.5.7. Toxicité physiologique :	24
II.6. Caractéristiques du Butane et du Propane commerciaux :	24
II.6.1. Le Butane commercial :	25

II.6.2. Le propane commercial :.....	25
II.6.3. Propane l’hiver, Butane l’été :.....	28
II.7. Application du GPL :.....	28
II.7.1. Combustion :	28
II.7.2. Production d'électricité :	29
II.7.3. GPL dans la climatisation	29
II.7.4. GPL dans la pétrochimie :.....	30
II.7.5. GPL dans les ménages :	30
II.7.6. GPL comme carburant :.....	30
II.7.7. Avantages écologiques du GPL carburant sont :	31
II.8. Procédés d’extraction des GPL :	31
II.8.1. Procédé Pritchard :.....	32
II.8.2. Procédé Hudson :	32
II.8.3. Procèdes mixtes :	33
II.9. SONATRACH et le gaz :.....	34
II.10. Production locale du GPL (ALGERIER) :	34
II.10.1. Industrie des GPL en Algérie :.....	34
II.10.2. Offre nationale des GPL :	35
II.11. Description de l’usine de GPL de RhourdeNousse :.....	36
II.11.1. Train de fractionnement du GPL:.....	36
II.11.2. Mode de fonctionnement :	42
II.11.3. Pipelines :	42
II.11.4. Section Commune :.....	42
II.11.5. Compresseurs de surpression :.....	43
II.11.6. Compresseurs de gaz de vente :	43

II.11.7. Stockage de produit GPL :	43
II.12. Risque de GPL :	44
II.13. Conclusion :	45

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

III.1. Introduction :	55
III.2. Définition de turbomachines :	55
III.3. Classification des turbomachines :	55
III.3.1. Selon le sens du transfert d'énergie :	55
III.3.2. Selon la trajectoire de fluide :	56
III.3.3. Selon la nature du fluide :	56
III.3.4. Selon la fonction de la machine :	57
III.4. Constitution des turbomachines :	57
III.4.1. Distributeur :	57
III.4.2. Rotor (Roue) :	58
III.4.3. Diffuseur :	58
III.5. Problème générale des turbomachines :	59
III.5.1. Fluide incompressible :	60
III.5.2. Fluide compressible :	60
III.6. Equation des quantités de mouvement :	61
III.7. Equation du moment des quantités de mouvement :	63
III.8. Les différents types de turbomachines :	64
III.8.1. Turbine :	64
III.8.2. Diffèrent type de turbine :	65
III.8.2.1. Turbine à gaz :	65
III.8.2.1. Turbine à vapeur :	66
III.8.2.1. Compresseur :	67

III.8.2.1. Pompe :	68
III.8.2.1. Ventilateur :	69
III.8.2.1. Turboréacteur :	70
III.8.2.1. Turboexpandeur :	70

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

IV.1. Introduction.....	72
IV.2. Généralités sur les Turboexpandeurs :.....	72
IV.2.1. Vanne de Joule -Thomson (by-pass).....	72
IV.2.2. Turboexpandeur :	75
IV.2.2.4. Principe de fonctionnement du Turboexpandeur :	77
IV.2.3. Descriptions des constituants et des principales fonctions de la machine :	79
IV.2.3.1. Aubes directrice d'entrée variables (IGV) :	80
IV.2.3.2. Roues de Turboexpandeur :	84
IV.2.3.3. Arbre :	88
IV.2.3.4. Garniture (joint) d'étanchéité de l'arbre :	90
IV.2.3.5. Joints d'étanchéité de boîtiers (volutes) :	92
IV.2.3.6. Paliers :	92
IV.2.3.7. Système de gaz d'étanchéité :	93
IV.2.4. Système de lubrification de Turboexpandeur.....	94
IV.2.4.1. Les dispositifs de base de système :	94
IV.2.4.2. Fonctionnement du système de lubrification :	95
IV.2.5. Phénomène de pompage :	96
IV.2.5.1. Cycle de pompage :	96
IV.2.5.2. Limite de protection de pompage :	97
IV.2.5.3. Caractéristiques du pompage :	98

IV.2.5.4. Conséquence du pompage :	98
IV.2.5.5. Sécurité contre le pompage :.....	98
IV.2.6. Maintenance et sécurité du turboexpandeur :.....	99
IV.2.6.1. Généralité sur la maintenance :.....	99
IV.2.6.2. Types de maintenance :	99
IV.2.6.3. La maintenance du Turboexpandeur.....	100
IV.3. Théorie de la détente :	102
IV.3.1. Equations gouvernantes de la détente :.....	102
IV.3.2. Étude thermodynamique :.....	106
IV.3.3. Dimensionnement de la géométrie de la roue de l'expandeur :.....	108
IV.3.4. Calcul du couple développé par la détente du gaz sur la roue :.....	117

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

V.1. Introduction :.....	120
V.2. Composition du gaz de la région de Rhourde Nous:.....	120
V.3. Dimensionnement Préliminaire:	121
V.3.1. Récupération de l'énergie (Calcul de l'enthalpie):	122
V.3.2. Le rendement de la turbine :	124
V.3.3. Calcul des débits volumiques réels:	125
V.3.4. Puissance thermodynamique disponible:	125
V.3.5. Puissance développée par l'expandeur:.....	126
V.3.5. Vitesse de design du Turboexpandeur N:.....	128
V.3.6. Calcul approximative du diamètre de la roue du Turboexpandeur :	128
V.3.7. Dimensionnement détaillé de la roue du Turboexpandeur:	130
V.4. Confirmation de dimensionnement du Turboexpandeur par simulation	131
V.4.1. Résultats de Simulation :	131
V.5. Etude économique-commerciale:.....	132

V.6. Conclusion :	134
Conclusion générale	135

List des figures

Figure I. 1:Situation géographique de la région Rhourde Nous	5
Figure I. 2: Organisation de la direction de RHOUDRE NOUSS [3]	7
Figure I. 3:Schéma simplifier structures de la région Rhourde Nous.	8
Figure I. 4:Schéma synoptique des phases (A et B), CSC et CPF	10
Figure I. 5:Schéma simplifié de l'unité U-02	12
Figure I. 6:Schéma simplifié de la partie « off-spec»	13
Figure I. 7:unité de stockage « u-83».	15
Figure II. 1:Les étapes du procédé PRITCHARD	32
Figure II. 2:Les étapes du procédé HUDSON	33
Figure II. 3:Offre nationale des GPL. [10]	35
Figure II. 4:Section de refroidissement et de séparation.	37
Figure II. 5:Section de fractionnement par dééthaniseur.	38
Figure II. 6:Section de fractionnement par débutaniseur	40
Figure II. 7:Schéma de procède de l'usine de GPL de RHOUDRE-NOUSS	41
Figure III. 1:Trajets du fluide dans une turbomachine	56
Figure III. 2: Classification des turbomachines	57
Figure III. 3:Eléments constitutifs des turbomachines	59
Figure III. 4 : schéma de la turbomachine	59
Figure III. 5 : schéma de turbomachine (ex : compresseur)	60
Figure III. 6:Schéma explicative de l'équation de mouvement	63
Figure III. 7:Turbine à gaz	66
Figure III. 8:Turbine à vapeur (ALSTOM)	67
Figure III. 9: Classification des compresseurs	68
Figure III. 10:Classement des pompes	69
Figure IV. 1:Vanne de joule-Thomson	73
Figure IV. 2:Procédé de traitement incluant une turbine d'expansion et la vanne de by-pass	74

Figure IV. 3:Vue d'un Turboexpandeur	77
Figure IV. 4:Procédé typique du Turboexpandeur	79
Figure IV. 5: Schéma descriptif du Turboexpandeur.	80
Figure IV. 6: Aubes d'entrée variables de l'expandeur (IGV 's)	81
Figure IV. 7:la distribution de gaz dans IGV	82
Figure IV. 8:Tige de contrôle de l'actionneur des aubes directrices d'entrée	83
Figure IV. 9:Photo réel de l'actionneur des aubes directrices d'entrée et l'étanchéité en téflon	84
Figure IV. 10:Roue de Turboexpandeur	85
Figure IV. 11:Matériau premier pour la réalisation de la roue de turboexpandeur	85
Figure IV. 12:Les propriétés des composants matériels	86
Figure IV. 13: Représentation de la conception critique de la roue et Modélisation aux éléments finis.	87
Figure IV. 14:Représentation d'excitation par résonance et mesures par résonance	88
Figure IV. 15:Un arbre typique pour un turboexpandeur	89
Figure IV. 16:Clavettes d'arbre	89
Figure IV. 17:Fixation de la roue sur l'arbre	90
Figure IV. 18:Les labyrinthes du turboexpandeur.....	91
Figure IV. 19:Assemblage du labyrinthe	91
Figure IV. 20:Les paliers de Turboexpandeur	93
Figure IV. 21:Cycle de pompage	97
Figure IV. 22:Ligne de pompage et limite de Protection de pompage.	98
Figure IV. 23:Tringle des vitesses.....	105
Figure IV. 24:Diagramme (H, S) Mollier pour la détente	107
Figure IV. 25:Tringle de vitesse a la sortie du distributeur (entrée de la roue)	110
Figure IV. 26:Diagramme H-S.....	112
Figure IV. 27 :Schéma des aubes d'une roue mobile	114
Figure IV. 28:tringle de vitesse a la sortie de la roue	115
Figure V. 1:Schéma de T.E et les paramètres requis pour son dimensionnement	122
Figure V. 2:La courbe de fonctionnement en mode anti-pompage.	127
Figure V. 3:Turboexpandeur T200 dans l'atelier de fabrication	130

List des tableaux

Tableau I- 1:Les étapes de développement de la région.....	6
Tableau II- 1:Caractéristiques du Butane et Propane commerciaux	26
Tableau II- 2:Résumé général des caractéristiques des GPL commerciaux	27
Tableau II- 3:Puissance énergétique des GPL par rapport aux autres combustibles [17]	29
Tableau II- 4:Données de pollutions des différents combustibles. [20].....	31
Tableau IV. 1:Caractéristiques du gaz d'étanchéité	94
Tableau V. 1:Caractéristique du gaz de RNS. [5]	121
Tableau V. 2:Valeurs des paramètres géométriques de la roue issues de dimensionnement détaillé.....	131
Tableau V. 3:Résultats de simulation de la roue de TE.....	132

Nomenclature

\dot{m}	Débit massique	[Kg/s].
Q_v	Débit volumique	[m^3/s].
U	Energie interne	KJ
H	Enthalpie	[kJ/kg]
S	Entropie	[KJ/Kg.k].
Z	Facteur de Compressibilité du gaz	
ρ	La masse volumique	[Kg/m ³]
Δh	La variation d'enthalpie	[KJ/Kg].
C	la vitesse	[m/s].
U	La vitesse absolue	[m/s]
ω	La vitesse de ration	[tr/min].
D	Le diamètre de la roue	[m]
W	Le travail	[J/Kg]
N	Nombre de tour par minute	[tr/min]
p	Pression	[bar].
P	Puissance effective	[KW].
η_{is}	Rendement isentropique	[%]
η_m	Rendement mécanique de l'expandeur	[%]
η_v	Rendement volumétrique de l'expandeur	[%]
T	Température	[°C]
W_{ad}	Travail adiabatique	[KJ/Kg].
W_{is}	Travail Isentropique	[KJ/Kg].
W_{reel}	Travail réelle	[KJ/Kg].
N_S	Vitesse spécifique de la roue du T E	
V	Volume	[m^3]

Abréviations

ASP	Aspiration
83-101 A/B/C	bacs de Stockage
02V-06	Ballon de dégazage
V (08-09-10-11-12-13)	Ballons de séparation
BP	Basse Pression
CPF	Central Processing Facility
CSC	Centre de Séparation et de Compression
T-01/T-02	Colonne Dééthaniseur
GL2Z	Complexe industriel /ARZEW – Algérie
C (01-02)	Compressor
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié
GPL /c	gaz de pétrole liquéfié carburant
GNL	Gaz naturel liquéfié
SPE	Groupe SONELGAZ
HEH	Haoudh el hamra
HP	haute pression
HP	Horse Power
IGV	Inlet Guide Vane
J.T	Joule Thomson
GL1K	L'usine de liquéfaction Skikda – Algérie
AE (02-03-04-05-06)	Les aérorefroidisseurs
E (01-02-03-06-09-10-11)	les échangeurs de chaleur
MCS	Mechanical Center section
MW	Méga watt (Unité de puissance électrique valant 1 million de watts)

MM S m3/J	Millions standard mètre cube par jour
Off Spec	Off Spécification
On Spec	On Spécification
PPM	Partie par millions
900-P-103	Pompe de transfert de GPL vers off spec
900-P-101 A/B/C	Pompes de pipeline (vers stockage)
02P-01 A/B	Pompes de reflux
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
PCS	Pouvoir Calorifique Supérieur
RN1	Puits Rhourde-Nouss 1
RYC	Recycleur
REF	Refoulement
RNS	RhourdNouss
900-TK-101 A/B/C	Sphères de stockage de GPL on spec
Sm3/j	Standard Mètre Cube par Jour
TVR	Tension de Vapeur Reid
T/j	Tonne par Jour
TAC	Turbine à combustion
EC-01	Turboexpander
T.E	Turbo-Expander
PV	Vanne de régulation de Pression
TV-0051	Vanne de régulation de Température
TV-0051	Vanne de régulation de Température
FV-1004	Vanne Joule Thomson

Introduction générale

Les hydrocarbures sont la plus grande richesse stratégique du monde, car ils constituent l'industrie automobile et c'est pourquoi leurs conséquences et leurs influences sont importantes à tous les niveaux. 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.

Aujourd'hui SONATRACH assure les missions stratégiques axées sur la recherche, la production, l'exploitation, le transport par canalisation, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés. Elle intervient également dans d'autres secteurs tels que la génération électrique, les énergies nouvelles et renouvelables et le dessalement de l'eau de mer. Elle exerce ses métiers en Algérie et partout dans le monde où des opportunités d'investissement se présentent

L'usine de GPL (Phase B) de Rhoude Nouss à Illizi est conçue pour récupérer le GPL du gaz venant de l'unité 50 (Phase A) qui comprime le gaz des cinq trains d'extraction de condensat. La récupération du GPL est basée sur la détente du gaz à travers un Turboexpandeur qui est le cœur de cette installation. Cette usine composée de trois trains (100,200 et300) de production de GPL a été construite en 1999 par le contractant Canadien SNC-LAVALIN avec une capacité de traitement de 48,3 MMSTm³/j et une production en GPL de 3986 T/j. en 2017, Un projet de réhabilitation du train 200 du GPL et la mise à niveau des autres trains a eu lieu après subir de graves endommagements suite à un incident en 2009.

La nouvelle technologie de production et de distribution toujours plus performantes afin de répondre à la consommation croissante d'énergie, qui dit consommation d'énergie, dit aussi perte d'énergie. C'est pourquoi, nous proposons de réaliser une étude consacrée à un dispositif « Turboexpandeur » qui permettra la récupération de l'énergie.

Le turboexpandeur est le cœur de chaque industrie gazière ou pétrolière, c'est un organe très important, 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 (fiabilité considérable et de bonnes performances) d'exploitation du gaz naturel (séparation, liquéfaction...).

Dans la présentation de notre travail, une étude de dimensionnement sera développée pour valider les paramètres thermodynamiques conceptuels de cet équipement (Turboexpandeur), en présentant la description du schéma de procédé de l'usine, l'état de l'art et le principe de fonctionnement du **T.E**. Pour ce faire, notre mémoire se subdivise en deux parties :

Une partie théorique, composée de 3 chapitres :

- Chapitre I : Dans ce chapitre en fait une synthèse bibliographique dans laquelle nous présentons la région d'étude de RHOURE-NOUSS, sa situation géographique et ses différentes structures.
- Chapitre II : Le deuxième chapitre traite les généralités de GPL, ainsi que leur différente application utilisée par les industriels grâce à leur avantage écologique, la récupération et la production mondiale, nationale de GPL
- Chapitre III : Dans le troisième chapitre consiste essentiellement en une revue bibliographique sur les turbomachines telles que les pompes, les compresseurs, turbines à gaz et vapeur et leur principe de fonctionnement ainsi que leurs domaines d'applications.

Une partie pratique (chapitre IV et V) ou la première partie consiste à présenter des généralités et des définitions sur les Turboexpandeur, tandis que la théorie de détente et aussi un rappel des équations fondamentales de la thermodynamique .dans la deuxième partie en fait un dimensionnement préliminaire du **T.E** puis en fait dimensionnement numériquement dans le chapitre V pour confirmer la géométrie de la roue.

Enfin, un calcul économique montrant le gain financier réalisé grâce à l'augmentation du taux de récupération du GPL (train 200), a été effectué.et une conclusion générale rappellera les principes exposés ainsi que les différents résultats obtenus, aussi les enjeux futurs et perspectives en terme de récupération d'énergie.

CHAPITRE I:
Présentation de la région de
RhourdeNous

Chapitre I : Présentation de la région de RhourdeNous

I.1 Introduction :

L'Algérie est le plus grand pays d'Afrique et du monde arabe par sa superficie. Le sud Algérien comporte des richesses très importantes, parmi les le gaz naturel qui est un rôle principal pour le développement et la croissance de l'économie du pays.

La région de Rhourde Nous est l'un des grands gisements pétroliers situés au mielleux de Sahara Algérien. Cette zone est considéré parmi les principales zones en production des hydrocarbures et classifier comme un deuxième pôle gazier après HassiR'mel.

Dans ce chapitre nous allons voire une présentation générale du site de RNS où notre installation est implantée. La présentation invite à une description géographique de l'emplacement et de l'histoire de l'entreprise. Ainsi les différentes structures et usines de la région et aussi les types de produits et la capacité de production de chaque usine, et enfin quelques figures sur les puits des usines. [1]

I.2. Présentation de la Région de Rhourde Nous :

I.2.1. Situation géographique :

La région de RHOURE NOUSS fait partie de la Willaya d'ILLIZI. Elle est éloignée des centres urbains. Située à 350 km au Sud/Sud-est de OUARGLA, à 1200 km au Sud/Sud-est d'ALGER et à 270 km au Sud/Sud-est de HASSI MESSAOUD. Elle est reliée à la route nationale°03 (OUARGLA-ILLIZI) par une route de30km.

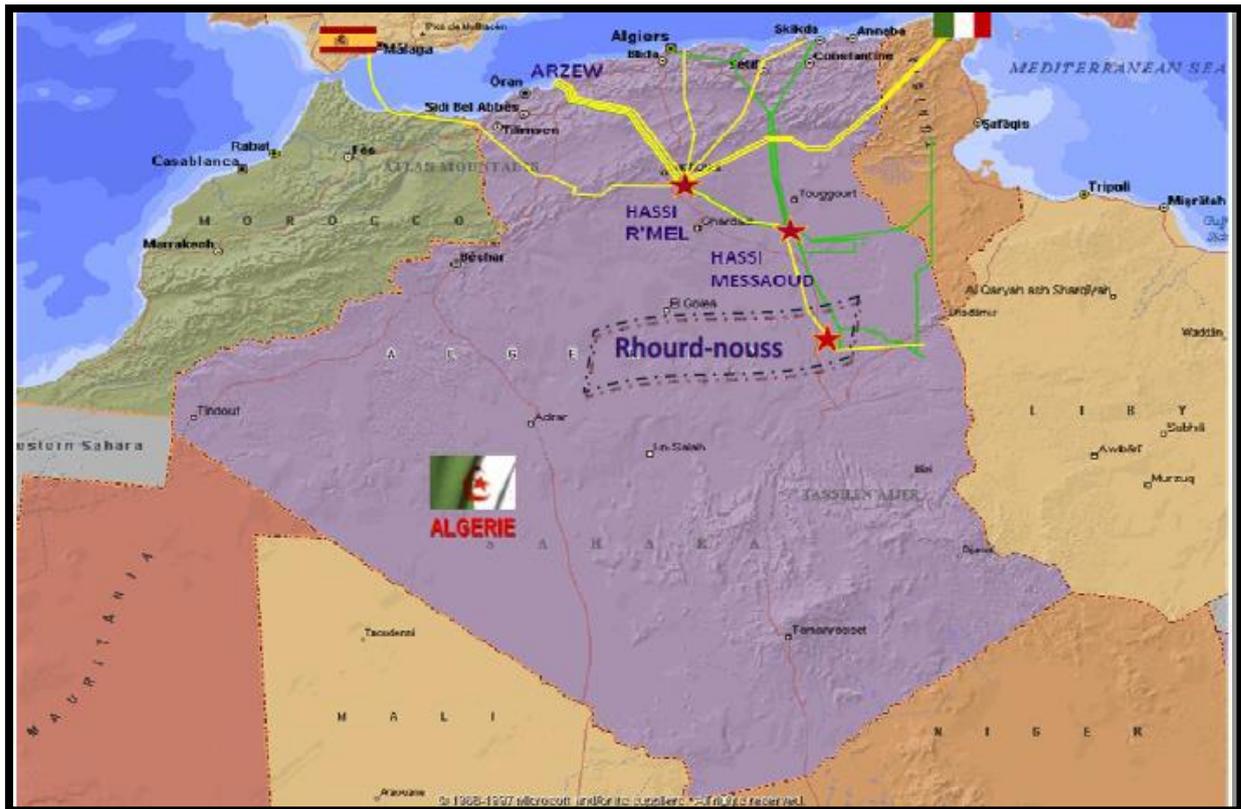


Figure I. 1: Situation géographique de la région RhourdeNous

- Son altitude moyenne est située à 275 m par rapport au niveau de la mer
- Son climat est désertique (sec avec un très faible taux d'humidité), et avec une fréquence importante des vents de sable.
- Elle a un écart important de température entre l'hiver et l'été (-5°C à 55°C).

La région de RHOURE NOUSS est composée de plusieurs gisements sur un rayon de 100 km par rapport au siège de la direction régionale qui est située dans le champ de Rhourde Nous centre.

I.2.2. Historique :

Les travaux de recherche dans la zone ont été lancés en 1956 par la société EL paso France Afrique et le premier puits RN1 a été foré en 1962, ce qui a indiqué la présence de gaz riche en condensats au niveau de plusieurs réservoirs de stockage. Après la découverte de l'huile dans le puits RN4, le centre de traitement du pétrole a été construit et mis en service en 1966.

[1]

Chapitre I : Présentation de la région de RhourdeNous

Tableau I- 1:Les étapes de développement de la région. [1]

DATE	LES ETAPES DE DEVLEPEMENT
1956	La Première découverte d'un puits du gaz à Rhourde Nous.
1966	La Première découverte d'un puits de l'huile à Rhourde Nous.
10-Mai-1966	Mise en service du Centre de traitement d'huile.
28-Jan-1988	Démarrage de l'usine phase A. quatre trains chacun à une capacité de 10 million Sm³/j de gaz brut.
14-Juin-1989	Mise en service de Rhourde Adra.
24-Avril-1992	Mise en service de Rhourde Hamra.
29-Mai-1992	Mise en service de Rhourde Chouf.
16-Juin-1995	Démarrage de l'usine de HAMRA.
1995	La région de Rhourde Nous à été la première unité de SONATRACH. A avoir installé un système DCS au niveau de HAMRA
23-Mai-1996	Première expédition de GPL(HAMRA).
13-Août-1999	Extension de la phase A par un cinquième train d'une capacité de traitement de 10.250 millions Sm³/j de gaz brut.
Février-2000	Démarrage de l'usine GPL(PhaseB) d'une capacité de traitement de 48 Millions sm³/j pour une production de 3800t/j du GPL.
06-Mars-2000	Première expédition de GPL (Rhourde Nous).
2004	Passage au système de contrôle DCS (4 trains UTG).
2005	Mise en service de l'unité de récupération des gaz Torchés(SRGT).
2005/2010	Préparation plan de développement CTH et QHA.
2007	Exploitation du puits RN3.
2008	Passage au system de contrôle des turbines de MARK II au MARKVI.
2013/2014	Démarrage de l'usine du CPF.
Octobre 2019	Démarrage de GPL train 200 après réhabilitation

I.2.3. Organisation de la direction de RhourdeNouss :

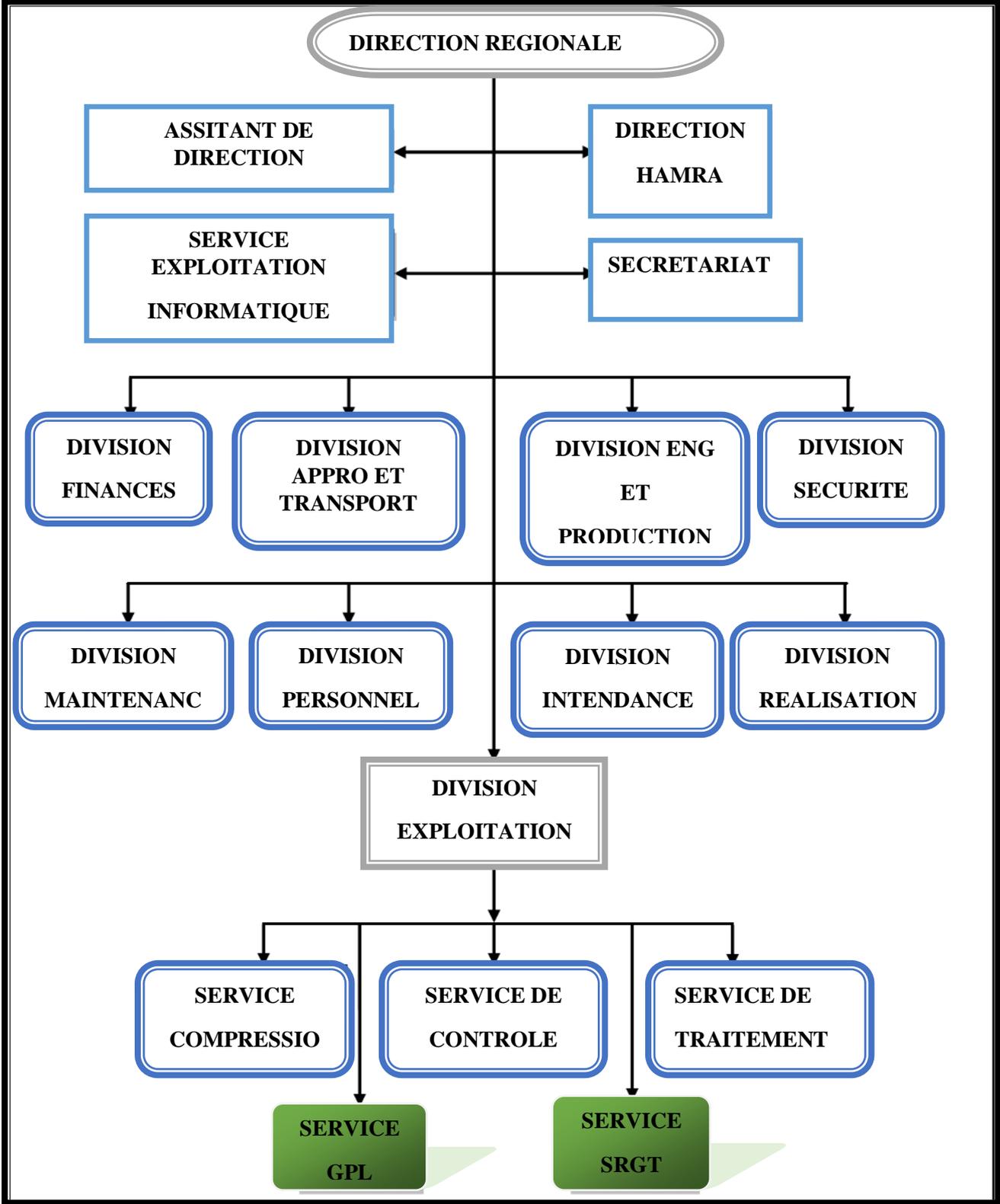


Figure I. 2: Organisation de la direction de RHOUDRE NOUSS [2]

Chapitre I : Présentation de la région de RhourdeNous

La région de Rhourde Nous est composée de plusieurs champs (Gisements) sur un rayon de 100 Km par rapport au RNS Centre, les principaux champs mise en exploitation sont: [1]

- Champ de Rhourde Nous.
- Champ de Rhourde Adra.
- Champ de Rhourde Chouf
- Champ de Rhourde Hamra.
- Champde Hamra

Aussi il y'a d'autres champs mes avec moindre importance, ont été découvertes et seront développés après, ils 'agit de:

- Champ de Rhourde Hamra Sud-est.
- Champ de Rhourde-Nouss 3.
- Champ de mouilah
- Champ de meksem
- Champ de draaallal
- Champ d'Elketaia
- Champ de Rhourde Adra Sud-est

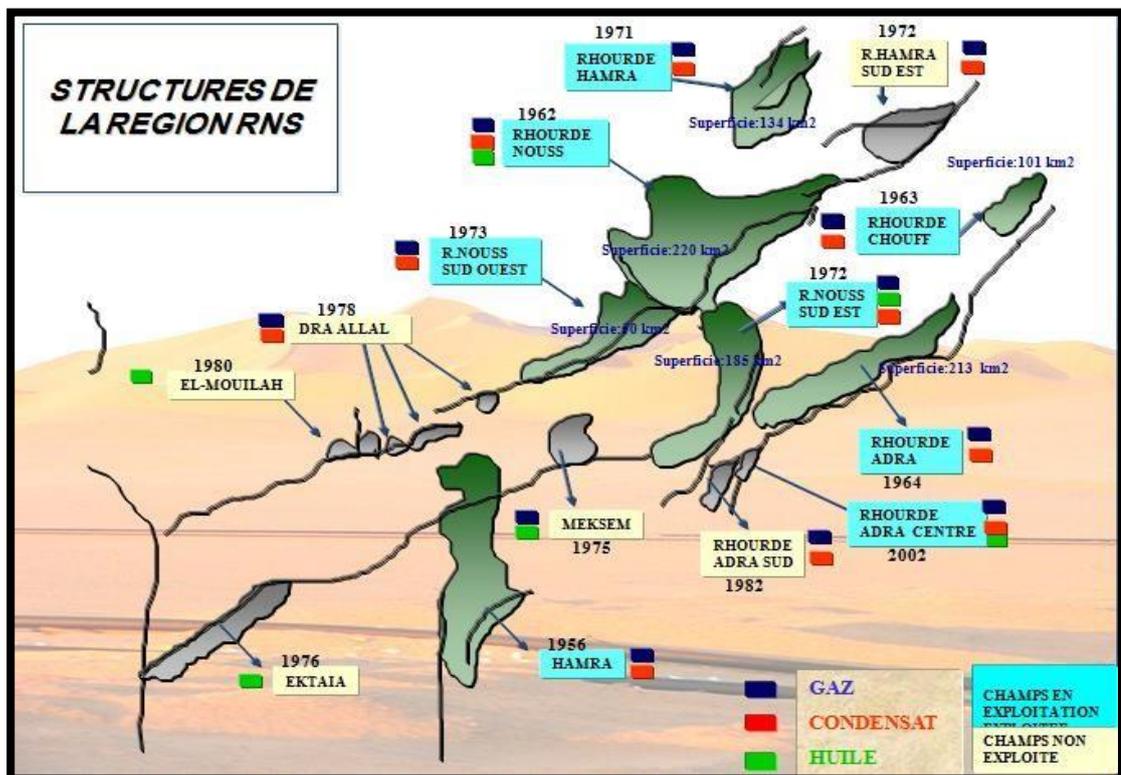


Figure I. 3:Schéma simplifier structures de la région RNS. [1]

Chapitre I : Présentation de la région de RhourdeNous

I.2.4. Charge et produits :

La capacité globale du complexe de RNS est portée à :

- Gaz brut : **50** millions Sm³/j.
- Réinjection : **75%** environ, soit 32 millions Sm³/j gaz sec
- Commercialisation : **20** millions Sm³/j.
- GPL : **3986** T/j.
- Condensât : **3000** T/j.
- Pétrole brut : **500**T/j.

I.2.5. Réseaux collectes:

Cette production est assurée par un certain nombre de puits producteurs et injecteurs de gaz, un ensemble de collectes et manifolds.

- Puits producteurs de gaz : 76.
- Puits injecteurs de gaz : 36.
- Puits d'huile : 36.

I.2.6. Activités:

Le site de Rhourde Nous il contient de cinq usines sont comme suite :

- **La phase A (démarrage 1988)** : Traitement de 51 millions Sm³/j de gaz pour récupérer le condensat.
- **La phase B (démarrage 2000)** : Traitement de 48.3 millions Sm³/j de gaz naturel pour récupérer le GPL, et les traces du condensat.
- **CSC : (démarrage 2011)** Un centre de traitement d'huile d'une capacité de 1058 Sm³/j.
- **CPF** : Traitement de 10 millions Sm³/j de gaz pour récupérer le condensat et diminuer le pourcentage de CO₂.
- Une centrale électrique produit 21 MW de l'énergie propre pour la région. [1]

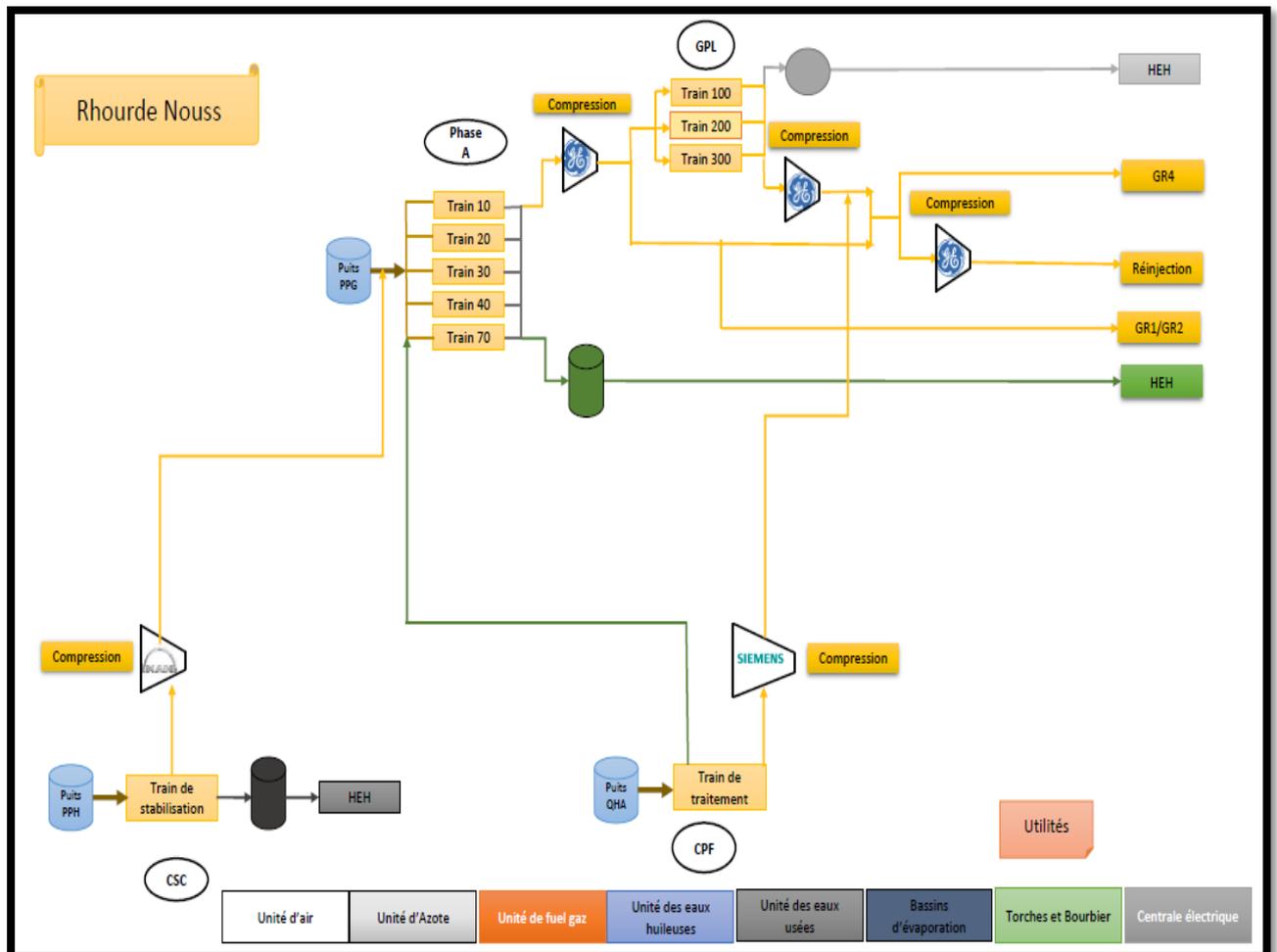


Figure I. 4:Schéma synoptique des phases (A et B), CSC et CPF.

I.3. Description générale de l'usine phase A :

I.3.1. Objectif de l'usine :

Le but de l'usine est de traiter le gaz naturel afin de récupérer le maximum du condensât, et assurer la compression de gaz vers l'usine B et recyclage de gaz de réinjection et d'expédition.

I.3.2. Capacité de traitement et de production :

- Capacité de traitement 51Millions stm^3/j (gaz brut).
- Capacité de production 4200T/j (condensât).

I.3.3. Les unités de l'usine phase A :

L'usine est constituée principalement des unités suivantes :

Chapitre I : Présentation de la région de RhourdeNouss

- Unité 02 : unité commune de séparation préliminaire.
- Unités 10/20/30/40 et 70 : trains de traitement de gaz.
- Unité 80 : unité de production d'air.
- Unité 83 : unité de stockage.
- Unité 82: unité de fuel gaz.
- Unité 84 : unité de production d'eau potable et eau de service.
- Unité 85 : unité de traitement des eaux huileuses.
- Unité 86 : unité de production

I.3.4. Description de l'unité02:

Le gaz brut alimentant l'usine arrive des puits de production à travers 12 collecteurs à une Pression de 84 bars et une température de 52°C (environ). Le gaz passe à travers l'unité 02 (slug Catcher) ou il subit une première séparation dans un premier ballon de séparation 02SC01,

Ensuite à travers le ballon séparateur tri phasique 02V01A/B, dont la plus grande partie du Liquide est récupérée.

L'eau est soutirée du fond du 02 VO1B et est envoyée vers l'unité 85 (traitement des eaux Huileuse).

- Le gaz sortant du ballon (haut) alimente les trains côté haute pression «**HP**».
- Le liquide (hydrocarbure liquide) passe a travers les filtres 02S01A/B/C afin d'éliminer les Impuretés et particules, ensuite alimente les trains côté basse pression «**BP**».

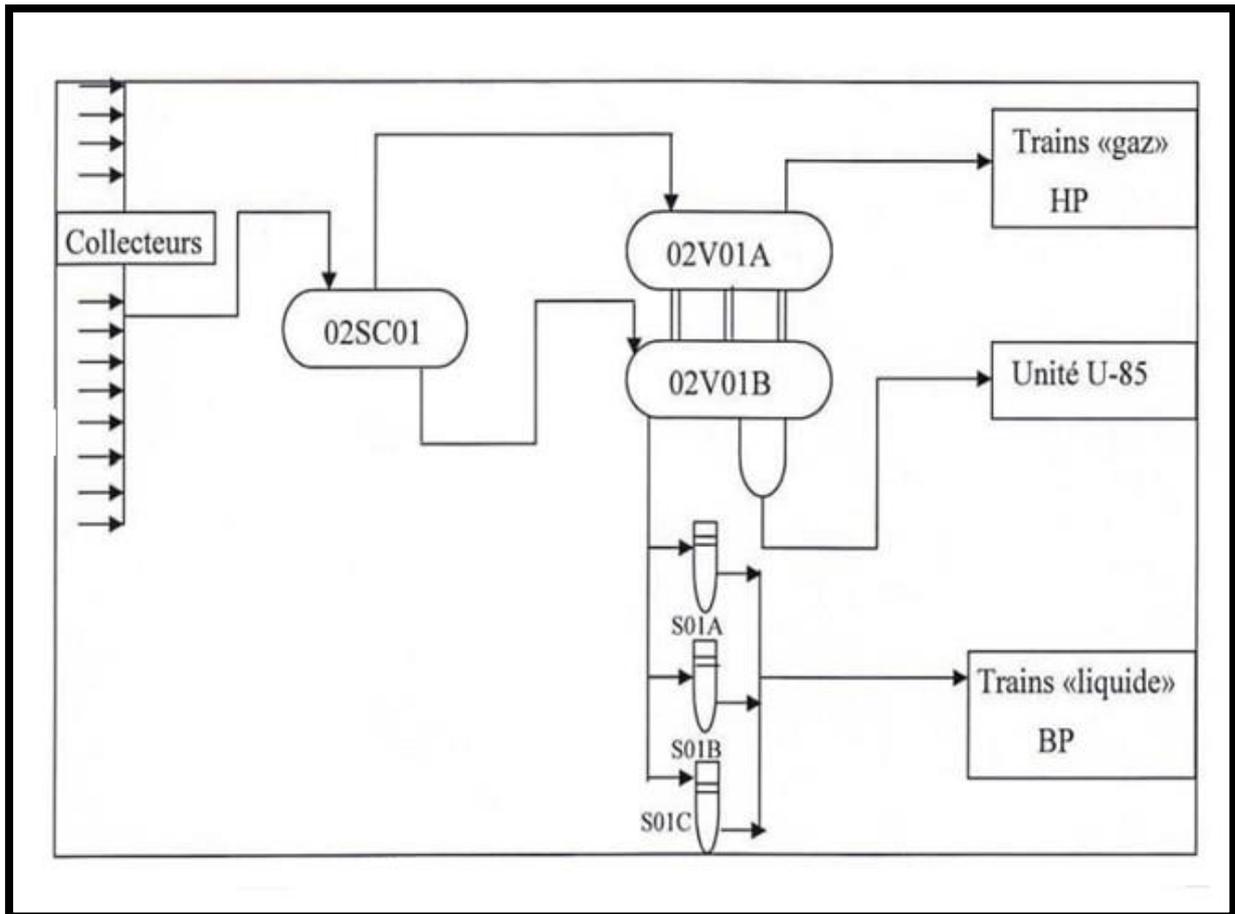


Figure I. 5:Schéma simplifié de l'unité U-02

L'unité 02 comporte aussi la partie « off-spec ». Cette section est alimentée des trains (condensat Produit off-spec) et de l'unité U -85 (Unité de traitement des eaux huileuses).

Le condensat des drainages chauds et froids fermés des trains est récupéré dans le ballon Enterré 02V-02. A travers les pompes 02P-01 A/B, ce condensat rejoint le condensat off-spec des Trains et le tout passe dans le ballon 02V-05 ensuite dans le ballon 02V-06 (ballon de dégazage Constitué de quelque plateau).

Le ballon 02V-06 peut être alimenté directement de l'unité U-85. Le gaz sortant du 02V-06 est envoyé vers torche et le condensat partiellement stabilisé est Envoyée vers le bac de stockage 02T04 A/B.

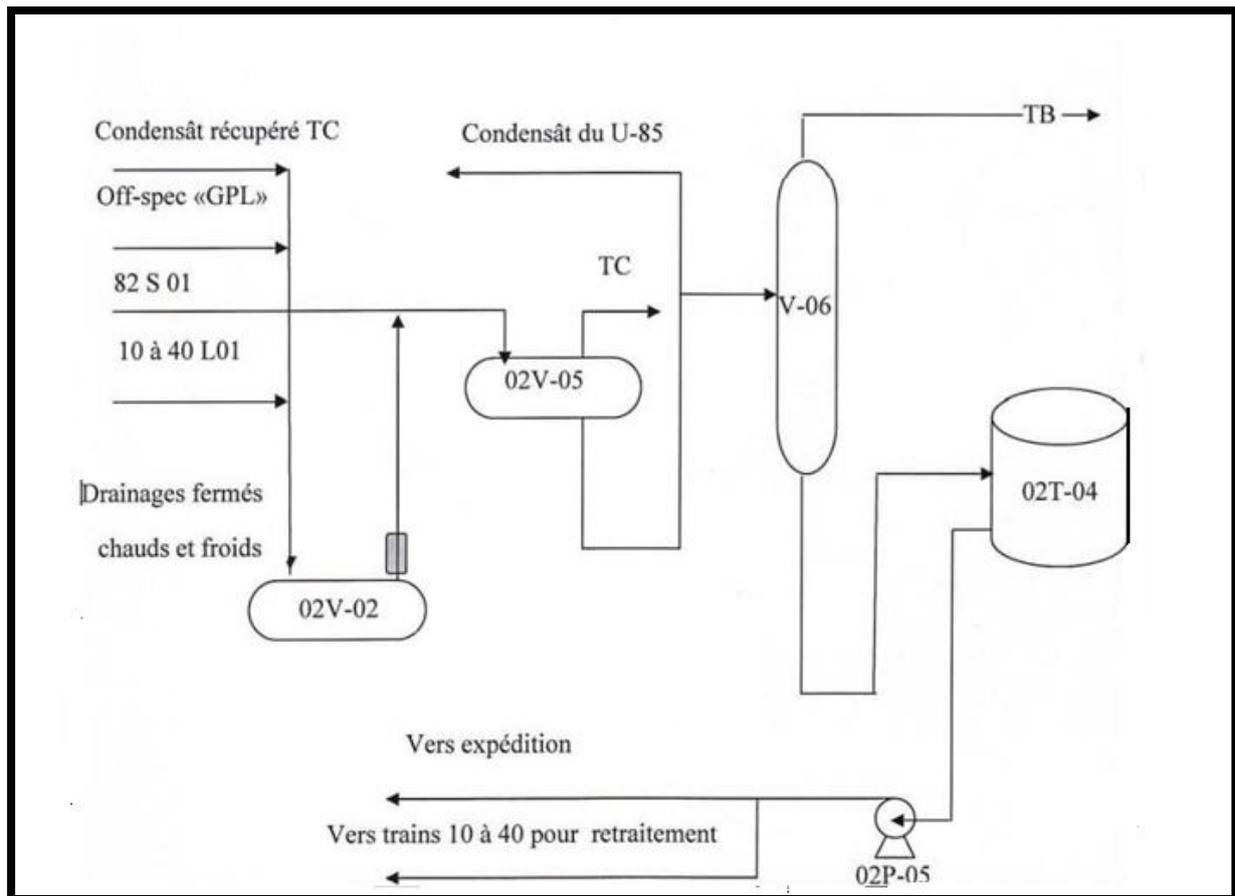


Figure I. 6:Schéma simplifié de la partie « off-spec».

Une fois le condensat est stabilisé (TVR<10 PSI), il est envoyé par les pompes 02P-05 A/B Vers l'oléoduc où il sera mélangé avec le condensat on-spec avec une production des débits d'expédition de (débit off-spec/débit on-spec) 10 à 15%. Ce condensat peut être et pour le retraitement.

I.3.5. Description des unités 10/20/30 et 40 :

Les trains de traitement 10/20/30 et 40 sont identiques, et le procédé qui mit en place est le Procédé HUDSON.

Le train 10 qui travaille en parallèle avec les unités 20.30 et 40 condense les hydrocarbures Plus lourds en refroidissant le gaz riche selon la technologie de la turbo détente.

- La condensation des hydrocarbures plus lourds dans l'usine est réalisée en refroidissant le Gaz riche selon la technologie de la turbo détente qui évite l'installation des machines Frigorifiques à fluides intermédiaires.

Chapitre I : Présentation de la région de RhourdeNouss

- Le gaz naturel est refroidi par détente isentropique dans le **T.E** en atteignant des températures plus basses et par conséquent en produisant plus Des liquides que par détente isenthalpique (effet de Joule Thomson).
- En outre le **T.E** fournit de l'énergie mécanique qui est exploitée pour ré comprimer le gaz traité, le gaz et le Condensât froids qui sortent de **T.E** fournissent les frigories pour le refroidissement de l'alimentation de l'unité.
- Les condensats ensuite fractionnés dans une colonne de stabilisation qui produit, en fond la Gazoline dont la tension de vapeur est conforme aux spécifications. La chaleur nécessaire pour rebouillir la colonne est produite par le four qui chauffe un courant de gazoline à circulation forcée.
- L'unité produit deux courants de gaz venant respectivement de l'expandeur (gaz léger) Et de flash des fluides à basse pression (gaz lourd). Le gaz venant de tête de la colonne de Stabilisation est aussi envoyé avec le gaz lourd.
- Le gaz léger est comprimé par le compresseur couple au turbo-expandeur jusqu'à la Pression de l'aspiration de la station de Boosting (unité 50).
- Le gaz lourd qui contient des hydrocarbures plus lourds est comprimé par des Compresseurs centrifuges a la pression d'aspiration de la station de Boosting.
- Deux systèmes de déshydratation de gaz sont prévus dans l'unité le premier est pour le gaz à haute pression et le deuxième est pour le gaz à basse pression.
- La déshydratation se fait dans les tamis moléculaires, qui une fois terminée la période D'absorption passe à la régénération.

Dans les points les plus froids de l'unité on prévoit la possibilité d'injecter en discontinu le méthanol pour éliminer les éventuelles accumulations d'hydrates qui pourrait se former.

Chapitre I : Présentation de la région de RhourdeNouss

I.3.6. Unité de stockage «U-83» :

Le condensat stabilisé provenant des trains 10/2030 et 40 est envoyé vers les bacs de Stockage 83-101 A/B/C :

- Les 83T-01 A/B/C sont des bacs identiques, à toit flottant, d'une capacité de 12500 M³ Chacun.

Le condensât est expédié à travers les pompes 83P-01 A/B/C qui aspirent des bacs et alimentent l'oléoduc. Il est possible d'envoyé vers les bacs 83T-01 A/B/C du condensât stabilisé provenant de l'unité 02 (condensât off-spec), ainsi de l'expédier directement à travers les pompes 02P-05A/B en le mélangeant avec le condensât on-spec. [3]

A noter que l'unité 02«coff-spec». Reçoit aussi du condensât non stabilisé de l'usine de GPL.

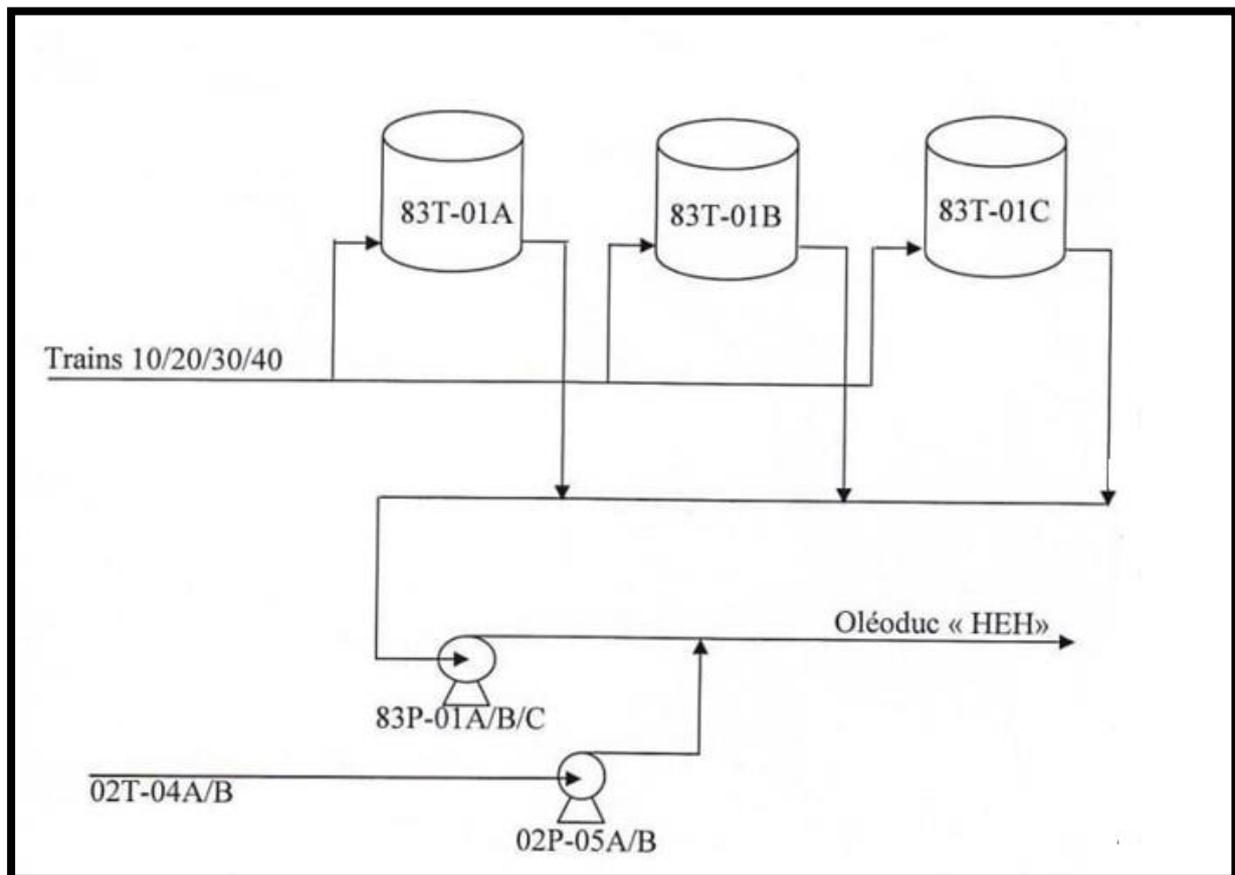


Figure I. 7: Unité de stockage « u-83».

I.4. Description générale de l'usine phase B :

L'usine de GPL est composée de :

- Trois trains de fractionnement de GPL.
- Une aire de stockage et d'expédition de GPL composée de :
 - Trois sphères de GPL on-spec de 500 m chacune
 - Une sphère de GPL off-spec de 500 m.
- Une station de compression de gaz pour restituer son énergie de pression pour le renvoyer à la phase à la même pression de départ.

L'énergie nécessaire au fonctionnement de l'usine GPL Provient de la centrale électrique de HAMERA la puissance nécessaire est de 15 MW

I.4.1. Objectif des installations :

Les installations de l'usine de GPL sont conçues pour récupérer les GPL contenus Gaz de vente produit par les installations de la phase A. [4]

Le gaz résiduaire est renvoyé aux installations de la phase A pour être dirigé vers Ou la réinjection. Quant au GPL produit, il est envoyé dans un pipeline vers HAOUDH ELHAMRA.

Le condensat résultant du fractionnement est renvoyé aux installations de la phase A.

I.4.2. La charge et les produits :

La charge de la phase B est :

- Gaz à traiter : $51.10^6 \text{STm}^3/\text{j}$.

Les produits de la phase B sont :

- Gaz résiduel : $46,2.10^6 \text{STm}^3/\text{j}$.
- GPL produit : 3986 T/j.
- Condensât produit : 611 T/j.

Chapitre I : Présentation de la région de RhourdeNous

I.4.2. Caractéristiques de l'alimentation:

Les conditions du gaz à l'entrée de l'usine de GPL sont :

- Débit cumulatif pour les trois trains : $51.10^6 \text{STm}^3/\text{j}$.
- Pression: 94,68 bar
- Température : 60°C .
- Poids moléculaire: 19,3.
- Teneur en eau: <4 ppm.

I.5. Description de l'usine de CSC :

Le Centre de Séparation et de Compression (CSC) a pour but de séparer l'huile, l'eau et le gaz provenant des 33 puits dans l'unité 500 qui sont regroupés suivant leur niveau de pression, ils sont connectés à trois séparateurs.

Les gaz provenant de la ligne de tête des trois séparateurs de différentes pressions MP (moyen pression), BP (base pression), TBP (très base pression) sont comprimés dans le système de compression, qui est de 83 bars efficace.

L'huile récupérée au séparateur TBP est expédiée au dessaleur de brut, puis elle est envoyée vers la colonne de stabilisation. Après le traitement, le brut dessalé et stabilisé provenant de la colonne est stocké dans le bac de stockage.

Parmi les objectifs de Centre de Séparation et de Compression prioritaire est la production d'huile avec une capacité de production d'huile et du gaz sont les suivantes :

- Gaz : $8,7. \text{MMSM}^3/\text{j}$.
- Huile : $939-1058 \text{Sm}^3/\text{j}$.
- Teneur en CO_2 : 1,8 mol%.
- Pression du gaz de vente : 96 bar.
- Capacité de Conception : $11 \text{MMSM}^3/\text{j}$.

I.5.1. Unités composant le Centre de Séparation et de Compression (C.S.C):

Les unités composant le centre de Séparation et de Compression sont les suivantes : [5]

- Unité 20 : Manifolds CSC, Séparateurs huile/gaz
- Unité 21 : Dessaleur et colonne de stabilisation
- Unité 22 : Stockage

- Unité 23 : Compresseurs TBP et BP/MP
- Unité 42 : Système d'injection des produits chimiques CSC
- Unité 43 : Torche et fosse de brûlage
- Unité 44 : Traitement eau de production
- Unité 45 : Gaz combustible
- Unité 50 : Eau brute / Eau de service
- Unité 62 : Système Diesel
- Unité 63 : Air instrument et air service
- Unité 64 : Azote
- Unité 69 : Traitement huile machines
- Unité 71 : Système anti-incendie

I.6. Description de l'usine de CPF (Central Processing Facility) :

L'installation CPF est conçue pour traiter 11 millions Sm³/jour de gaz (base sèche) provenant de 33 puits de production dans quatre champs dans la région de RNS.

L'usine CPF a une production nominale de 10 millions Sm³/jour et produit du gaz résiduaire sec. Le mélange multi-phase de gaz, condensat et eau entre dans le slug catcher de l'usine à une pression opérationnelle normale d'environ 40 bar, à une température d'environ 50 °C et contenant jusqu'à 8,6 % molaire de CO₂. Dans le slug catché, le gaz est séparé du Condensat et de l'eau libre.

Le gaz sec passe ensuite à travers une unité d'expansion(détente) où le condensat du gaz est séparé grâce à l'effet de refroidissement, selon les besoins, le gaz décarbonaté sec est comprimé à 96 bar et refroidi à 60°C avant d'être mélangé au gaz de retour de l'usine GPL.

I.6.1 Les différentes sections de l'unité CPF :

Le CPF est subdivisé en 6 sections :

- La séparation du mélange multiphasique (Slug Catcher).
- Le traitement du gaz.
- La combustion de BTEX avec CO₂ à 900°C puis vers l'atmosphère.
- Le prétraitement du condensat instable.
- Le traitement de l'eau produite (désuilage).
- Les utilités. [5]

I.7. Conclusion:

Dans ce chapitre nous avons présenté la région de RNS ainsi que avoir une idée générale sur le traitement du gaz, ainsi que le GPL et se familiariser avec les différents équipements utilisés dans le domaine gazier et de prendre conscience de l'importance des moyens mis par SONATRACH et découvrir le monde professionnel d'une façon générale.

Chapitre II :
Généralités et caractéristiques
de GPL

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

II.1. Introduction :

Les GPL sont largement utilisés en raison de leur simplicité de stockage et de leur transport, Sa distribution a commencé en bouteilles dans les années 1930 et s'est étendue avec le développement du stockage en citernes (ou vrac) dans les années 1960.

Aujourd'hui, les GPL sont très utilisés par les industriels mais aussi par les citoyens dans leurs activités mobiles, grâce à leur avantage écologique, en ne produisant presque pas de carbone. [6]

II.2. Historique des GPL :

Au cours du processus de croissance du marché des produits pétroliers l'ingénieur de la Riverside Oil Compagnie en Virginie (20ème Siècle) a découvert les Gaz de Pétrole Liquéfié (GPL).

En 1910, H. Stukeman réussit pour la première fois à obtenir les 658 premiers litres de GPL liquide. Cet ingénieur avait entrepris ses travaux sous l'impulsion de son directeur général, A.N. Kerr, qui dirigeait la raffinerie. Ce dernier se trouvait depuis un certain temps confronté au problème de l'évaporation des essences minérales (extraites du gaz naturel associé aux gisements de pétrole) qui étaient stockées dans des bacs à ciel ouvert. Pour limiter ses pertes, il eut l'idée de récupérer les vapeurs et d'essayer de les recondenser, ainsi étaient nés les Gaz de Pétrole Liquéfiés (GPL).

La première installation domestique au GPL C'est en 1912. . Dans la même année, la carburation automobile au GPL fit ses premiers pas. Le pré-développement de cette invention prit cependant une dizaine d'années. En 1922, les statistiques officielles font état de 417 tonnes de GPL vendues dans l'ensemble des États-Unis. Les compagnies pétrolières commencent à s'intéresser au GPL et le commercialisent dès 1927, l'impulsion est alors donnée et en 1930, vingt ans après leur découverte, la consommation de GPL aux États-Unis atteignait 32200 tonnes.

Pour l'Europe, c'est en France que débutera le GPL en 1932, en usage domestique. En revanche, le GPL carburant n'y sera autorisé qu'en 1979. [5]

En Algérie, suite à une phase d'étude et d'expérimentation entamée en 1977, la décision d'introduire le GPL carburant « Sir-gaz » est intervenue en 1983 avec l'adoption de la

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

bicarburant et la mise en place de la réglementation liée aux conditions d'utilisation et de distribution du GPL/c.

II.3. Définition de GPL :

Le terme GPL ou gaz de pétrole liquéfier est un mélange gazeux à température et de pression atmosphérique, constituée essentiellement de propane et de butane, et un peu de traces de méthane et d'éthane, il est liquéfier à faible pression (4 à 5 bar) pour faciliter son transport et stockage .[6]

II.4. Origine des GPL :

II.4.1. Fractions lourdes de l'extraction de gaz naturel :

Les champs de gaz (pour plus de 60%). En moyenne, un champ de gaz naturel fournit près de 90% de méthane (CH_4) mais aussi 5% de propane et 5 % d'autres gaz dont le butane.

Schématiquement, on refroidit le gaz naturel extrait pour en séparer les différents constituants. On obtient alors des GPL (butane et propane à l'état liquide), alors que le méthane se trouve encore à l'état gazeux, ces gaz ayant des points de liquéfaction différents. Du butane et du propane sont également récupérés lors de l'extraction de pétrole, sous forme de gaz associés dissous (d'où l'appellation de « de gaz de pétrole » liquéfiés).

Les pourcentages de butane et du propane contenus dans le gaz naturel et le pétrole brut sont très variables d'un gisement à un autre. [7]

II.4.2. Fractions légères du raffinage du pétrole :

Lors du raffinage du pétrole brut, le butane et le propane constituent entre 2 et 3% de l'ensemble des produits obtenus. Ils constituent les coupes les plus légères issues de la distillation du pétrole brut.

Ces gaz sont également récupérés à l'issue d'opérations de traitement « secondaires », après la phase de distillation. Selon sa provenance, une tonne de pétrole brut traitée produit 20 à 30 kg de GPL, dont 2/3 de Butane et 1/3 de Propane.

Au total, les GPL ne pourront dépasser 5% de la ressource mondiale en hydrocarbures

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

II.5. Caractéristiques du GPL :

Les caractéristiques des GPL sont : [8]

II.5.1. Odeur :

Les GPL sont inodores à l'état naturel, mais on doit ajouter un odorant pour des raisons de sécurité, dans des limites à des fins de commercialisation.

II.5.2. Tension de vapeur :

la TVR du GPL est de 8 et 2 bars pour le propane et le butane respectivement à 20 °C.

II.5.2. Dilatation :

II.5.3. Densité :

Aux conditions normales de température et pression, les GPL sont plus lourds que l'air, la densité du propane commercial est une fois et demie plus lourde ; et le butane commercial en phase vapeur dans l'eau peut former un mélange inflammable, c'est pour cela qu'il n'est pas tolère de négliger la moindre consigne de sécurité dans l'industrie du gaz.

II.5.4. Impuretés:

Les plus importantes sont le soufre dans le GPL, leur teneur en soufre est inférieure ou égale à 0.005% en masse et pour le propane l'eau constitue la plus importante impureté. Il est intéressant de citer que les GPL sont :

- Non corrosif à l'acier et généralement aux cuivre, alliage de cuivre ou aluminium.
- Ils n'ont aucune propriété de lubrification et cet effet doit être pris en considération lors de conception des équipements des GPL pompes et compresseurs.
- Les GPL sont incolores, que soit phase liquide ou vapeur.

II.5.5. Pouvoir calorifique :

Le GPL a un pouvoir calorifique élevé :

- Propane 12200 kcal / Nm³.
- Butane 11800 kcal / Nm³.

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

II.5.5. Température d'ébullition

Les températures d'ébullition à la pression atmosphérique sont de -6 °C pour le butane et -42 °C pour le propane.

II.5.6. Explosibilité et inflammabilité

Le GPL est un gaz explosif lorsqu'il est mélangé avec l'air ou l'oxygène, la limite d'inflammabilité inférieure du GPL est si basse, ce qui le rend très dangereux, par exemple la limite d'inflammabilité du propane est de 2.4 à 93.5 % du volume de gaz dans l'air et celle du n-butane est de 1.9 à 8.4 % du volume de gaz dans l'air.

La petite proportion de gaz dans l'air peut donner un mélange inflammable qui peut être allumé par un élément chaud ou une étincelle à une distance d'un point de fuite.

Le GPL est plus lourd que l'air il peut se déplacer à des niveaux plus bas dans son entourage, et peut former un mélange de gaz explosif, même dans les milieux aérés.

II.5.7. Toxicité physiologique :

L'aspiration de GPL en grande quantité provoquerait un effet légèrement narcotique, la concentration acceptable dans l'air est 1.000 ppm pour le propane, le butadiène et le pentane.

Lorsque le GPL s'enflamme dans l'air dont l'alimentation est insuffisante, le monoxyde de Carbone est formé suite à une combustion incomplète, une attention attentive devra être portée à la ventilation. [8]

La chaleur latente de GPL est comme suit :

- Propane 84.78 kcal/kg à 15.6 °C .
- N-butane 90.01 kcal/kg à 15.6 °C .

II.6. Caractéristiques du Butane et du Propane commerciaux :

Le Propane et le Butane commercialisés ne sont pas des produits chimiquement purs mais ce sont des mélanges d'Hydrocarbures répondant à des spécifications officielles bien définies.

Ces deux produits commerciaux sont très différents les uns des autres. Ces différences concernent la :

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

- Tension de vapeur
- Poids spécifique
- Les propriétés antidétonantes sont très sensibles aux variations de la température ambiante.

II.6.1. Le Butane commercial :

Le Butane commercial est essentiellement constitué d'Hydrocarbures en Butane, avec moins de 19% (volume) de Propane. La masse volumique de butane doit être égale ou supérieure à 0,559 kg/l à 15 °C (0,513 kg/l à 50°C). La pression de vapeur maximale sera 6,9 bars à 50 °C, et le point final d'ébullition inférieur ou égal à 1 °C.

II.6.2. Le propane commercial :

Le Propane commercial est défini comme un mélange renfermant environ 90% en volume de Propane, sa masse volumique doit être supérieure à 0,502 kg/l à 15 °C (soit 0,443 kg/l à 50°C).

- La pression de vapeur à 37,8 °C est comprise entre 8,3 bar, ce qui correspond à un intervalle de (11,5 -19,3 bars à 50 °C).
- La teneur en soufre est limitée en masse. Le test d'évaporation doit conduire à un point final d'ébullition inférieur ou égal à -15 °C. [7]

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

Tableau II- 1:Caractéristiques du Butane et Propane commerciaux. [7]

	Butane Commercial	Propane Commercial
PCS (Pouvoir calorifique supérieur)	49,4MJ/ kg 120,5MJ/m ³ à15°C et 1013mbar	49,8 MJ/ kg 93, 3MJ/m ³ à 15 °C et 1013mbar
PCI (Pouvoir calorifique inférieur)	45,6MJ /kg 109,6MJ/m ³ à15°C et 1013mbar	46,0MJ /kg 85,3 MJ/ m ³ à 15 °C et1013mbar
Pression de vapeur à 20°C	2,9	9,6
Pression de vapeur (bar)à 50°C	6,6	12,9
Température maximale de l'air	1920	1920
La flamme (°C) de l'oxygène	2800	2820

Dans le tableau suivant en représente les principales propriétés des GPL commerciaux.

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

Tableau II- 2:Résumé général des caractéristiques des GPL commerciaux. [7]

CARACTERISTIQUES	BUTANE COMMERCIAL	PROPANE COMMERCIAL
Nom Chimique	Butane	Propane
Formule Empirique	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₈
Composition de la substance	83% ^o C et17%H	82% ^o Cet18% H
Masse volumique moyenne : à l'état liquide à 15°C A l'état gazeux de15°Cet1013mbar	0,58kg/dm ³ 2,44kg/m ³	0,51kg/dm ³ 1,87kg/m ³
Densité par rapport à l'air	2,07	1,56
Température d'ébullitionà 1013 mbar	-0,5°C	-42°C
Pression de vapeur relative à-5 °C à+15 °C	0,8bar 1,7bar	5,2bar 7,5bar
Chaleur la tentede vaporisation à 15°C / kg	362 Kj/100,5 Wh/86,5 kcal	356 Kj/98,8Wh/ 85 Kcal
Pouvoir comburivore	29,5m ³ /m ³	24,8m ³ /m ³
Limite d'inflammabilité dans l'air inférieure supérieure	1,8% 8,8%	2,4% 9,3%
Composition théorique des produites d'une Combustion neuter (eau condensée) CO ₂ N ₂	14% 86%	13,7% 86,3%
Température d'auto-inflammation	510°C	490°C
Vitesse de combustion	30cm/sec	30cm/sec
Température de décomposition	400-435 °C	425-460 °C

II.6.3. Propane l'hiver, Butane l'été :

Le butane se liquéfiant à une température plus élevée que le propane (autour de -5°C contre -39°C), par temps froid, un mélange riche en butane aura du mal à se vaporiser, rendant la combustion difficile, voire impossible. C'est pourquoi les distributeurs proposent des GPL ayant une plus forte proportion de propane l'hiver et de butane l'été. [6]

II.7. Application du GPL :

Dans notre monde l'utilisation de GPL est devenue très vaste. Parmi ces utilisations le transport de l'ordre de 5%.et essentiellement la pétrochimie avec 25 %et 70% dans le secteur des combustibles.

La demande mondiale de GPL continue à grandir progressivement, que ce soit pour la pétrochimie ou pour leurs utilisations traditionnelles en tant que combustibles, parmi les utilisations des GPL, on peut citer par ordre d'importance: la combustion, les carburants, la production d'électricité, la pétrochimie, etc.

II.7.1. Combustion :

La combustion c'est un phénomène très important de ces gaz. Ils sont utilisés dans la vie domestique, la cuisine, l'eau chaude, le chauffage et dans la vie artisanale. La répartition de la demande des GPL comme combustible est très variable d'un continent à l'autre, et d'un pays à l'autre.

Aux États-Unis, la demande est orientée vers le domestique tertiaire du fait de la concurrence du gaz naturel, mais la demande globale des GPL reste croissante.

Par contre Le marché japonais présente une particularité forte d'utilisation des GPL comme gaz de ville. Ce créneau devrait constituer le secteur le plus dynamique de la croissance des GPL, car le coût d'approvisionnement de l'île en gaz naturel est élevé, donc il y a des débouchés importants pour les GPL dans ce secteur.

Le GPL apportent une excellente qualité de combustion et possèdent un haut pouvoir calorifique, il s'agit de la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète sous pression atmosphérique, en terme de quantité de chaleur dégagée. [7]

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

Le tableau suivant illustre l'équivalent de la puissance énergétique de GPL par rapport aux autres combustibles.

Tableau II- 3:Puissance énergétique des GPL par rapport aux autres combustibles. [9]

1KG de propane équivalent à				
Bois 3à 6 kg	Charbon 1,5kg	Fioul 1,29litre	Gaznaturel 1,16m ³	Electricité 13,8kWh

II.7.2. Production d'électricité:

Parmi les différents secteurs d'utilisation des GPL, la génération d'électricité pourrait constituer un secteur de développement et de promotion importante.

Le parc de production électrique en Algérie à été développé avec l'utilisation du gaz naturel comme unique et principal combustible.

Les GPL n'ont pas été introduits jusqu'ici dans la génération électrique ni en tant que combustible de base, ni en tant que combustible de secours en dépit des recommandations du modèle national de consommation énergétique.

Ce pendant la pénétration des GPL dans la génération électrique pourrait être important si les conditions de nature économique ou finance venaient à être favorable, les marchés ciblés à cet effet, et qui sont attractifs pour la GPL devrait être les marchés où le gaz naturel est inaccessible. [8]

II.7.3. GPL dans la climatisation

La détente de GPL est utilisée pour la construction des réfrigérateurs et des climatiseurs (moyenne capacité) comme fluide caloporteur du fait de ces caractéristiques thermiques importantes. [9]

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

II.7.4. GPL dans la pétrochimie :

La production mondiale des GPL sont destinés à l'industrie pétrochimique dans le but d'obtenir des produits finaux ou des produits semi finaux pour les autres industries chimiques.

La production d'une gamme de dérivés d'Hydrocarbures à partir de ces produits liquéfies. Les GPL sont utilisés comme combustible essentiellement dans les secteurs résidentiels et commerciaux, dans laquelle 18% des GPL consommés en pétrochimie et 10% en Ethylène.

On trouve parmi les principaux produits qu'on peut obtenir à partir de la transformation des GPL ; le Propane, le n-Butane et l'iso-Butane

II.7.5. GPL dans les ménages :

Le butane et le propane qui sont obtenu par la séparation du GPL ont une grande importance dans les ménages : [10]

- Le butane est utilisé principalement dans le secteur domestique pour la cuisine et le chauffage, la consommation nationale représentée l'équivalent de 11millions de bouteilles de 13 kg en 1996.
- Le propane est utilisé comme combustible et de réfrigération dans les unités industrielles. la consommation nationale du GPL est représentée de 4,8%.

II.7.6. GPL comme carburant :

Le GPL / C est adopté sous le nom commercial « SIRGHAZ ». Dès 1912, aux USA le GPL/ C alimentait les voitures, mais cette innovation est restée sans lendemain. Actuellement de nombreux pays possédant une flotte de véhicules roulant au GPL/C, ce sont principalement : Pays-Bas, Japon, Italie, Allemagne, Grande Bretagne

L'octane élevé du GPL/C permet leur substitution à l'essence sans modification du moteur. L'utilisation des véhicules GPL/C, car il produit moins de CO₂ et de CO, il ne contient pas de Plomb L'introduction massive du GPL/C en Algérie est aujourd'hui une option stratégique, d'une part en raison de l'accroissement de la demande nationale en carburant et d'autre part pour des raisons environnementales cruciales. [7]

Les dernières données de pollutions comparées (en g/km dégagés par un véhicule léger) sont représentées dans le tableau suivant :

Tableau II- 4:Données de pollutions des différents combustibles. [11]

Pollution en g/km	GPL	Essence	Diesel	GNV
CO ₂	140	190	100	115
CO	0,6	2	2	0,52
NO ₂	0,1	0,4	0,8	0,05
Comp-org	0,15	0,3	0,3	0,27
Particules	—	0,01	0,2	—
Benzène(mg/km)	—	1	4	—

II.7.7. Avantages écologiques du GPL carburant sont :

Le GPL dans le secteur du transport est surtout lié aux préoccupations environnementales ; en effet ce produit présente des caractéristiques non polluantes par rapport aux autres carburants.

- Il est très peu polluant : absence de plomb tétra-éthyle, soufre ou de monoxyde de carbone
- Absence d'additifs
- Indice d'octane élevé, supérieur à celui de l'essence
- Durée de vie du moteur du véhicule plus longue
- Moins cher que l'essence

II.8. Procédés d'extraction des GPL :

Les procédés de traitement du gaz sont multiples et le choix de l'un des procédés se base sur les critères suivant :

- Quantité de l'effluent brut
- Taux de récupération des hydrocarbures liquides
- Le coût d'investissement.

Parmi les différents procédés de traitement de gaz, nous allons citer les deux procédés suivants :

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

II.8.1. Procédé Pritchard :

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

Le principe de fonctionnement du procédé s'articule sur les quatre étapes présentées par le schéma suivant :

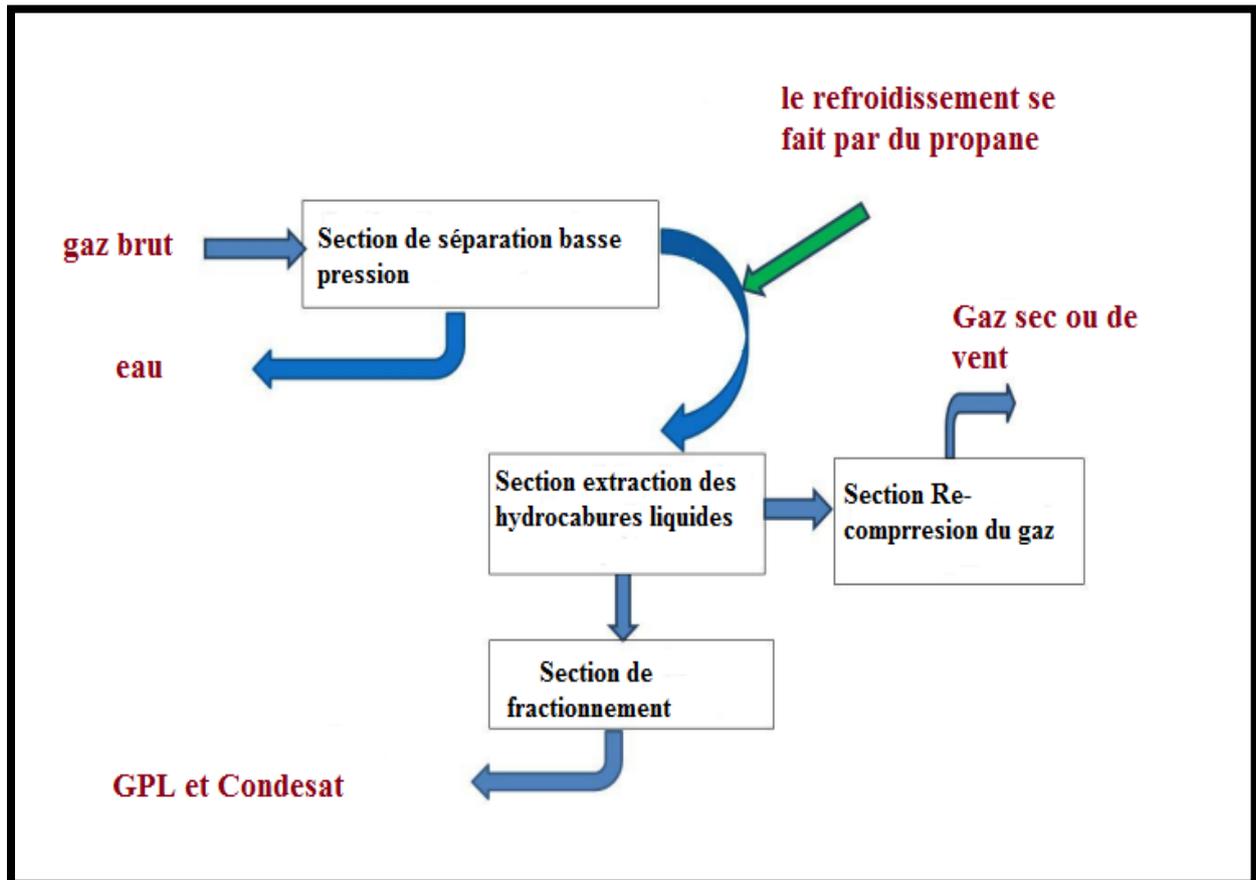


Figure II. 1:Les étapes du procédé PRITCHARD

II.8.2. Procédé Hudson :

Cependant ce procédé basé sur le refroidissement du gaz par échange thermique et par une série de détente complétées d'une détente à travers une machine appelée « Turbo-Expander » qui permet d'atteindre un niveau de température de -38°C .

Le procédé Hudson est très performant car il permet une grande récupération des hydrocarbures liquides. Aussi ce procédé s'articule sur quatre étapes présentées par le schéma suivant

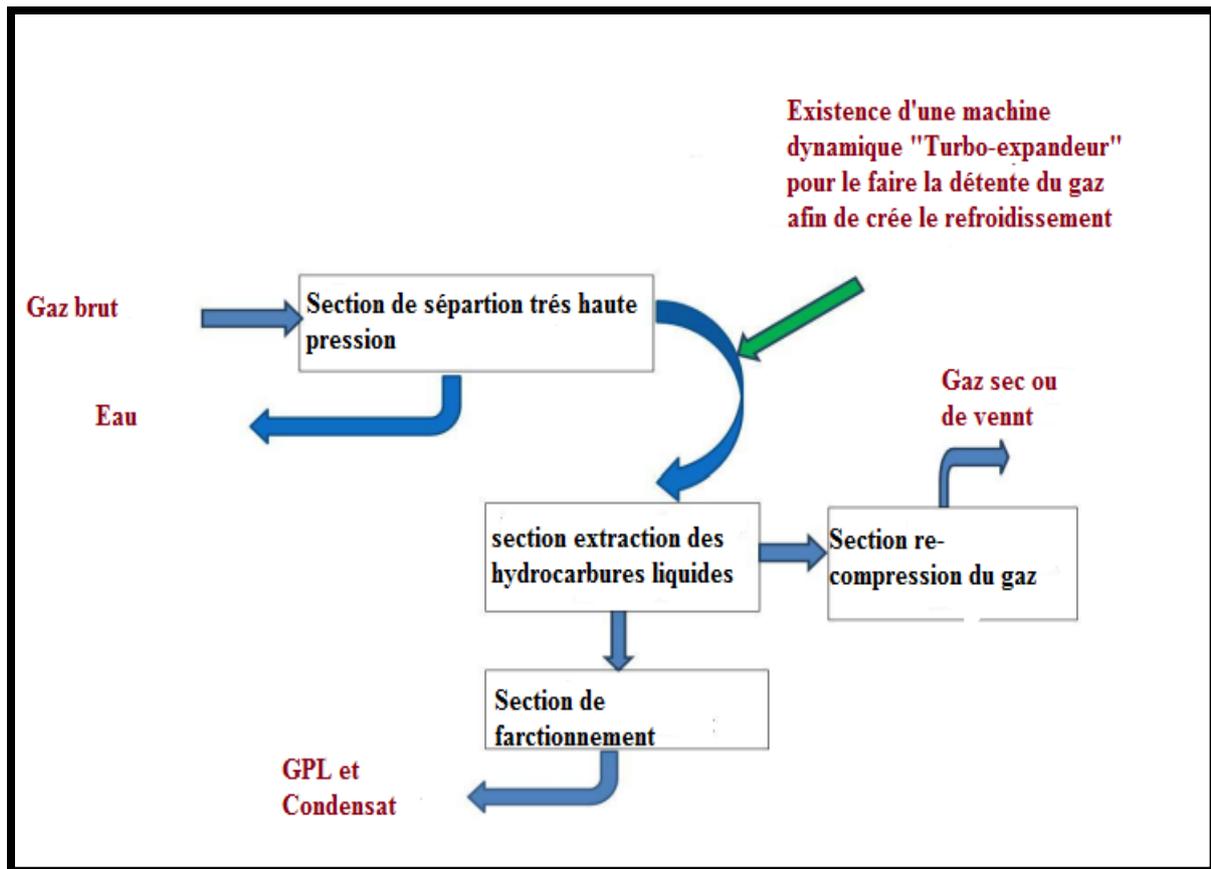


Figure II. 2:Les étapes du procédé HUDSON

Vu le changement des paramètres d'entrée de l'unité notamment la pression qui est devenue très basse pour donner suite au déclin de potentiel de production des puits qui a pour conséquence un fonctionnement instable de l'unité surtout pour le cas de la section de refroidissement par détente à travers les turboexpandeur et la section de compression du gaz de vente où les turbocompresseurs fonctionnent en recyclage ouvert.

II.8.3. Procédés mixtes :

Ce sont les procédés les plus utilisés car ils utilisent une mixture entre le procédé PRITCHARD et le procédé HUDSON. Une vanne de détente Joule-Thomson ainsi qu'une machine dynamique (TURBO-EXPANDER) sont utilisées en plus d'une boucle de propane pour le refroidissement ce qui leur permet d'atteindre des températures plus basses allant jusqu'à -66°C . [12]

Dans ces procédés la séparation du gaz de ses impuretés est plus efficace.

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

II.9. SONATRACH et le gaz :

SONATRACH (« Société Nationale pour la Recherche, la Production, le Transport, la Transformation, et la Commercialisation des Hydrocarbures ») est une compagnie étatique algérienne pétrolier et gazier est classé 1ère en Afrique et 12ème dans le monde en 2018. Créé le 31 décembre 1963, la compagnie intervient dans l'exploration, la production, le transport par canalisations, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés.

Hassi R'mel, l'un des plus grands gisements de gaz au monde ; Mais aussi Ain Salah, Ohanet, Tin Fouyé Tabenkort, Rhourde Nouss, Hamra et Alrar pour ne citer que les plus importants. Ces réserves gazières représentent 56 % du total des réserves en hydrocarbures.

Une production brute de 150 milliards de m³ de gaz en 2006, soit près de 62 % de la production totale d'hydrocarbures. Une production commercialisée nette de près de 81 milliards de m³ de gaz, dont 66% provenant du champ de Hassi R'mel. SONATRACH est la 4ème société exportatrice mondiale de GNL (gaz naturel liquéfié) et la 2ème de GPL (gaz pétrole liquéfié).

SONATRACH pionnière dans le GNL, dispose aujourd'hui de quatre complexes de liquéfaction du gaz naturel : trois (03) à Arzew (GL1Z, GL2Z et GL4Z), un (01) à Skikda GL1K (gaz liquéfié Skikda). SONATRACH signe une série de contrats d'approvisionnement en GN et GNL avec différents clients en Europe et aux Etats- Unis. Une nouvelle impulsion est ainsi donnée aux exportations de GNL. [11]

II.10. Production locale du GPL (ALGERIE) :

II.10.1. Industrie des GPL en Algérie :

L'Algérie pays pétrolier et gazier, possède une industrie de GPL très importante, sa production a suivi une croissance soutenue en raison de l'intérêt suscité chez les pays industrialisés pour cette forme d'énergie idéale pour la protection de l'environnement.

En 1984, l'Algérie importait du butane en période de pointe. Depuis cette date et suite, à la mise en service du complexe GP-1Z la production nationale est largement excédentaire par rapport à la demande du marché national. [10]

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

Quelques chiffres peuvent illustrer cette dynamique. La production est passée de 5.05 millions de tonnes en 1996 à plus de 7.3 millions de tonnes en 1998. Un pic de 12.5 millions de tonnes a été atteint en 2006 grâce aux projets qui ont été mis en service.

II.10.2. Offre nationale des GPL :

La majeure partie des GPL provient des champs pétroliers (79%), l'autre partie est produite au niveau des raffineries de pétrole de Skikda, Alger et Arzew (10 %) et des Complexes de la liquéfaction de gaz naturel de la SONATRACHGL2Z et GL1K (11%). L'offre du GPL est localisée essentiellement dans :

- La région ouest à Arzew avec 87%.
- La région de Skikda 9%.
- Au sud 2%.
- Dans la région centre 2%.

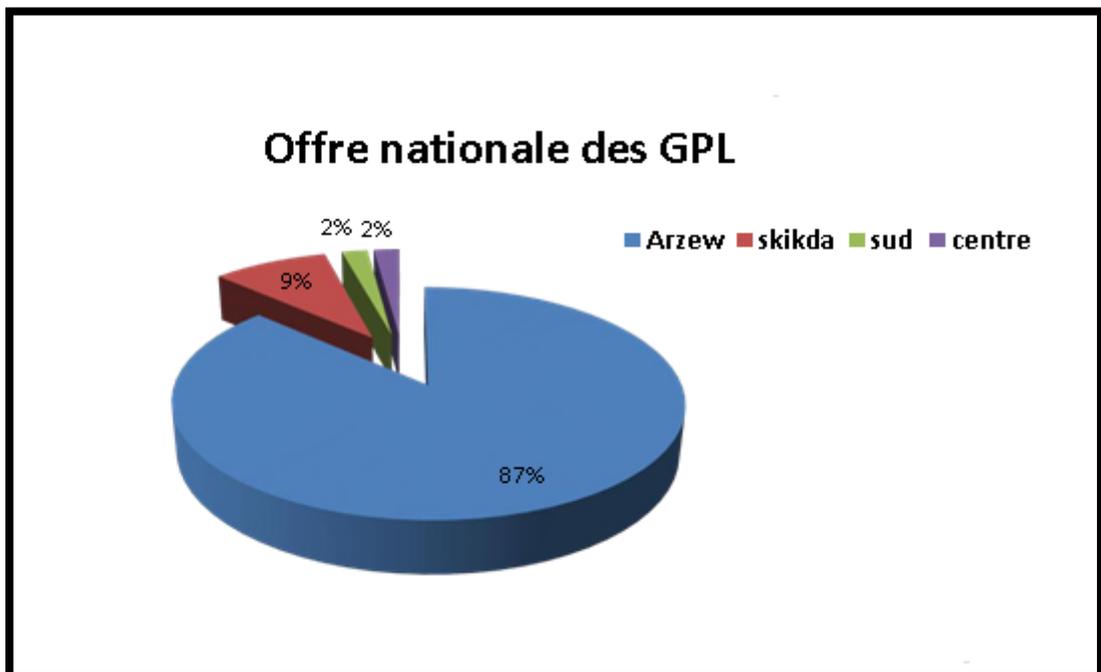


Figure II. 3:Offre nationale des GPL. [10]

II.11. Description de l'usine de GPL de RNS :

II.11.1. Train de fractionnement du GPL:

Le gaz d'alimentation provenant des cinq trains de traitement de condensât (93 bar à 60°C) se divise en trois branches pour alimenter les trois trains. Un régulateur de pression avec biais permet de contrôler la répartition des charges entre les trois trains. Le gaz alimentant chaque train de GPL se divise en deux courants : le premier courant passe dans l'échangeur E-01 afin d'être refroidi à -1,5°C en échangeant de la chaleur avec le courant de gaz froid provenant du séparateur de sortie du turbo-expandeur (V-09) et le deuxième courant va vers l'échangeur E-02 à -5°C en échangeant de la chaleur avec le courant de gaz froid provenant du ballon de tête du dééthaniseur V-10. Environ 90 % du débit d'alimentation passe par l'échangeur E-01. Les deux courants de gaz se rejoignent et sont refroidis dans l'échangeur E-03 par le liquide froid en provenance du séparateur de sortie du T.E (V-09). La température de sortie de E-03 est régularisée automatiquement à -15°C en ajustant le by-pass du gaz chaud (TV 0051). Le gaz refroidi est dirigé vers le séparateur d'entrée du T.E (V-08) où le liquide présent dans le courant est séparé du gaz lequel va alimenter l'expandeur.

Aux conditions de fonctionnement normales, aucun liquide ne devrait être collecté. Du liquide sera produit seulement lorsqu'une quantité plus importante de condensât sera laissée dans le gaz par les trains de récupération de condensât.

Le débit d'alimentation du train est régularisé par le débit à l'expander. L'expander opère en régulation de débit régularisé, dont le point de consigne est ajusté par la pression à l'entrée du manifold de l'usine du GPL. T E fonctionne avec une chute de pression d'environ 53 bars et une chute de température de 38°C (opère à 40 bar (a) et -53°C à la sortie).

L'effluent bi-phasique de l'expander est séparé dans le séparateur de sortie de l'expander (V-09). Les gaz sont ensuite réchauffés dans le condenseur de tête du dééthaniseur (E-06) à -38°C et l'échangeur primaire gaz/gaz (E-01) à 50°C avant d'être repris par le turbocompresseur.

A la sortie d'E-06. Une petite fraction du gaz (environ 1,5 %) se dirige vers E-11 pour refroidir à 45°C le GPL produit. Ce gaz se combine avec le gaz sortant de la calandre d'E-11 et se dirige vers le turbocompresseur. Le gaz de refoulement du turbocompresseur (EC-01), refroidi à 45°C dans AE-03, est repris par les compresseurs de gaz de vente (C-01) qui comprime les gaz à la pression de gaz de vente soit 94 bar(a) à la limite de l'unité.

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

L'optimisation de la dimension des compresseurs de surpression et des compresseurs de gaz de vente avec le pourcentage de récupération des GPL, combinée avec cette contrainte de 94 bar(a), a permis de fixer la pression de sortie du turbocompresseur à 50 bar(a). La pression de sortie du turbocompresseur étant fixe, la pression et la température de sortie du T E se trouvent par conséquent fixées tout comme le taux de récupération des GPL.

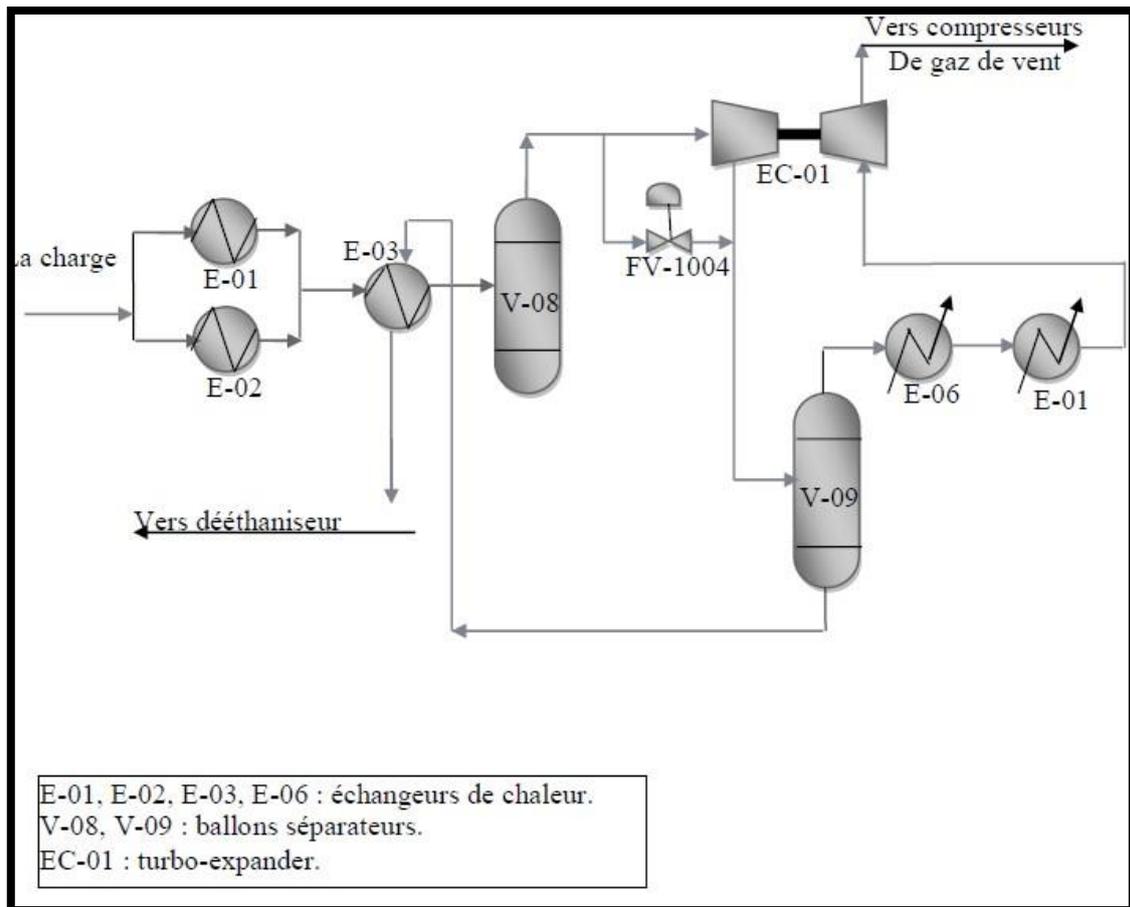


Figure II. 4:Section de refroidissement et de séparation.

L'effluent liquide du V-09, réchauffé à -5°C par l'échangeur E-03, alimente, par régulation de niveau, le dééthaniseur (T-01) au niveau du 14^e plateau. Le dééthaniseur contient 35 plateaux.

L'effluent de tête du dééthaniseur ($-19,8^{\circ}\text{C}/29$ bar (a)) se condense partiellement à $-36,5^{\circ}\text{C}$ dans le ballon V-10 en passant par l'échangeur E-06. Les non condensables en tête du dééthaniseur sont réchauffés à 53°C au travers d'E-02, repris par les compresseurs de surpression (C-02) qui les compriment à 50 bar(a) et combinés avec le gaz du compresseur de l'expander (EC-01). Le gaz sec combiné est ensuite comprimé à 95 bar (a) par les

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

compresseurs de gaz de vente (C-01) et dirigé vers la phase A pour être véhiculé vers la vente ou vers les unités de réinjection.

Le liquide du ballon de reflux V-10 retourne vers la colonne par régulation de niveau par les pompes de reflux P-03/ A/B. aucun produit liquide n'est soutiré de ce ballon de tête.

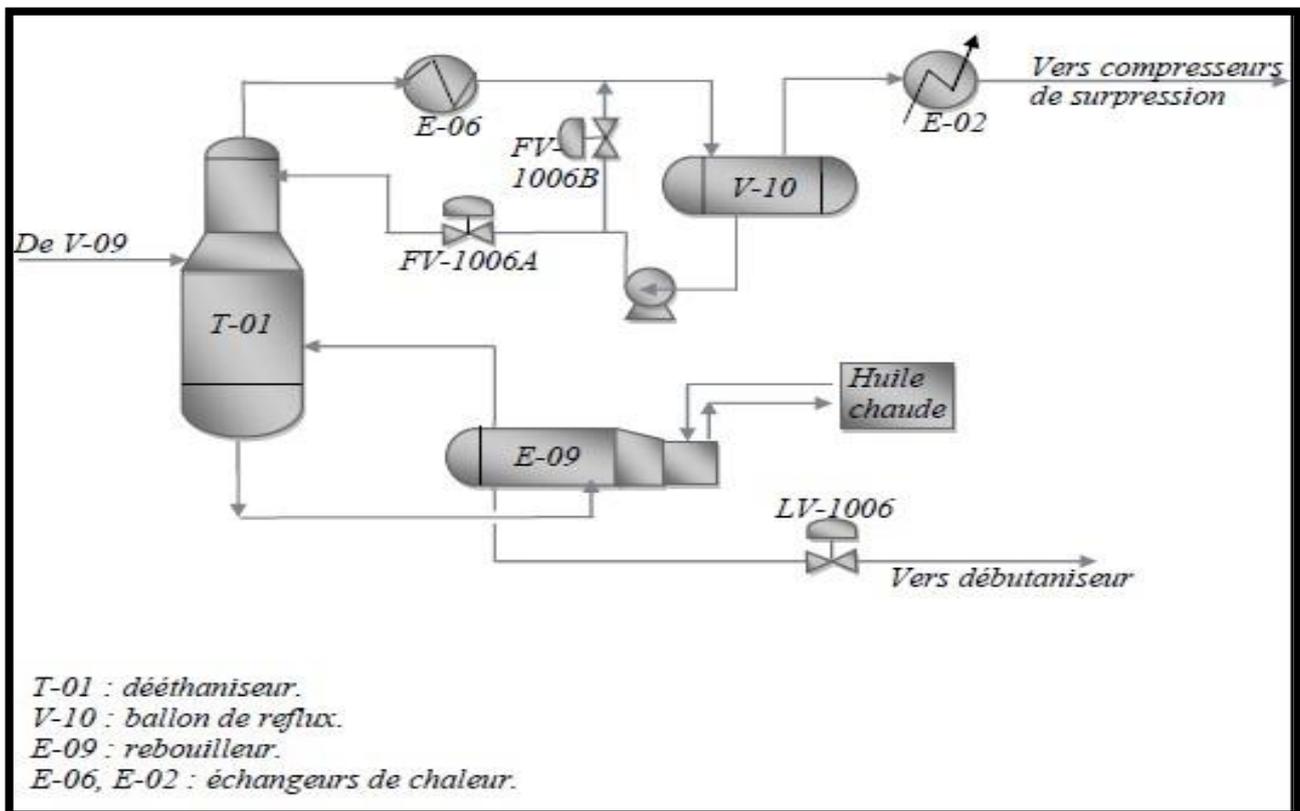


Figure II. 5:Section de fractionnement par dééthaniseur.

La charge thermique requise pour la séparation dans le dééthaniseur est fournie par un circuit d'huile chaude propre à chaque train. L'huile, chauffée dans un four (H-203) à 250°C, est utilisée pour assurer le rebouillage de la colonne à 99°C par E-09. Le rebouilleur est un thermosiphon à circulation naturelle dont le soutirage du produit se fait du rebouilleur. Le produit liquide de dééthaniseur alimente par régulation de niveau, le 15eme plateau du débutaniseur.

La teneur en GPL dans le gaz de tête du dééthaniseur est régularisée par la température de fonctionnement du ballon de tête (V-10). Cette dernière n'est pas régularisée directement et dépend de la température de sortie du turbo-expandeur qui dépend de la pression de sortie du turbocompresseur et de l'état du train de frigorie en aval de l'expandeur.

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

La teneur en gaz dans le GPL est régularisée en maintenant une température de rebouillage de 80°C au 30e plateau de la colonne en ajustant le débit d'huile chaude vers le rebouilleur E-09.

Le débutaniseur (T-02), opérant à une pression inférieure (15 bar(a) en tête) à celle du dééthaniseur. Aucune préchauffe n'est requise pour vaporiser une partie de l'alimentation. Le débutaniseur contient 35 plateaux. L'effluent de tête (66°C/15 bar a) se condense totalement dans le ballon V-11 à 53 °C en passant par l'aéroréfrigérant AE-02. La condensation étant complète. La pression dans le ballon de tête V-11 est régularisée par un by-pass chaud (PV-1035B) autour de EA-02, par une vanne de régulation (PV-1035A) vers la torche et l'ajustement du taux de condensation en variant l'angle des pâles des ventilateurs (HIC-1037) de AE-02. Une fraction du liquide du ballon de tête. V-11 est utilisé comme reflux par régulation de débit et le reste est envoyé au stockage par régulation de niveau comme produit GPL après avoir été refroidi à 45 °C dans E-11.

La charge thermique requise pour la séparation dans le débutaniseur est fournie par un circuit d'huile chaude propre à chaque train. L'huile, chauffée dans un four à 270°C, est utilisée pour assurer le rebouillage de la colonne à 153°C par E-10. Le rebouilleur est un thermosiphon à circulation naturelle dont le soutirage du produit se fait du rebouilleur. Le produit liquide du débutaniseur est refroidi à 55°C via l'aéroréfrigérant EA-05 avant d'être envoyé vers l'aire de stockage de phase A.

Dans le meilleur des cas, le condensât produit aura une TVR de 15,7 psi à cause de la richesse du produit en iC5.

Dans ce fait pour des raisons de sécurité. Il est prévu de diriger le condensat dans le circuit hors norme lors des perturbations des unités de GPL

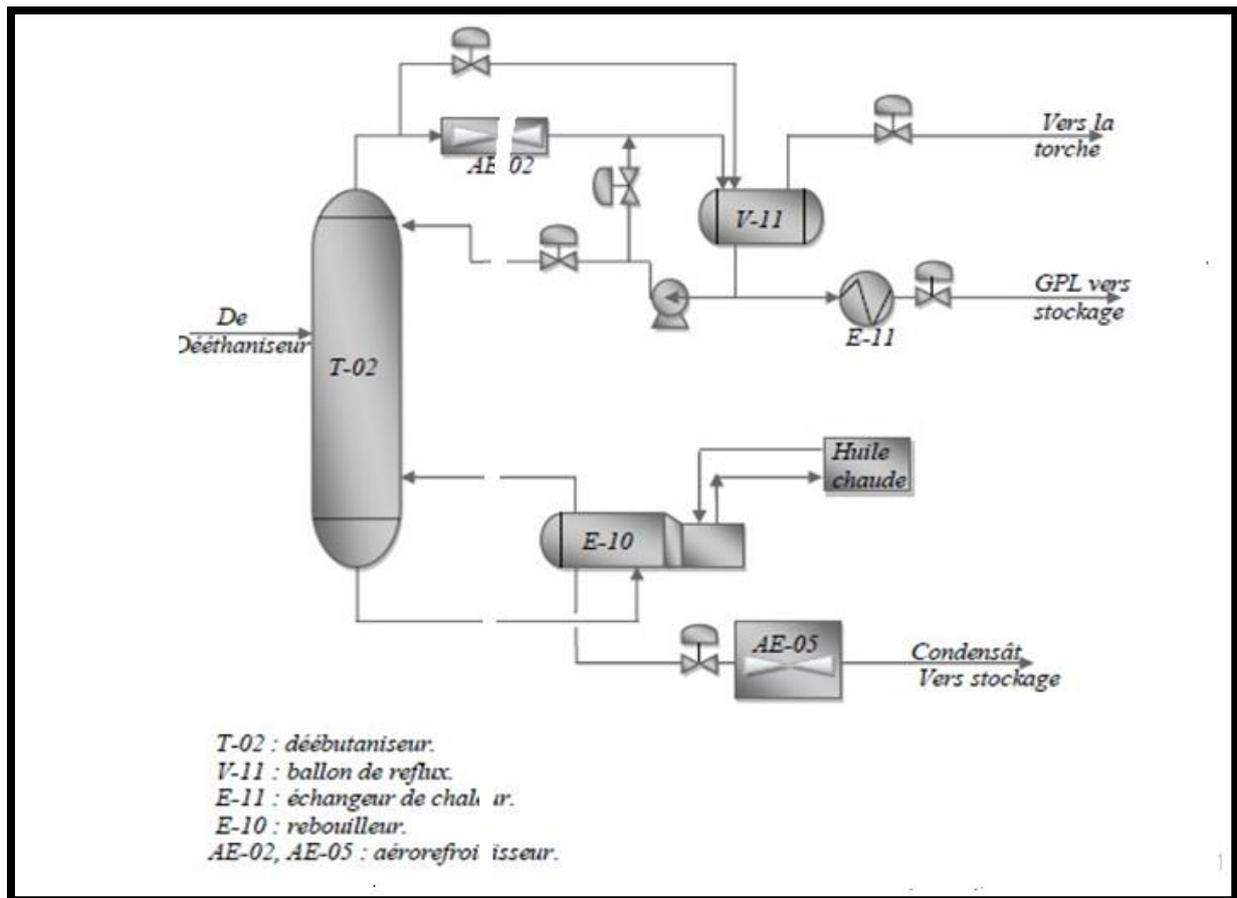


Figure II. 6:Section de fractionnement par débuteur

Le reflux du débuteur sera ajusté, selon le bilan-matière, pour obtenir la teneur en C5+ requise dans le GPL. La teneur en GPL dans le condensât (et sa TVR) est ajustée en contrôlant la température de rebouillage à 141°C au 30^e plateau de la colonne en contrôlant le débit d'huile chaude vers E-10. [5]

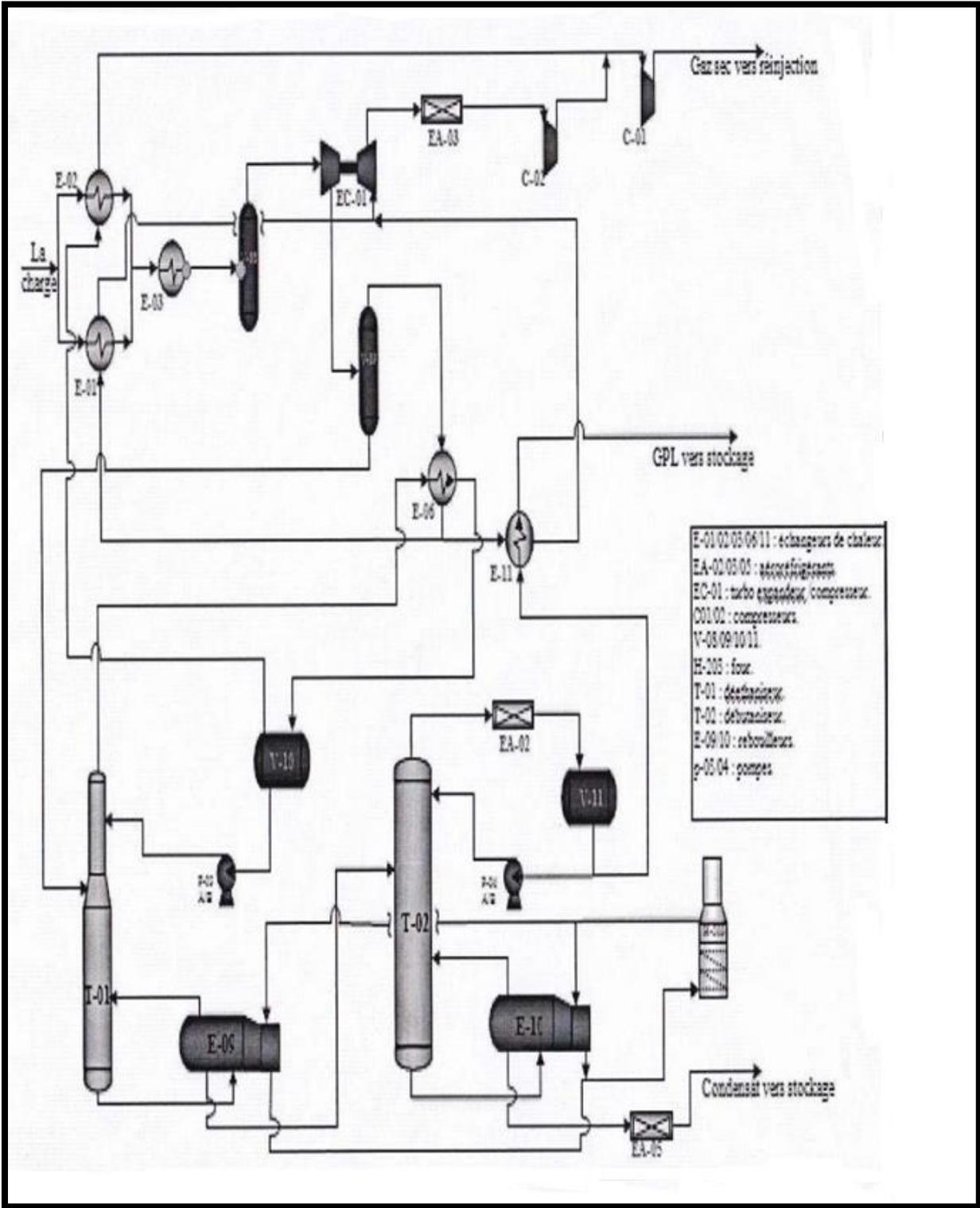


Figure II. 7:Schéma de procédé de l'usine de GPL de ROURDE NOUSS.

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

II.11.2. Mode de fonctionnement :

L'usine de GPL a été conçue pour un mode d'exploitation normal à l'aide du **T.E**/compresseur. Toutefois, l'unité peut opérer avec le **T.E**/compresseur à l'arrêt, le débit de l'usine passant alors par la vanne Joule-Thomson FV-1004.

La pression en aval de la vanne Joule Thomson est déterminée par la pression d'aspiration du compresseur du gaz de vente, soit 50 bar (a) plus la chute de pression à travers l'équipement. Puisque le différentiel de pression dans le turbocompresseur étant d'environ 12.1 bar, la chute de pression au travers de la vanne Joule Thomson doit être inférieure à celle du turbo-expander d'où une température plus élevée à la sortie de la vanne **J.T**. De plus, la détente dans une vanne est considérée comme un phénomène isenthalpique (à la même enthalpie) et la détente dans un **T.E** comme isentropique (à la même entropie).

Finalement, la température du gaz froid étant plus élevée dans le mode Joule Thomson et la surface de transfert étant constante dans les échangeurs de chaleur, la température du gaz brut à l'entrée de la vanne **J.T** sera donc plus élevée. Ainsi, la récupération des liquides est réduite dans le mode Joule Thomson, car la température dans le séparateur de sortie du turboexpander est plus élevée comparativement au mode de fonctionnement **T.E**.

En utilisant les caractéristiques des équipements conçus pour le mode turboexpander, des simulations ont permis d'estimer la capacité en mode Joule Thomson à environ 76 % de la capacité de conception dans le mode **T.E**. Le mode de fonctionnement **J.T** permet de récupérer environ 930 t/jour de liquide GPL en spécification. [4]

II.11.3. Pipelines :

La liaison entre l'usine existante et la nouvelle usine GPL est faite à l'aide de deux gazoducs de 36'', conçus pour une pression de 96 bar cette pression est différente de la pression de calcul de l'usine GPL (92 bar) car les pipelines font partie d'un système conçu à une pression supérieure. Par contre, la pression d'équilibre de l'ensemble est de 94 bar d'où la nécessité d'installer des soupapes de sûreté à l'entrée et à la sortie des trains de GPL.

II.11.4. Section Commune :

La section commune de l'usine GPL fait référence aux compresseurs de l'usine. Il y a deux types de compresseurs : les compresseurs de surpression C-02 A/B/C entraînés par des moteurs électriques et les compresseurs de gaz de vente C-01 A/B/C entraînés par des

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

turbines à gaz. Chaque compresseur est équipé d'un ballon d'aspiration. D'un post-refroidisseur et d'un système anti-pompage.

II.11.5. Compresseurs de surpression :

Il y a trois compresseurs de surpression : deux en fonction et un en attente avec un verrouillage empêchant le démarrage de la machine en attente sans l'arrêt de l'une des machines en service afin de limiter la consommation électrique.

Les compresseurs de surpression reprennent les gaz de tête du dééthaniseur jusqu'à une pression de 50 bar(a) pour les mélanger au gaz du compresseur de l'expandeur avant que le tout soit comprimé par les compresseurs de gaz de vente jusqu'à 95 bar(a) pour en permettre le retour aux installations existantes pour vente ou réinjection.

Chaque compresseur est muni d'un épurateur d'aspiration (V-12) et d'un post refroidisseur (AE- 06) afin de refroidir les gaz comprimés à 55°C. Un système anti-pompage et un répartiteur de charge sont également fournis.

II.11.6. Compresseurs de gaz de vente :

Les trois compresseurs de gaz de vente sont tous en fonction reprennent les gaz des turbocompresseurs des trains de GPL ainsi que le refoulement des compresseurs de surpression et les compriment à 95 bar .La pression de refoulement du compresseur doit être de 95 barallouant une perte de charge de 1 bar pour le refroidisseur de sortie, la tuyauterie, les vannes, etc. afin d'obtenir 94 bar à la limite de l'unité GPL.

Chaque compresseur est menu d'un épurateur d'aspiration (V-13) et d'un post refroidisseur (AE-04) afin de refroidir le gaz comprimé à 60 °C. D'un système anti-pompage et de répartition de la charge est également fourni. Les turbines sont propulsées par du gaz combustible haute pression.

II.11.7. Stockage de produit GPL :

Le stockage de produit GPL répondant aux spécifications consiste en trois sphères de 500 m³ chacune, 900-TK-101A/B/C, reliées aux trois pompes de pipeline 900-P-101A/B/C. les trois sphères sont exploitées en mode de vase communicant c'est à dire que les écoulements des trois trains sont combinés et dirigés vers les trois sphères. De même, les pompes prennent aspiration des trois sphères simultanément. Ainsi, deux pompes en parallèle seront en fonction et la troisième est gardée en réserve.

Chapitre II : Généralités et caractéristiques de GPL

Une quatrième sphère de 500 m³, 900-TK-102, reliée aux deux pompes de transfert, 900-P-103A/B, est utilisée pour le GPL hors spécifications. Le GPL hors spécifications est retraité aux dééthaniseur des trois trains. Le débit à chaque train peut être ajusté au niveau désiré par une vanne de régulation. La capacité de retraitement est limitée à 8 m³/h par train sans effet sur la charge d'alimentation fraîche et jusqu'à 20 m³/h en réduisant proportionnellement la charge d'alimentation fraîche. Si le contenu des sphères TK-101 devait s'avérer hors normes, son contenu peut être transféré vers la sphère TK-102 d'où il pourra être retraité dans les trains GPL. [5]

II.12. Risque de GPL :

Le GPL peut constituer une source de danger dans la mesure où les précautions suivantes n'ont pas été prises en considération :

- ✚ Le GPL peut présenter un risque d'incendie dès qu'une fuite se produit ou dès que le gaz s'échappe dans l'atmosphère ;
- ✚ Ne jamais remplir en GPL des réservoirs à plus de 85 % (15% du réservoir est réservé pour la dilatation).
- ✚ Leur vapeur est plus lourde que l'air, ce qui provoque son accumulation dans les points les plus bas, donc il faut éviter les cavités, aérer et ventiler les endroits pollués.
- ✚ Il a une viscosité faible, ce qui le rend un fluide présentant beaucoup de fuites, donc il faut éviter au maximum les assemblages non soudés.
- ✚ Purger les canalisations de liquide après dépotage afin d'éviter les risques de rupture des réservoirs s'ils sont sur-remplis.
- ✚ La limite inférieure d'inflammabilité du gaz est environ de 2% de gaz dans l'air et le mélange devient inflammable en cas de fuite.
- ✚ Pour faciliter la détection des fuites, un gaz odorant est ajouté aux gaz (naturel ou GPL) : cette odeur caractéristique "d'œuf pourri" permet de détecter à l'odeur une concentration de gaz dans l'air très inférieure à la limite inférieure d'explosibilité.
- ✚ Toutes les installations subissent des contrôles réguliers, notamment réalisés par les DREAL (Directions Régionales de l'Environnement, l'Aménagement et du Logement). L'installation des réservoirs de GPL doit respecter des règles de distances de sécurité vis-à-vis des habitations et de la voie publique, d'entretien de l'environnement autour du réservoir. [13]

II.13. Conclusion:

Dans ce chapitre la nous avons vu l'importance que représente le gaz de pétrole liquéfié (GPL) qui est un mélange d'hydrocarbures, présente des avantages multiples, qui lui confèrent une utilisation à haut niveau parmi ses avantage et son utilisation : l'industriel, pétrochimie et transports, il est très nécessaire de faire fonctionner nos unités de production à leur rendement maximal, afin d'éviter toute perte de nos richesses nationales.

Chapitre III :
Généralités sur les
turbomachines

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

III.1. Introduction :

La révolution technologique offre une place importante à la turbomachine qui est appliquée dans divers domaines scientifiques, notamment dans les grandes sociétés de production de Transfer Liquide compressibles et incompressibles tels que le pétrole, le gaz, l'eau, etc.

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. De manière générale, une turbomachine est définie comme un dispositif qui permet de donner ou de retirer de l'énergie à un fluide par l'action dynamique d'un élément rotatif appelé le rotor. Le préfixe turbo provient du latin turbine qui signifie qui tourne ou en rotation.

On rencontre les turbomachines dans un grand nombre d'applications nécessitant un transfert d'énergie. Essentiellement, on distingue trois types d'applications : (Production d'électricité, propulsion, Industrie lourde). [13]

III.2. Définition de turbomachines :

On appelle turbomachine un appareil, dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie Mécanique entre un débit permanent de fluide (liquide ou gaz) , et un rotor muni d'aubes (pompes et compresseurs)ou d'ailettes(turbines à gaz ou à vapeur) , et tournant autour d'un axe, les aubes ménagent entre elles des canaux par lesquels le fluide s'écoule.[14]

III.3. Classification des turbomachines :

Les nombreux critères servent à classer les turbomachines les plus importants sont les suivants : [13]

III.3.1. Selon le sens du transfert d'énergie :

On peut classer les turbomachines en deux catégories principales :

- ✚ Les turbomachines qui fournissent de l'énergie au fluide. Alors cette partie elle contient les compresseurs, les ventilateurs et les pompes.
- ✚ Les turbomachines des quelles on retire de l'énergie du fluide pour l'utiliser comme un Travail mécanique. Dans c'est le cas de turbines.

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

III.3.2. Selon la trajectoire de fluide :

D'après ce critère on a :

- **Machines axiales** : Ici la direction de l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation de la machine.
- **Machines radiales** : Dans ce type de machine une partie importante de l'écoulement à l'entrée ou à la sortie est dans la direction normale à l'axe de rotation ou radiale.
- **Les turbomachines mixtes (Hélicoïdale)** : Dans ce type de machine la direction de l'écoulement, à l'entrée ou à la sortie, comporte de composantes axiales et radiales.

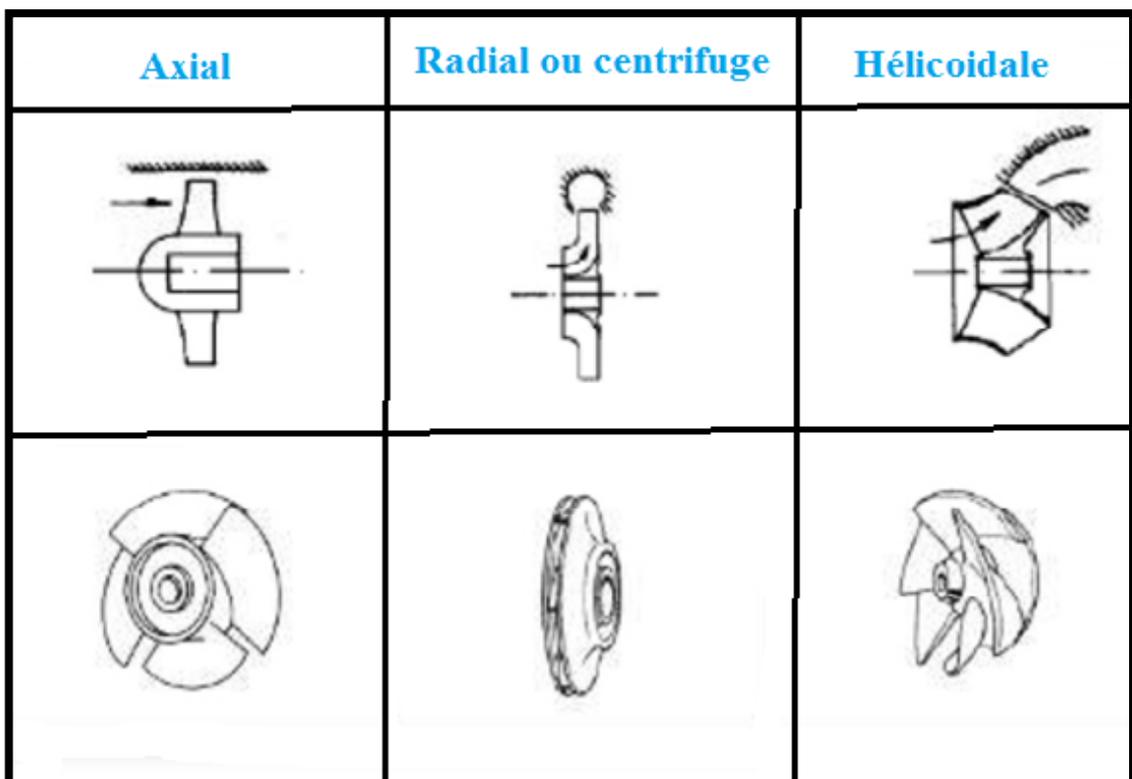


Figure III. 1:Trajets du fluide dans une turbomachine

III.3.3. Selon la nature du fluide :

On connait que les fluide peut être compressible ou incompressible :

- **Le fluide compressible** : subit des variations dans sa masse volumique ρ . Cette variation est due au changement de volume On trouve cette catégorie dans les machines suivantes : les compresseurs axiaux, centrifuges et ventilateurs,...etc.
- **Le fluide incompressible** ne subit presque aucune variation dans sa masse volumique. les machines les plus utilisées sont les pompes centrifuges

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

III.3.4. Selon la fonction de la machine :

On distingue deux types de transformation :

- Si la transformation se fait de l'énergie mécanique à l'énergie hydraulique la machine est appelé **motrice** par exemple pompe, un ventilateur, un compresseur.
- Si la transformation se fait de l'énergie hydraulique à l'énergie mécanique, la machine est appelé **réceptrice** par exemple turbine hydraulique, éolienne.

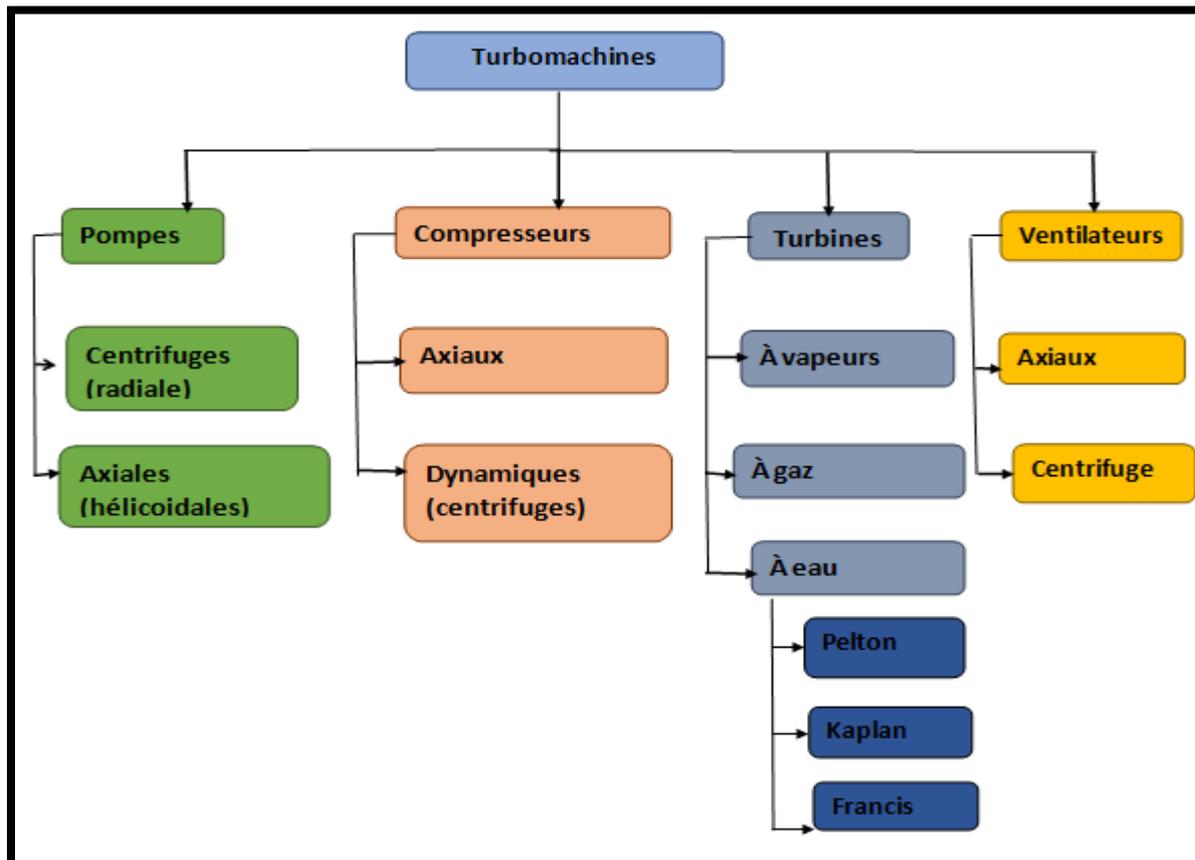


Figure III. 2:Figure : Classification des turbomachines

III.4. Constitution des turbomachines :

La plupart des turbomachines se composent essentiellement de trois organes distincts que le fluide traverse de l'entrée jusqu'à la sortie de la machine, qui sont :

III.4.1. Distributeur :

Son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor, en lui assurant une vitesse et une direction convenables.

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

III.4.2. Rotor (Roue) :

Dans une turbomachine, le rotor est l'élément qui a le rôle le plus important dans lequel s'effectue l'échange des énergies.

- Dans une machine réceptrice, l'énergie fournie par le moteur d'entraînement est communiquée au fluide tandis qu'inversement.
- Dans une machine motrice, le rotor reçoit sous forme de travail mécanique l'énergie libérée par le fluide.

III.4.3. Diffuseur :

Son rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et de l'amener dans la section de sortie de la machine à la vitesse désirée. [14]

- Le diffuseur c'est un organe qui est destiné à transformer l'énergie cinétique en pression

❖ Remarque :

Ces trois organes qui constituent les turbomachines n'existent pas dans toutes les machines sauf que le rotor est toujours présent puisqu'il, c'est l'organe le plus important dans la transmission d'énergie.

Dans les pompes et les ventilateurs, le distributeur est souvent réduit à une simple tuyauterie, coudée ou non. Chaque étage d'une machine multicellulaire ne comporte en générale que deux éléments, soit le rotor précédé d'un distributeur, soit le rotor suivi d'un diffuseur. [14]

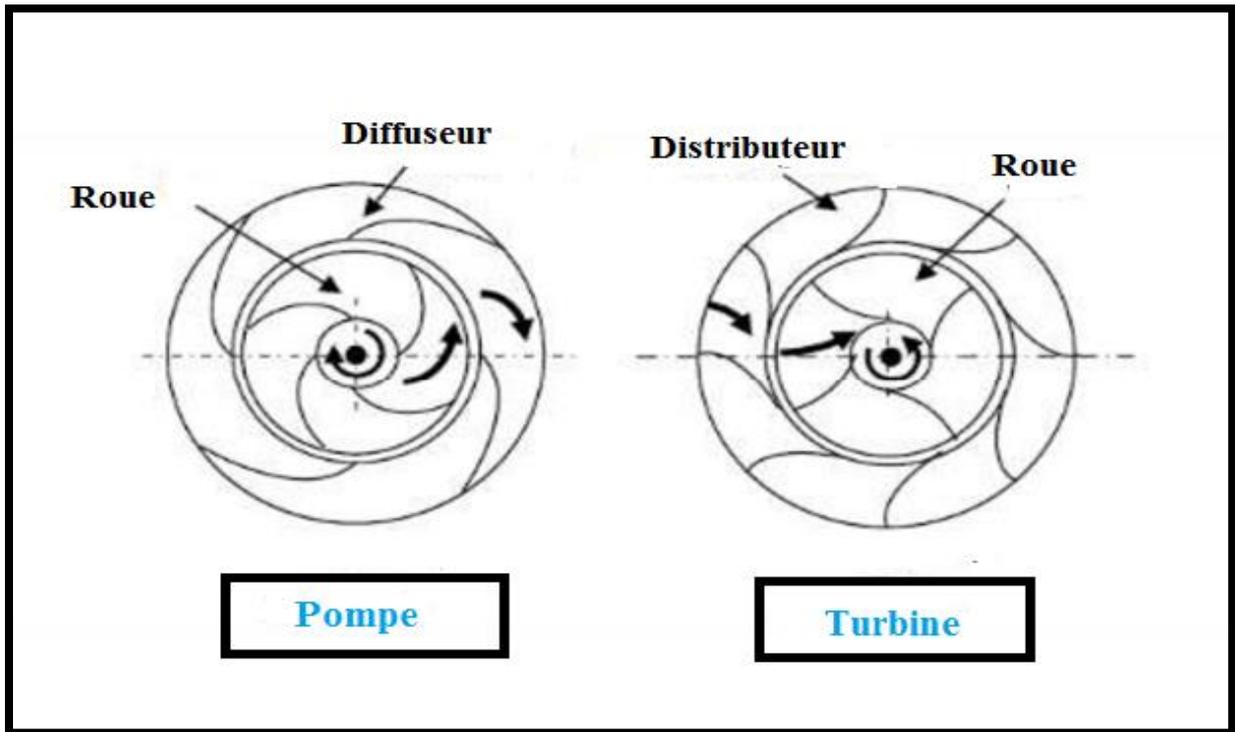


Figure III. 3: Eléments constitutifs des turbomachines

III.5. Problème générale des turbomachines :

Nous avons établi les lois de l'écoulement permanent d'un fluide, considérons une turbomachine suivante :

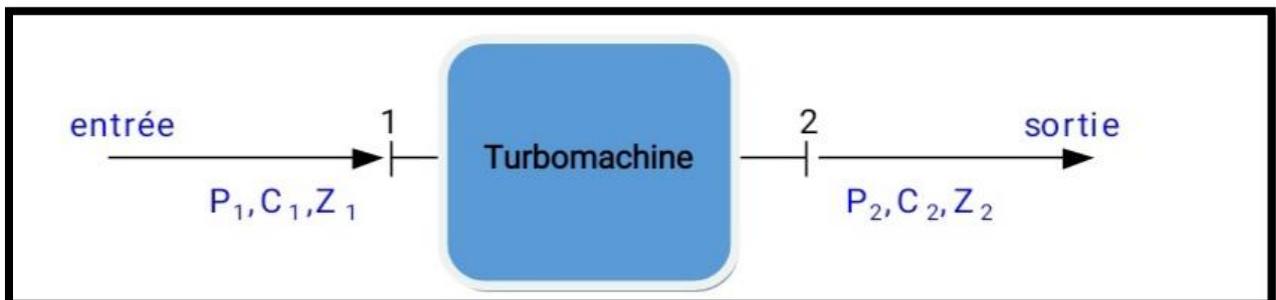


Figure III. 4: schéma de la turbomachine

Deux cas sont envisagés :

- Le fluide est incompressible (liquide).
- Le fluide est compressible (air, vapeur...).

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

III.5.1. Fluide incompressible :

Masse volumétrique du fluide est ρ [kg/m³] .

- Etat 1 : pression P_1 , vitesse C_1 , altitude Z_1 .
- Etat 2 : pression P_2 , vitesse C_2 , altitude Z_2 .

Nous avons établi la relation générale :

$$W_{12} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1) \quad \text{III. 1}$$

Avec :

- ✚ W_{12} : Le travail échangé avec le milieu extérieur.
 - ✚ $\frac{P_2 - P_1}{\rho}$: La variation d'énergie potentielle due à la variation de pression.
 - ✚ $\frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$: La variation d'énergie cinétique.
 - ✚ $g(Z_2 - Z_1)$: La variation d'énergie potentielle due à la variation d'altitude.
-
- Remarquons toutefois que le terme $(Z_2 - Z_1)$ est le plus souvent négligeable. Si le travail W_{12} est positif, le fluide reçoit du travail, la machine est réceptrice, et si W_{12} est négatif, la machine est motrice.

III.5.2. Fluide compressible:

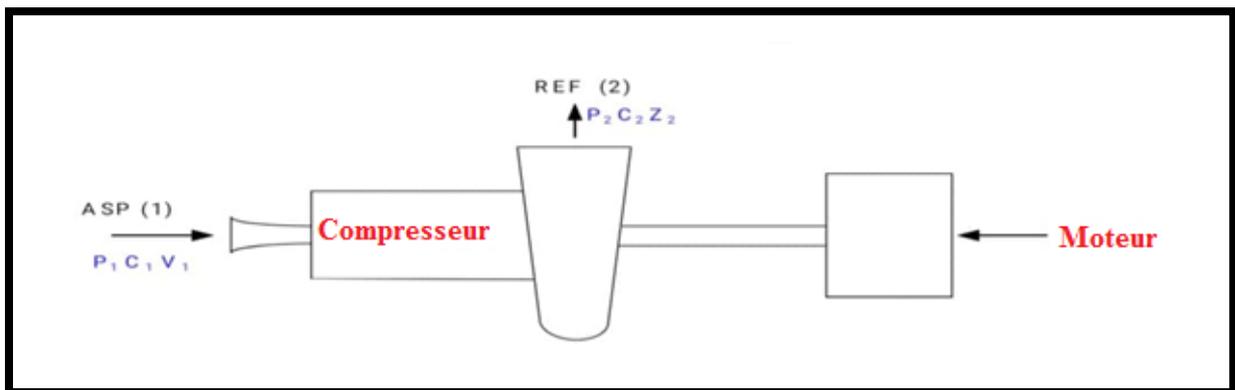


Figure III. 5: schéma de turbomachine (ex : compresseur)

- Etat 1 : pression P_1 , vitesse C_1 , altitude Z_1 , volume massique V_1 , température T_1 .
- Etat 2 : pression P_2 , vitesse C_2 , altitude Z_2 , volume massique V_2 , température T_2 .

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

La différence d'altitude ($Z_2 - Z_1$) est négligée, donc la relation générale est :

$$(Q + W)_{12} = (H_2 - H_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) \quad \text{III. 2}$$

Avec :

✚ $(Q + W)_{12}$: Somme algébrique de l'énergie thermique et mécanique échangée avec le milieu extérieur.

✚ $(H_2 - H_1)$: Variation de l'enthalpie.

✚ $\frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2)$: Variation de l'énergie cinétique.

Nous savons, d'une manière générale, qu'il n'y a pas d'échange de chaleur entre les fluides qui traversent la machine et le milieu extérieur $Q_{12} = 0$, donc :

$$W_{12} = (H_2 - H_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) \quad \text{III. 3}$$

Concernant l'enthalpie, nous savons qu'elle ne dépend que de la température (gaz parfait) :

$$H_2 - H_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad \text{III. 4}$$

Et nous savons également que la température et la pression sont liées par l'équation caractéristique du gaz parfait :

$$PV = rT \quad \text{III. 5}$$

La pression, comme dans le cas du fluide incompressible, intervient aussi dans le fonctionnement de la turbomachine.

III.6. Equation des quantités de mouvement :

L'équation des quantités de mouvement nous dit : "Quel que soit le domaine V de fluide que l'on suit dans son mouvement, la dérivé par rapport au temps des quantités de mouvement, est égale aux forces extérieurs appliquées au domaine".

$$\frac{d}{dt} \iiint_V \vec{C} \rho dV = \iint_A \vec{P}_A dA + \iiint_V \rho \vec{F}_M dV \quad \text{III. 6}$$

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

- $\iint \vec{p}_A dA$: Force de surface.
- $\iiint \rho F_m dV$: Force massique

Pour un fluide non visqueux, (les tensions de cisaillement n'existent pas) la force de surface est égale à $-\iint \vec{n} P dA$,

Où

- \vec{n} : vecteur unitaire normale à dA orienté vers l'extérieur de V , et P la pression.

On peut démontrer que pour l'écoulement permanent :

$$\frac{d}{dt} \iiint \vec{c} \rho dV = \iint \rho \vec{c}_n dA = \iint \vec{c} dq_m. \quad \text{III. 7}$$

Où :

- c_n Composante normale de la vitesse \vec{c} . ($c_n \perp dA$)
- $dq_m = \rho c_n dA$: Débit massique élémentaire.

Donc l'équation des quantités du mouvement prend la forme suivante :

$$\iint \vec{c} \rho c_n dA = \iint \vec{p}_A dA + \iiint \rho F_m dV \quad \text{III. 8}$$

On considère l'écoulement permanent par un canal présenté sur la figure suivante :

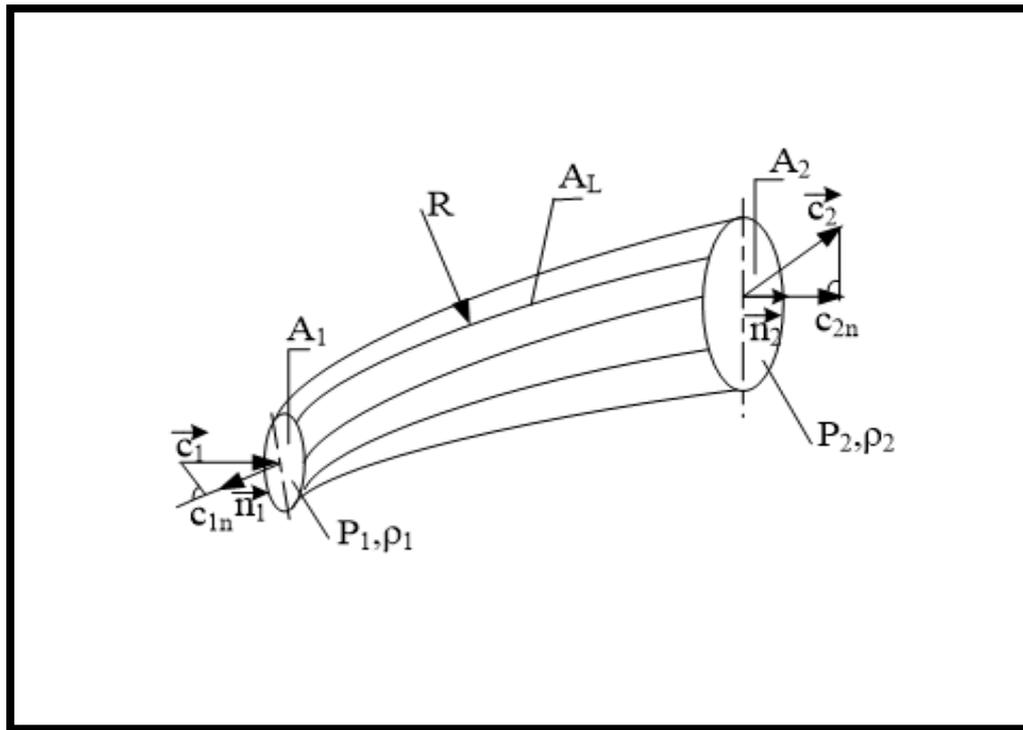


Figure III. 6:Schéma explicative de l'équation de mouvement

On néglige les tensions de cisaillement dans A_1 et A_2 et la force massique.

L'équation précédente des quantités de mouvement écrite pour le canal présenté sur la figure est la suivante :

$$-\iint \rho_1 \vec{c}_1 c_{1n} dA_1 + \iint \rho_2 \vec{c}_2 c_{2n} dA_2 = -\iint \vec{n}_1 P_1 dA_1 - \iint \vec{n}_2 P_2 dA_2 + \iint \vec{p}_A dA_L \quad \text{III. 9}$$

A_L : Surface des parois latérales qui ne seront pas traversées par le fluide

III.7. Equation du moment des quantités de mouvement :

L'équation du moment des quantités de mouvement nous dit :

"Quel que soit le domaine V du fluide que l'on suit dans son mouvement, la dérivée par rapport au temps du moment des quantités de mouvement par rapport à un point ou à un axe fixe est égale au moment résultant des forces extérieurs appliquées au domaine par rapport au même point ou au même axe".

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

Pour obtenir l'équation du moment des quantités de mouvement, il faut multiplier l'équation de quantité de mouvement par un rayon vecteur \vec{r}

$$\frac{d}{dt} \iiint (\vec{r} \wedge \vec{c}) \rho dV = \iint (\vec{r} \wedge \vec{p}_A) dA + \iiint \rho (\vec{r} \wedge \vec{F}_m) dV \quad \text{III. 10}$$

Pour l'écoulement permanent on a :

$$\iint (\vec{r} \wedge \vec{c}) \rho c_n dA = \iint (\vec{r} \wedge \vec{p}_A) dA + \iiint \rho (\vec{r} \wedge \vec{F}_m) dV \quad \text{III. 11}$$

En régime permanent, la variation du moment du débit de quantité de mouvement du fluide par rapport à l'axe, est égale au couple de forces extérieures, appliquées au rotor par rapport au même axe. [15]

III.8. Les différents types de turbomachines :

Dans le monde industriel, on trouve plusieurs types de turbomachines. Ils sont classés suivant leurs modes d'utilisation. Ce chapitre est consacré à la présentation des turbomachines en façon générale, selon le fluide et le mode d'utilisation, ainsi à la description.

Parmi ces turbomachine (Turbine a gaz, Pompe, Compresseur, Ventilateur, **T.E**, etc.) se trouve au niveau de la région de Rhourde Nouss en savoir leurs puissances, caractéristiques et composantes essentielles.

III.8.1. Turbine :

Les turbines sont des équipements mécaniques rotatifs dont la fonction « moteur » permet d'entraîner des pompes, compresseurs ou générateurs électriques dans l'industrie pétrolière, propulsion aviation, marine.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, un compresseur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif. L'ensemble est alors respectivement appelé turboalternateur, turbocompresseur, turbopompe. [16]

Les turbines se différent selon le type de fluide utilisé, nous avons alors des turbines à vapeur et turbines à gaz.

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

III.8.2. Différents type de turbine :

Les turbines peuvent être classées de différentes façons. Une façon de les classer est de suivre la méthode de fonctionnement :

- Les turbines peuvent fonctionner comme des turbines ou comme des turbines de pompage ou une combinaison des deux.
- Les turbines peuvent également être classées en fonction de leur vitesse spécifique, de leur conception (hauteur de chute et quantité d'eau disponible) et de leur mode de fonctionnement (Turbine à impulsion Turbine à réaction).

III.8.2.1. Turbine à gaz:

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines, elle a connu des progrès réussis dans les années 1930. La première turbine à gaz a été conçue en 1940, son rendement cycle simple était environ 17% au cours des années 50 à cause de faible rendement du compresseur, de la turbine ainsi à la basse température d'entrée à la turbine en raison des limitations de la métallurgie de l'époque.

Dans la terminologie, la dénomination officielle des turbines à gaz en français «turbines à combustion » dont l'abréviation est TAC. La dénomination scientifiquement exacte est « turbine à gaz de combustion » puisque se sont les gaz issus d'une combustion qui fournissent l'énergie à la turbine. Il est donc compréhensible qu'une turbine à gaz puisse être alimentée avec des combustibles liquides. [17]

La turbine à gaz est une turbomachine motrice produisant un travail mécanique à partir de la détente de gaz fournit par une chambre de combustion ; Ces gaz proviennent de la combustion de l'air préalablement comprimé par un compresseur entraîné par la turbine et d'un combustible (liquide, gazeux ou solide). [13]

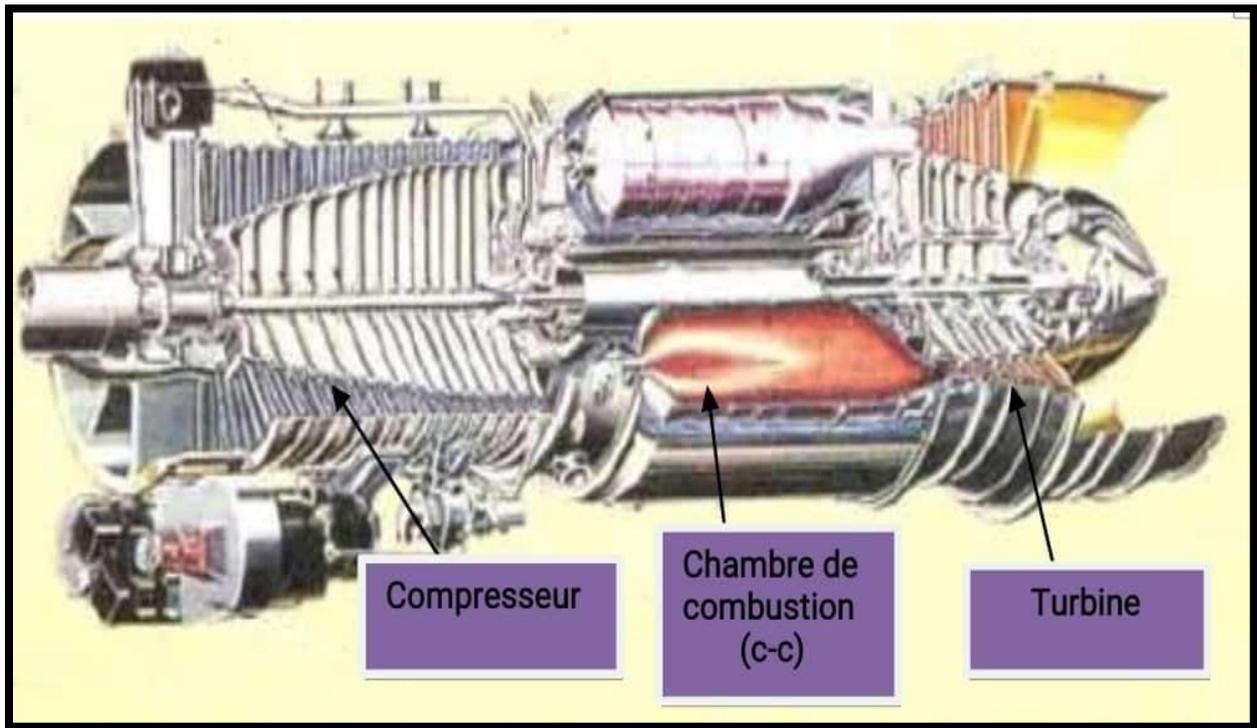


Figure III. 7: Turbine à gaz

III.8.2.2. Turbine à vapeur :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entraîner un dispositif mécanique tournant.

Ce cycle comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est comprimée par une pompe et envoyée vers la chaudière
- La vapeur se détend dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel. [19]



Figure III. 8: Turbine à vapeur (ALSTOM)

III.8.2.2.1. Différents types de turbines à vapeur :

En fonction de leur utilisation, on distingue quatre grandes catégories de turbines à vapeur :
[19]

- Turbines à condensation
- Turbines à contre-pression
- Turbines à soutirage et condensation
- Turbines à soutirage et contre-pression

III.8.2.3. Compresseur:

III.8.2.3.1. Définition :

Les compresseurs sont des machines réceptrices, qui transforment l'énergie mécanique fournie par le moteur d'entraînement en énergie de pression. Ils sont considérés les plus répandus dans l'industrie pétrolière et pétrochimique, et sont largement utilisés dans les systèmes : automatique; pneumatique et surtout dans les stations de compression (expédition et injection des gaz), etc..... Le rôle des compresseurs est primordial dans le domaine d'activité industrielle, ils accélèrent les cycles de production.

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

Dans toutes les branches de l'industrie pétrolière, on utilise les compresseurs grâce à la simplicité de leur construction et à la facilité de leur exploitation.

III.8.2.3.2. Classification des compresseurs :

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques Selon :

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

En général, il existe deux grandes familles de compresseur : [20]

- Les compresseurs volumétriques (l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par l'action mécanique).
- Les turbocompresseurs (augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue).

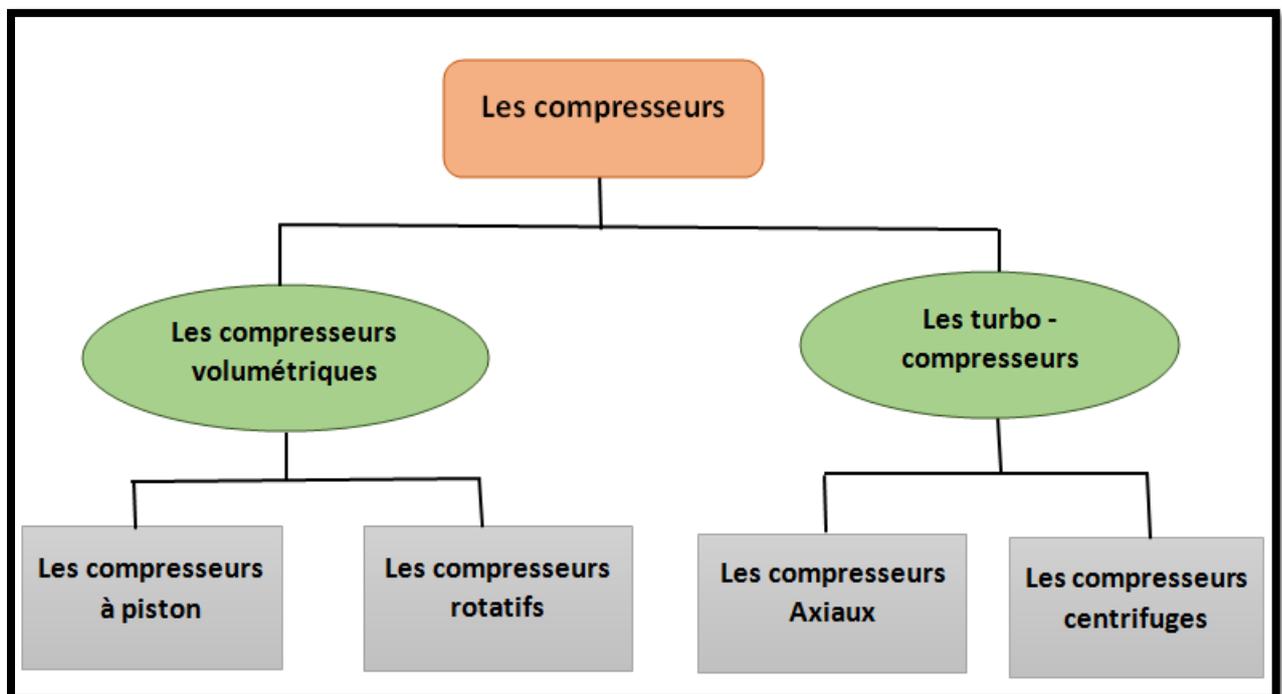


Figure III. 9: Classification des compresseurs

III.8.2.4. Pompe :

On appelle pompe du nom italien « pompa » toutes machines hydrauliques qui servent à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à grande pression. Son

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe.

Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

III.8.2.4.1. Classement des pompes :

Il y a plusieurs façons de classer les pompes en fonction de leur fonction, de leurs conditions de service, des matériaux de construction, etc. L'association professionnelle américaine de l'industrie des pompes, l'Institut hydraulique, a classé les pompes comme le montre-la(**Figure III.10**). [22]

Cette classification divise les pompes comme suit :

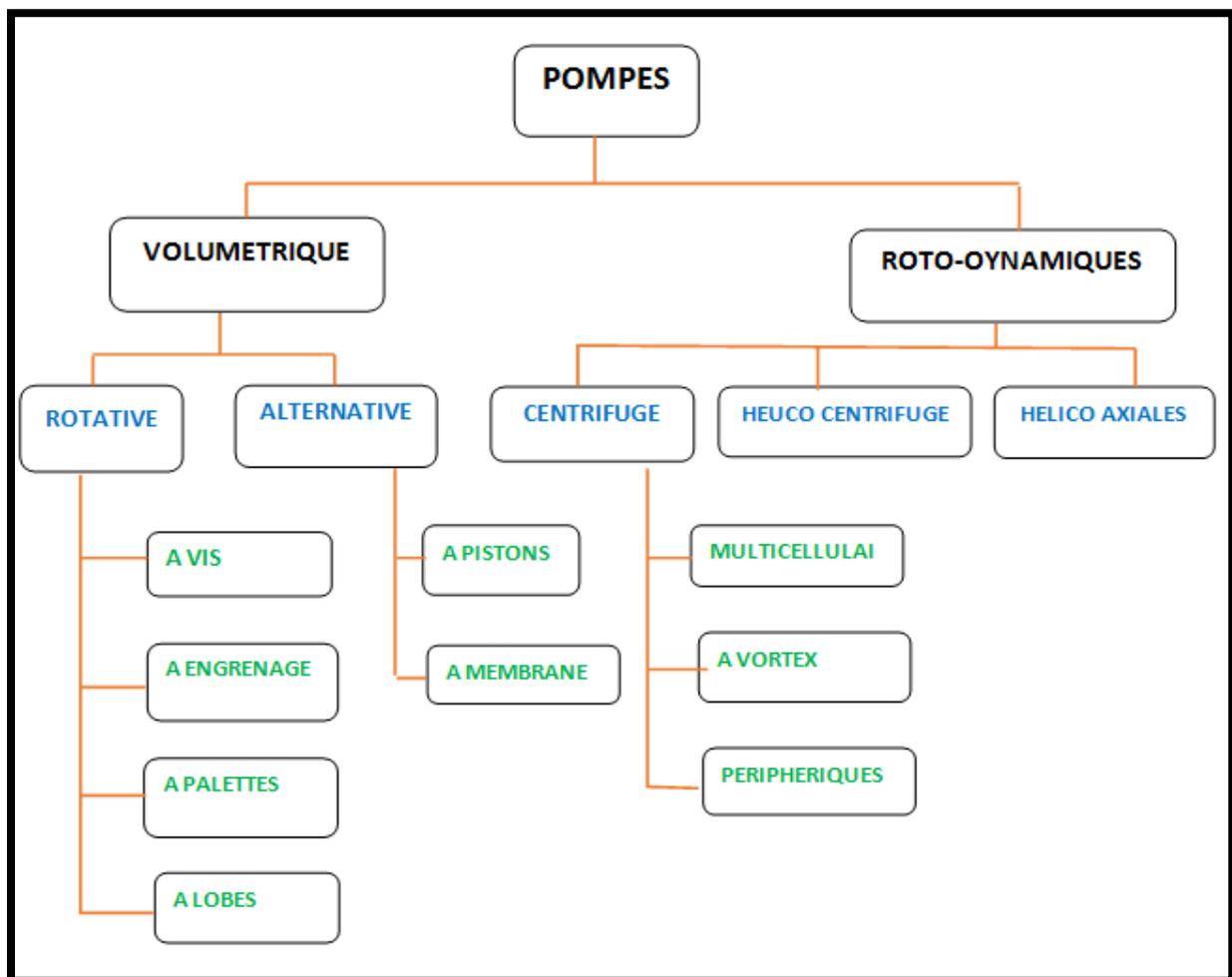


Figure III. 10: Classement des pompes

III.8.2.5. Ventilateur :

Les ventilateurs sont des turbomachines (génératrice) servant au refoulement de fluides gazeux tels que l'air. Une grandeur caractéristique des ventilateurs est le rapport de pression r ,

Chapitre III : Généralités sur les turbomachines

qui indique le rapport entre la pression finale absolue et la pression d'aspiration absolue. Les ventilateurs se différencient des compresseurs de par leur rapport de pression inférieur (maximum compris entre 2,5 à 1,1). Les ventilateurs peuvent être utilisés pour tous les fluides compressibles, ils sont utilisés dans un grand nombre de domaines d'application:

- Le foyer de chaudières pour brûler le combustible.
- Aspirer vers les cheminées les gaz de combustion de forges, fours, fonderie.
- Ventilation des locaux

Un ventilateur comportant une ou plusieurs roues autour d'un axe, entraîné par une puissance mécanique primaire qui lui est transmise. Il entretient l'écoulement d'un fluide gazeux qui reçoit ainsi, en le traversant, une puissance mécanique utilisable (puissance utile) correspondant à un travail réel. Cette énergie reçue est transformé en énergie de pression. [25]

En peut classer les ventilateurs en deux grands types :

- ventilateurs centrifuges
- ventilateurs axiaux.

III.8.2.6. Turboréacteur :

Le turboréacteur est un système de propulsion qui transforme l'énergie potentiel contenu dans le carburant en énergie cinétique. System de propulsion création d'une force appelé poussée qui résulte l'accélération d'une masse d'air par une hélice. Un turboréacteur fonctionne sur le principe d'action-réaction. La variation de la vitesse de l'air entre l'entrée et la sortie du réacteur crée une quantité de mouvement (poussée) vers l'arrière du moteur qui par réaction, d'où le terme de moteur à réaction engendre le déplacement du moteur, donc du véhicule sur lequel il est fixé vers l'avant, Un turboréacteur se compose d'un tube qui contient : [26]

- Un compresseur à plusieurs étages
- Une chambre à combustion
- Une turbine à gaz
- Une tuyère de sortie

III.8.2.7. Turboexpandeur :

Parmi les machines tournantes on trouve, le turboexpandeur qui combine à la fois la turbine et le compresseur centrifuge, le **T.E** qui est l'objectif de notre étude il sera détaillé et bien expliqué dans le chapitre suivant.

Chapitre IV :
Turboexpandeur et théorie de
la détente

IV.1. Introduction

Les turbines ont pris ces dernières années un rythme de développement accéléré dans le domaine de l'industrie des hydrocarbures à l'exemple du processus de traitement des gaz bruts dans la région de **RNS** dans la section particulière de récupération de GPL cette unité est composé de la turbine de dilatation ou turboexpandeur avec des paliers.

L'importance de ce dernier **T.E** sa mise en œuvre est principalement du à sa grande efficacité et sa grande fiabilité opérationnelle la plus grande utilisation du turboexpandeur dans l'industrie est pour la condensation des gaz des mélanges pour récupérer les fractions lourdes de tels mélanges.

En thermodynamique la détente ou l'expansion d'un gaz est le contraire de la compression c'est la chute de température et de pression, elle est l'opération qui permet de produire du froid dans une installation.

Dans ce chapitre, on présente le rôle et le principe général d'un turboexpandeur et la théorie de détente.

❖ Remarque :

Dans l'unité GPL (RNS) L'expansion peut être réalisée de deux façons :

- Par une machine (**Turboexpandeur**).
- Par une vanne (appelée aussi de **Joule –Thomson**).

IV.2. Généralités sur les Turboexpandeurs :

IV.2.1. Vanne de Joule -Thomson (by-pass)

IV.2.1.1. Historique:

En thermodynamique, l'effet Joule-Thomson décrit le changement de température d'un gaz ou d'un liquide lorsqu'il est forcé de passer à travers une vanne ou un bouchon poreux tout en restant isolé afin qu'il n'y ait pas d'échange de chaleur avec l'environnement. Cette procédure est appelée processus Joule- Thomson. À température ambiante, tous les gaz sauf l'hydrogène, l'hélium et le néon se refroidissent lors de leur expansion par le processus Joule-Thomson.

Baron Kelvin, qui l'a découvert en 1852 à la suite de travaux antérieurs de Joule sur la dilatation de Joule dans laquelle un gaz subit une dilatation libre dans le vide.

En pratique, l'effet Joule-Thomson est obtenu en permettant au gaz de se dilater à travers un dispositif d'étranglement (généralement une vanne-Figure.) qui doit être très bien isolé pour

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

éviter tout transfert de chaleur vers le gaz. Aucun travail externe ne peut être extrait du gaz pendant l'expansion.



Figure IV. 1:Vanne de joule-Thomson

❖ **Remarque :**

Vanne de détente Joule -Thomson située sur la ligne de by-pass qui permet l'expansion du gaz lorsque turboexpandeur est arrêté.

IV.2.1.2. Description :

C'est une vanne qui a le rôle de détendre le gaz passant à travers elle. Elle est composée d'un ensemble corps de vanne dans lequel circule le fluide, du mécanisme de commande, du servomoteur qui règle l'écoulement et d'accessoires spécifiques à chaque application particulière. [27]

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

L'étanchéité est assurée par le siège, les garnitures et les joints. La noix de connexion relie la tige à l'axe de commande du servomoteur. Les parties internes de l'ensemble corps de vanne se caractérisent par leur simplicité et leur efficacité. Le fluide traverse l'empilage de l'extérieur à l'intérieur et s'écoule vers l'orifice de sortie.

Dans un système de turbine d'expansion, cette vanne est habituellement désignée comme la vanne de by-pass de la turbine de détente (Figure IV.2). Elle permet des démarrages et arrêt plus efficaces de la turbine. La vanne permet encore de ne pas arrêter l'installation si la turbine est mise hors service ou si le débit augmente au-delà de la capacité à pleine vitesse de la turbine.

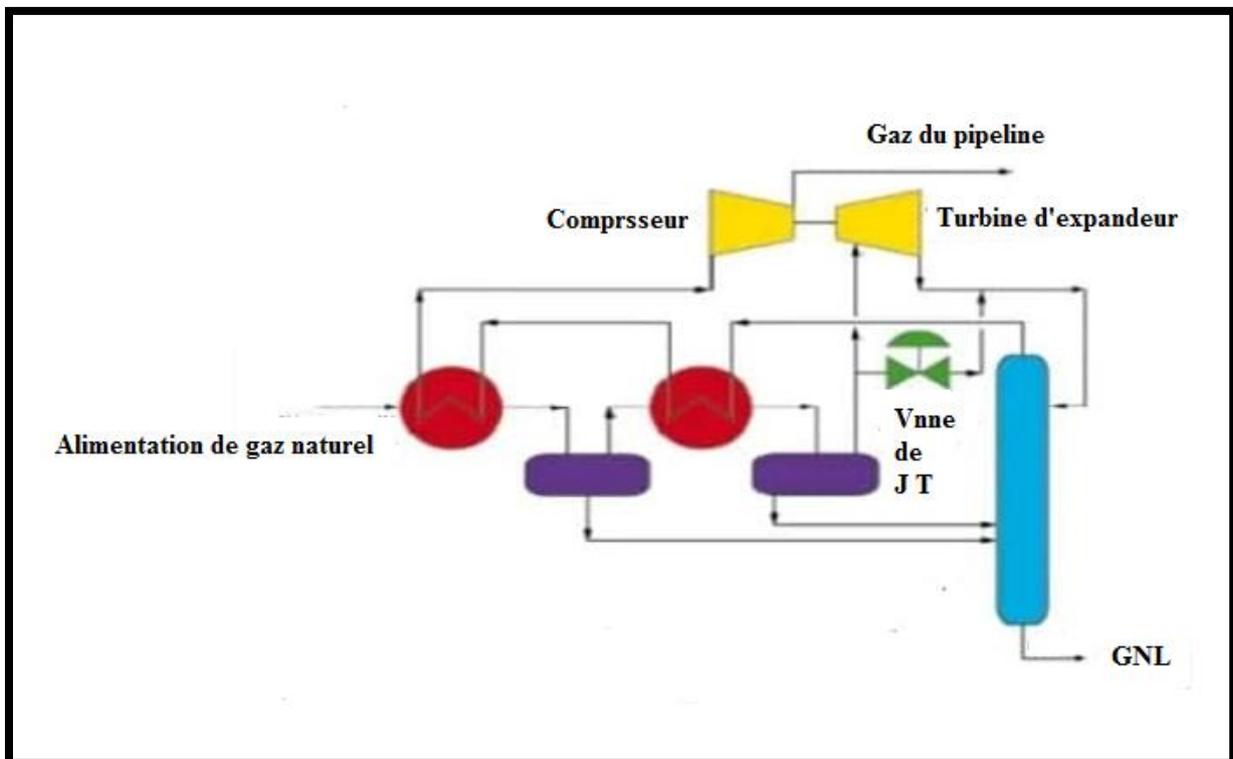


Figure IV. 2: Procédé de traitement incluant une turbine d'expansion et la vanne de by-pass

IV.2.1.3. Principe de fonctionnement :

Un empilage donne la possibilité de varier le débit tout en réduisant la vitesse de l'écoulement à travers l'élément, l'empilement est constitué d'un certain nombre de disques dans lesquels les labyrinthes ont été percés de manière à permettre un débit déterminé.

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

L'indépendance du passage est développée par une série de coudes à angles droits, chaque passage ayant un nombre déterminé de coudes pour limiter la vitesse à la valeur attendue.

Chaque disque ayant une capacité donnée, le débit total à travers l'élément peut être facilement conduit et contrôlé avec précision. La disposition du piston à l'intérieur de la pile détermine le débit en lisant plus ou moins de passages dans les disques.

Le débit maximal étant déterminé pour chaque disque, l'élément de contrôle peut fonctionner à une vitesse fixe et réglée sur tout le champ de la capacité de conception, afin de minimiser les changements de vitesse qui produisent normalement du bruit, des projections, de la cavitation, des vibrations et de l'érosion.

IV.2.1.4. Applications de la vanne J-T :

- Opérations de démarrage de l'usine
- Traitement des flux de gaz dépassant la capacité de l'expandeur
- Pour assurer la continuité du fonctionnement pendant les périodes où le détendeur est en arrêt pour maintenance. [29]

IV.2.1.5. Les avantages et l'inconvénient de la vanne de J-T :

A. Avantage :

- Procédé léger (pas de machine tournante).
- Insensible aux changements de débit de gaz traité.
- Faible investissement.
- Déshydrate le gaz simultanément

B. Inconvénient :

- Récupération faible du liquide (petite capacité de production).
- Sensible aux variations de pression du gaz traité.
- Nécessite une haute pression en amont.
- Nécessite l'injection d'un inhibiteur pour empêcher la formation d'hydrates.
- La pression du gaz est considérablement réduite. [27]

IV.2.2. Turboexpandeur :

IV.2.2.1. Historique :

Les premières utilisations de turboexpandeur ont été utilisées dans les procédés de séparation de l'air dès les années 50. Les premiers modèles étaient réduits et avaient des problèmes

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

mécaniques principalement liés à la miniaturisation et de l'indisponibilité de la bonne lubrification pour les roulements à haute vitesse. Les rotors ont été seulement de quelques pouces de diamètre.

Le succès des **T.E** avait été prévu dès 1940. Plus récemment, des procédés similaires à ceux utilisés dans la séparation de l'air ont été appliqués dans d'autres domaines.

Ces nouvelles applications ont progressé à la suite de l'évolution parallèle des procédés nouveaux et amélioré les **T.E** qui sont devenus très résistants. Par ailleurs, il y a eu des améliorations dans l'économie des procédés eux-mêmes. [27]

IV.2.2.2. Définition :

Le Turboexpandeur est une turbine de détente qui convertit l'énergie d'un gaz ou d'une vapeur en travail mécanique pendant sa détente, dans la turbine cette expansion se fait très rapidement. Cela réduit considérablement la quantité de chaleur transférée ou reçue par le système, en conséquence et en accord avec la première loi de la thermodynamique, l'énergie interne du gaz diminue lorsqu'il est détendu, ce qui entraîne une chute de température importante.

Le turbo-détendeur (T.E) une machine à produire du froid (dans le circuit de réfrigération) dans les procédés industriels tels que l'extraction de l'éthane et la liquéfaction des liquides et aussi dans le traitement cryogénique, les turbines de détente ou turboexpandeur ont vu leur intérêt augmenter tant que turbine de récupération d'énergie. Ils sont largement utilisés dans le traitement des gaz, séparation et liquéfaction, dû principalement à leur rendement élevé et à leur grande fiabilité de fonctionnement.

Le turboexpandeur une turbine à forte efficacité, et a de nombreux avantages : [30]

- ✓ Actuellement la plus utilisée et la plus fiable pour les faibles débits.
- ✓ Utilisé pour les très basses températures.
- ✓ Souvent utilisé pour des pressions assez élevées.

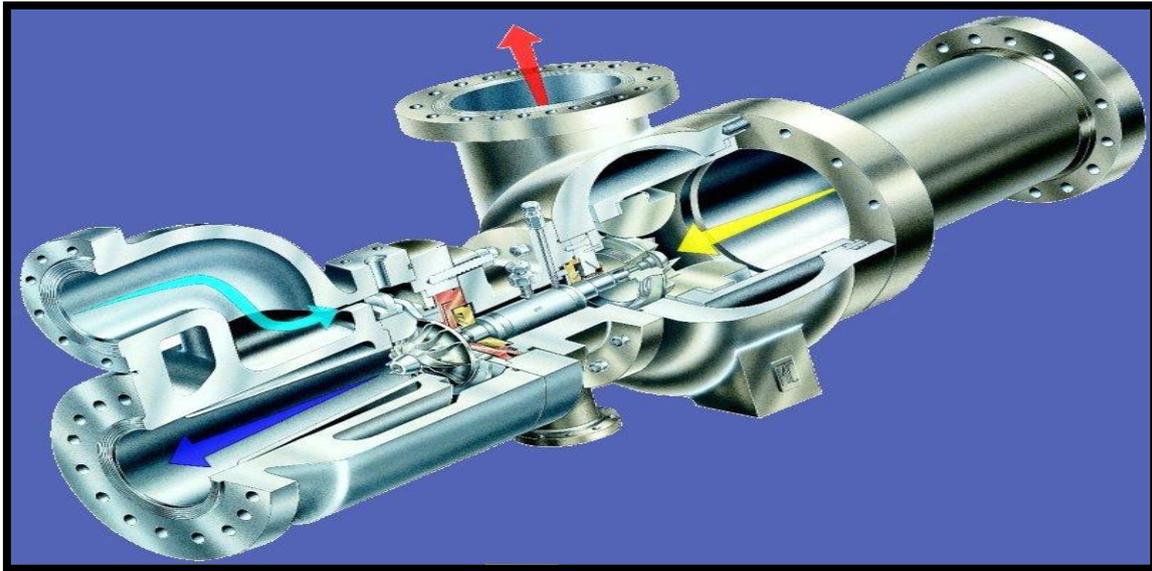


Figure IV. 3:Vue d'un Turboexpandeur

IV.2.2.3. Application du Turboexpandeur :

- Traitement de gaz (contrôle de point de rosé)
- Cryogénie
- Récupération d'énergie sur champs pétroliers (réduction de la pression).
- Liquéfaction de l'air et Séparation de O₂ et N₂.
- Purification des gaz : H₂ et He.
- Récupération d'éthane et GPL à partir du gaz naturel.
- Liquéfaction du gaz nature.

IV.2.2.3. Principaux caractéristiques d'un Turboexpandeur :

- Turbine à réaction (admission radiale, échappement axiale)
- Récupération généralement réalisée en un seul étage de détente
- Bon rendement isentropique: 80 à 86 %.
- Bonne tolérance à la présence de condensat et de particules solides
- Récupération d'énergie favorisée par de basses températures d'admission. [27]

IV.2.2.4. Principe de fonctionnement du Turboexpandeur :

Les T.E d'hydrocarbures sont utilisés dans des procédés destinés à récupérer les hydrocarbures les plus lourds du flux gazeux. La figure (**Figure IV.4**) est un schéma simplifié d'un tel procédé :

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

- Le mélange gazeux à haute pression entre dans le procédé à la condition (1) et est refroidi dans un échangeur de chaleur gaz-gaz.
- Habituellement, certains liquides sont condensés à la condition (2) et sont séparés dans la séparatrice haute pression.
- Les produits de tête de ce séparateur, (3), sont ensuite détendus de manière quasi isentropique dans le détendeur et des liquides supplémentaires sont condensés en (4).
- Ces liquides sont éliminés dans le séparateur basse pression et les produits de tête, (5) sont utilisés pour pré refroidir le gaz entrant dans l'échangeur gaz-gaz.
- Le gaz réchauffé en (6) est envoyé au compresseur d'appoint entraîné par le détendeur où la pression du gaz est augmentée jusqu'aux conditions de (6). où la pression du gaz est augmentée jusqu'aux conditions de (7).

Dans le cas d'un procédé de contrôle du point de rosée du gaz naturel : [29]

- Le gaz en 1 doit être conditionné pour être transporté par gazoduc (pipeline).
- La chute de pression entre (3) et (4) est généralement relativement faible car la chute de température requise entre (3) et (4) est faible.
- Cela s'explique par le fait que seules des quantités limitées d'hydrocarbures liquides doivent être éliminées pour rendre le point de rosée des hydrocarbures acceptable.
- Dans le cas d'un procédé d'extraction d'éthane à partir de gaz naturel, le gaz 1 est traité pour éliminer essentiellement tous les hydrocarbures de type C₂+ du flux.
- Dans ce cas, la chute de pression entre (3) et (4) est relativement importante et la basse température qui en résulte en (4) facilite une bonne condensation dans la tour de déméthaniseur. Dans ce procédé, des quantités relativement importantes de liquide sont souvent extraites.

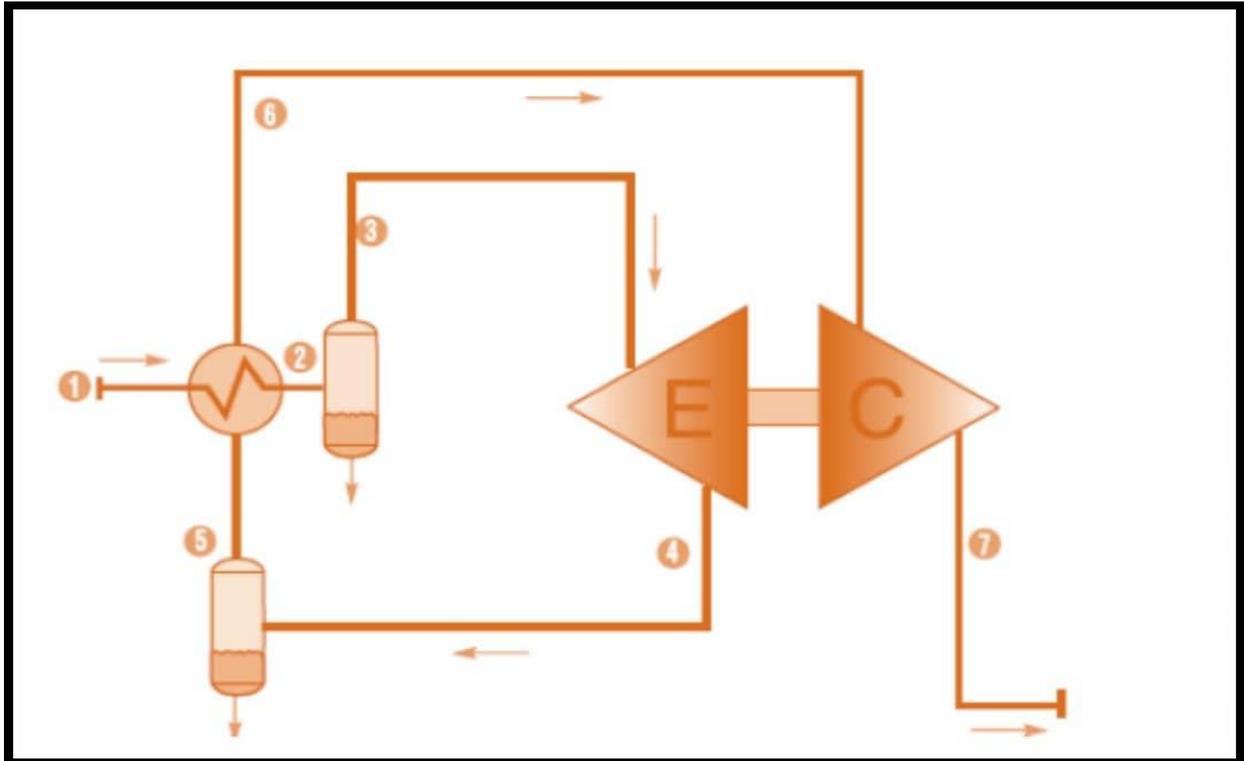


Figure IV. 4: Procédé typique du Turboexpandeur

IV.2.3. Descriptions des constituants et des principales fonctions de la machine :

Le turboexpandeur est conçu par **Atlas CopcoMafi-Trench Company LLC** corporation, monté sur un châssis et équipé de son propre système de lubrification et de gaz d'étanchéité. Il est composé principalement de trois sections principales (**Figure IV.5**)

- Volute du compresseur (comprenant les brides d'entrée et de sortie)
- Boîtier des paliers (partie rotative)
- Volute de l'expandeur (comprenant les brides d'entrée et de sortie)

Le gaz à traiter passe dans les carters de l'expandeur et du compresseur et grâce à la géométrie des pièces il est dirigé respectivement vers les roues de l'expandeur et du compresseur.

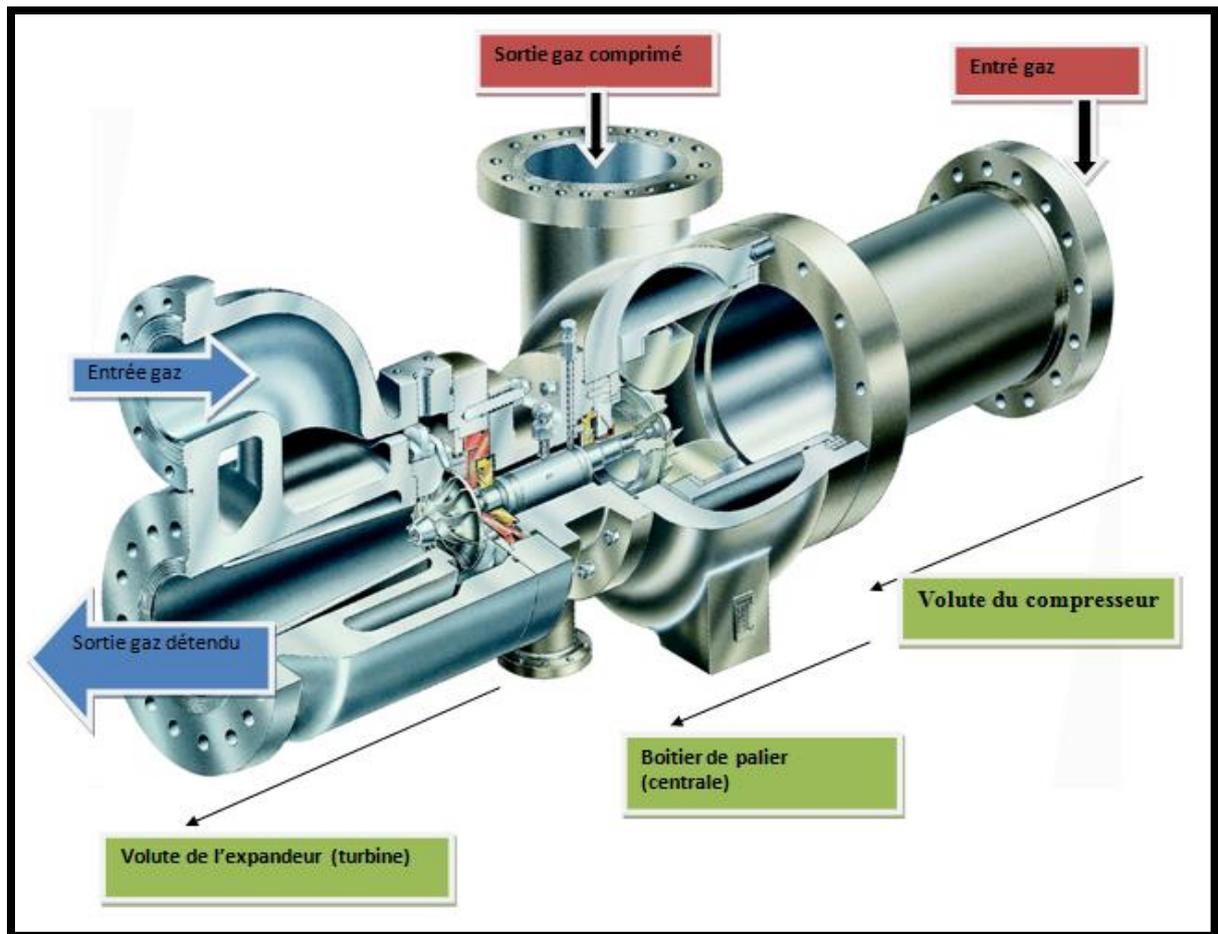


Figure IV. 5: Schéma descriptif du Turboexpandeur.

La partie centrale (rotative) considérée comme le cœur de la machine, sachant que l'ensemble rotatif comprenant :

- ❖ Aubes directrice d'entrée variables
- ❖ Roues de Turboexpandeur
- ❖ Arbre
- ❖ Garniture (joint) d'étanchéité de l'arbre
- ❖ Paliers
- ❖ Joints d'étanchéité de boîtiers (volutes)

IV.2.3.1. Aubes directrice d'entrée variables (IGV) :

Les aubes de guidage d'entrée variables (IGV) sont utilisées pour réguler le débit massique vers l'expandeur. Cette conception permet un contrôle précis et une efficacité élevée sur une large plage de fonctionnement. Les aubes directrices d'entrée permettent d'obtenir ces

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

avantages de conception en mécanisme exclusif qui intègre une bague d'étanchéité actionnée par pression. [28]

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. [32]

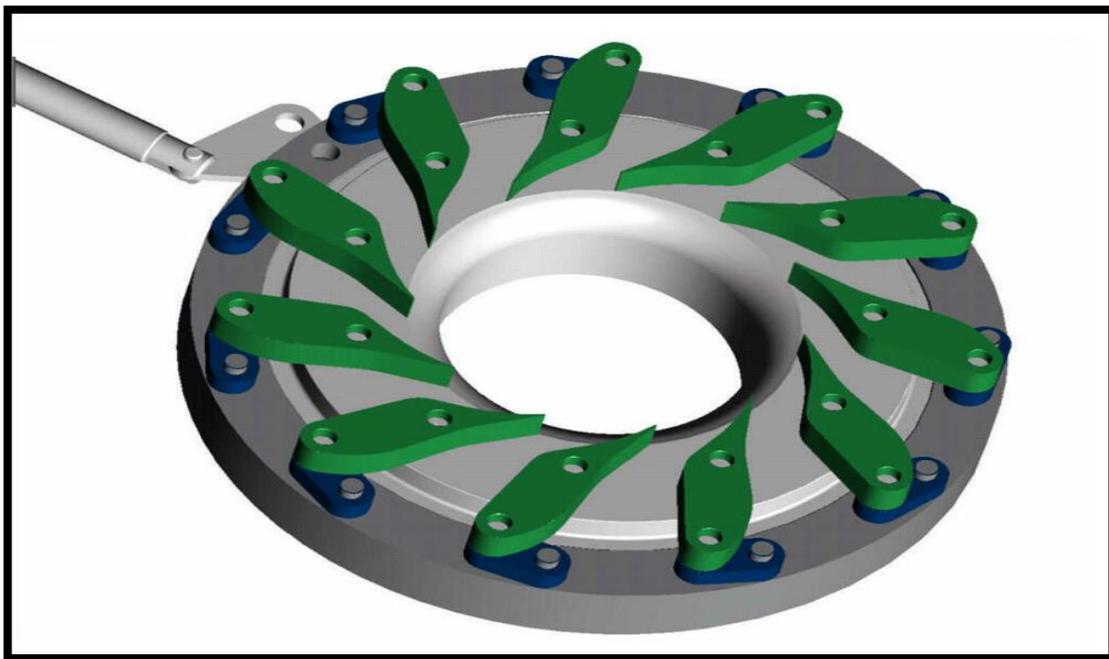


Figure IV. 6: Aubes d'entrée variables de l'expandeur (IGV 's)

Dans cette vue, le gaz de procédé haute pression, pré-refroidi, entre dans le boîtier de l'expandeur au point 1.

Ensuite ce gaz est distribué autour de la zone intérieure du boîtier avant d'être dirigé vers les aubes d'entrée (zone 2)

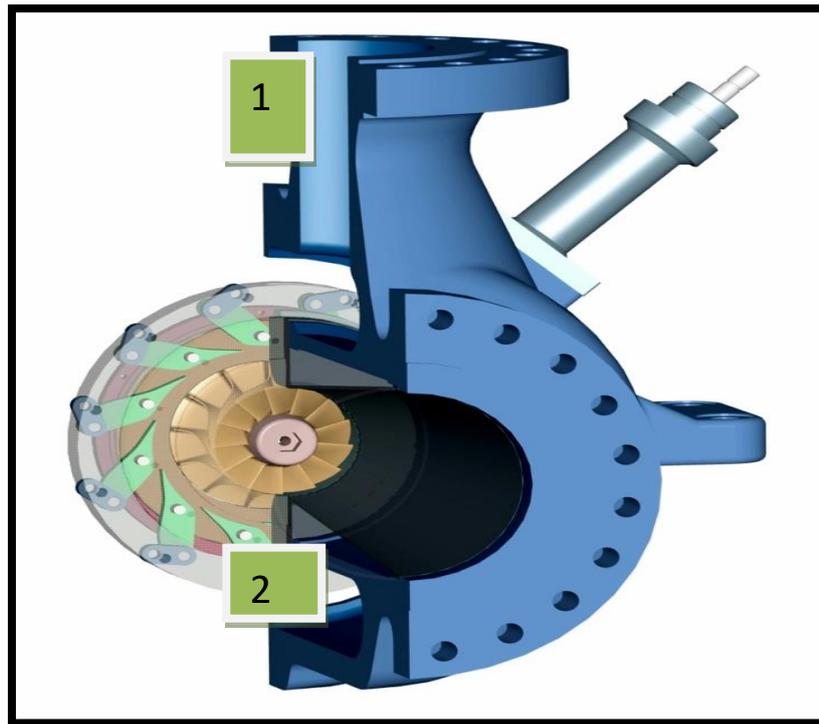


Figure IV. 7: la distribution de gaz dans IGV

- Les aubes de guidage d'entrée variables sont constituées d'un élément principal il s'appelle **la tige de contrôle de l'actionneur des aubes directrices d'entrée** la fonction de cet élément est utilisée pour ouvrir et fermer les "vannes", contrôlant ainsi le débit dans la machine. Comme l'énergie thermique et l'énergie de pression du gaz sont converties en énergie rotationnelle, la roue de l'expandeur se met à tourner. Sa vitesse de rotation dépend du flux et de la différence de pression entre la prise d'entrée et de la décharge. [31]

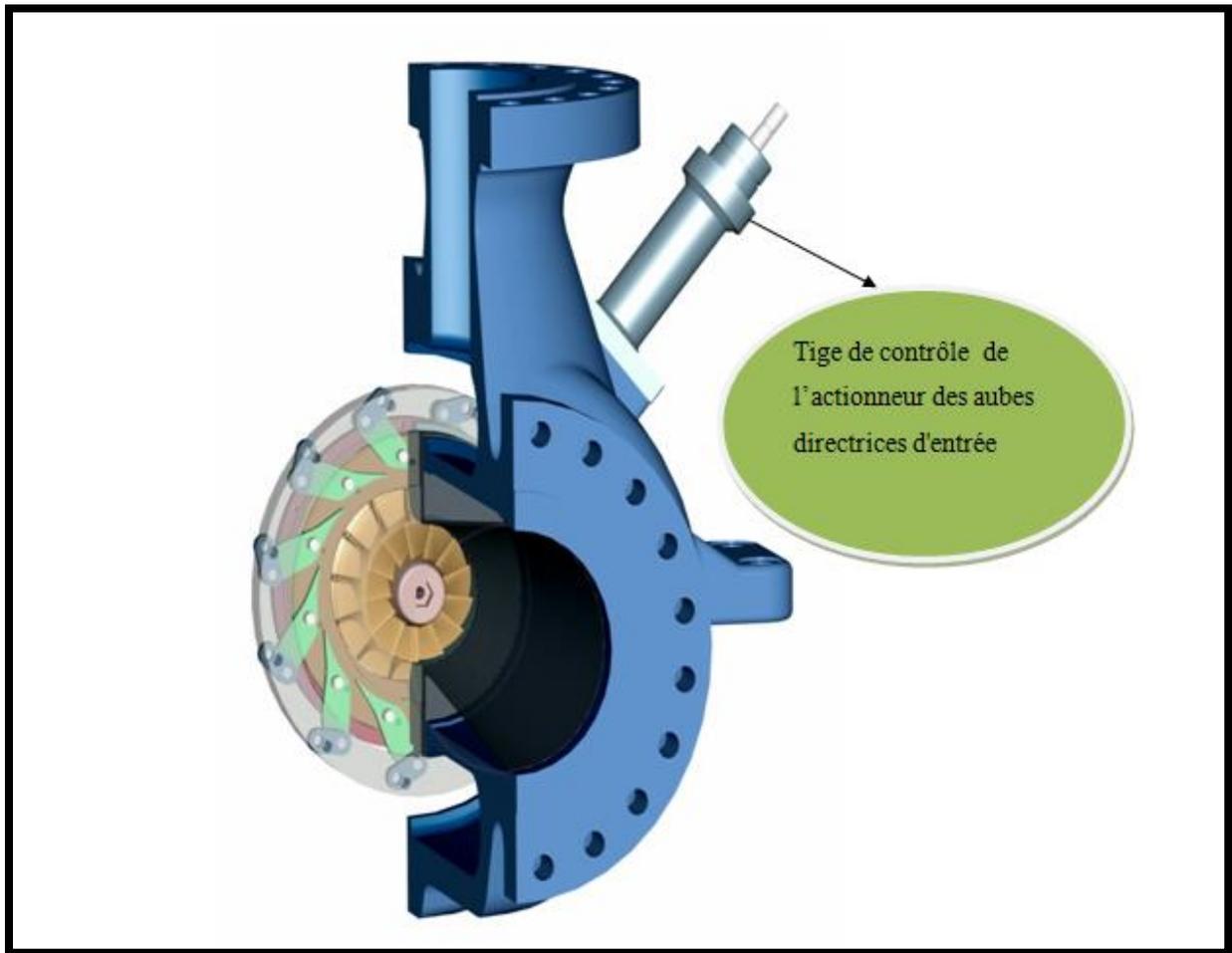


Figure IV. 8:Tige de contrôle de l'actionneur des aubes directrices d'entrée

- Maintenaient en voir une photo réel de l'actionneur des aubes directrices d'entrée et aussi comment en peut faire l'étanchéité en téflon (ne pas tors serrer)



Figure IV. 9: Photo réel de l'actionneur des aubes directrices d'entrée et l'étanchéité en téflon

IV.2.3.2. Roues de Turboexpandeur :

La roue de la turbine est le cœur du turboexpandeur. Elle extrait de l'énergie une roue de détente à grande vitesse (vitesse de fonctionnement de 10000tr/min) et a pour rôle de détendre l'énergie de pression du gaz, de telle sorte que la pression d'alimentation chute de 95 à 21 bars et, par conséquent la température baisse de 12 à -47°C . [27]

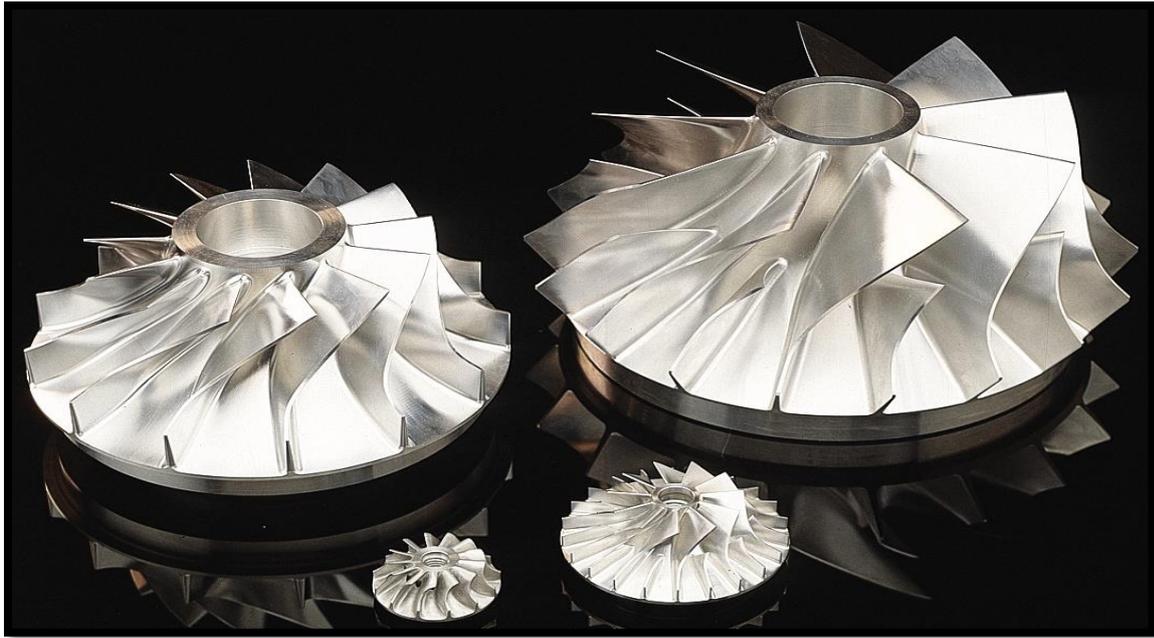


Figure IV. 10:Roue de Turboexpandeur

Pour obtenir une résistance et une intégrité maximales, les roues de turboexpandeur sont usinées à partir de plaques, de barres et de pièces forgées massifs.



Figure IV. 11:Matière premier pour la réalisation de la roue de turboexpandeur

Material Components Properties	Metric
Aluminum, Al	87.1 - 91.4 %
Chromium, Cr	0.180 - 0.280 %
Copper, Cu	1.20 - 2.00 %
Iron, Fe	<= 0.500 %
Magnesium, Mg	2.10 - 2.90 %
Manganese, Mn	<= 0.300 %
Other, each	<= 0.0500 %
Other, total	<= 0.150 %
Silicon, Si	<= 0.400 %
Titanium, Ti	<= 0.200 %
Zinc, Zn	5.10 - 6.10 %

Figure IV. 12:Les propriétés des composants matériels

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. [32]

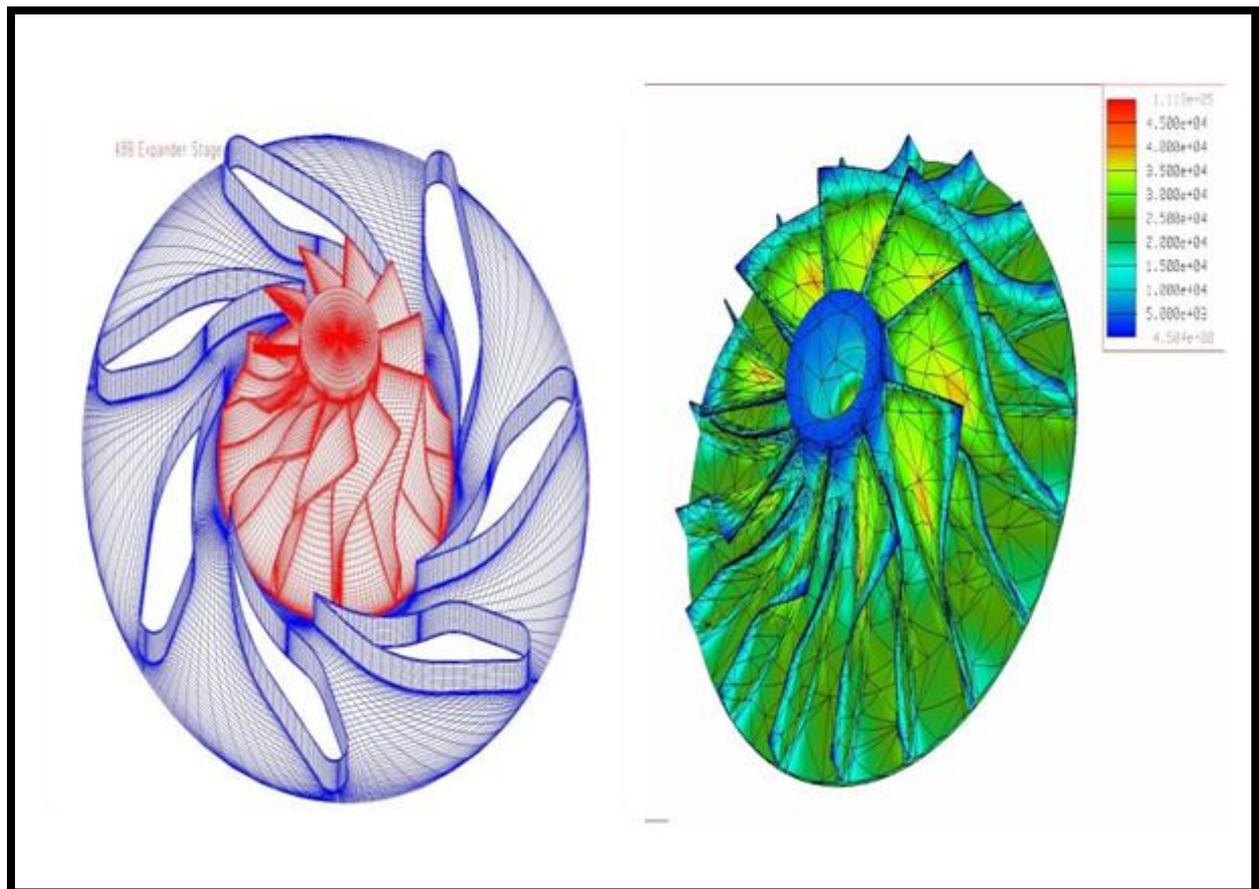


Figure IV. 13: Représentation de la conception critique de la roue et Modélisation aux éléments finis.

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 turboexpandeur de peut fonctionner de zéro à la vitesse de déclenchement sans craindre la mise en résonance de la roue voire la (Figure IV.14).

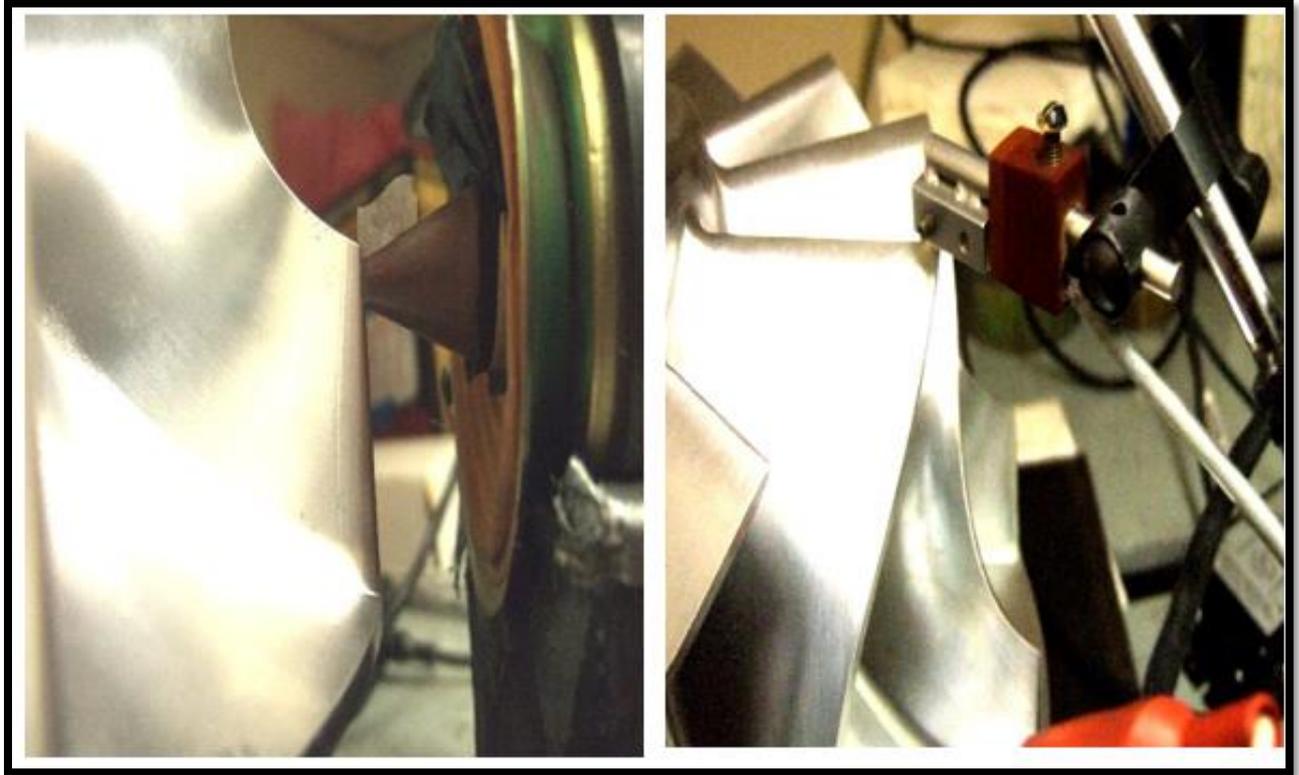


Figure IV. 14: Représentation d'excitation par résonance et mesures par résonance

IV.2.3.3. Arbre :

L'arbre 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. [32]



Figure IV. 15: Un arbre typique pour un turboexpandeur

Les roues sont fixées à l'arbre sur un profil taraudé spécial avec des clavettes et des rainures de clavette cylindriques (Figure IV.16).



Figure IV. 16: Clavettes d'arbre

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

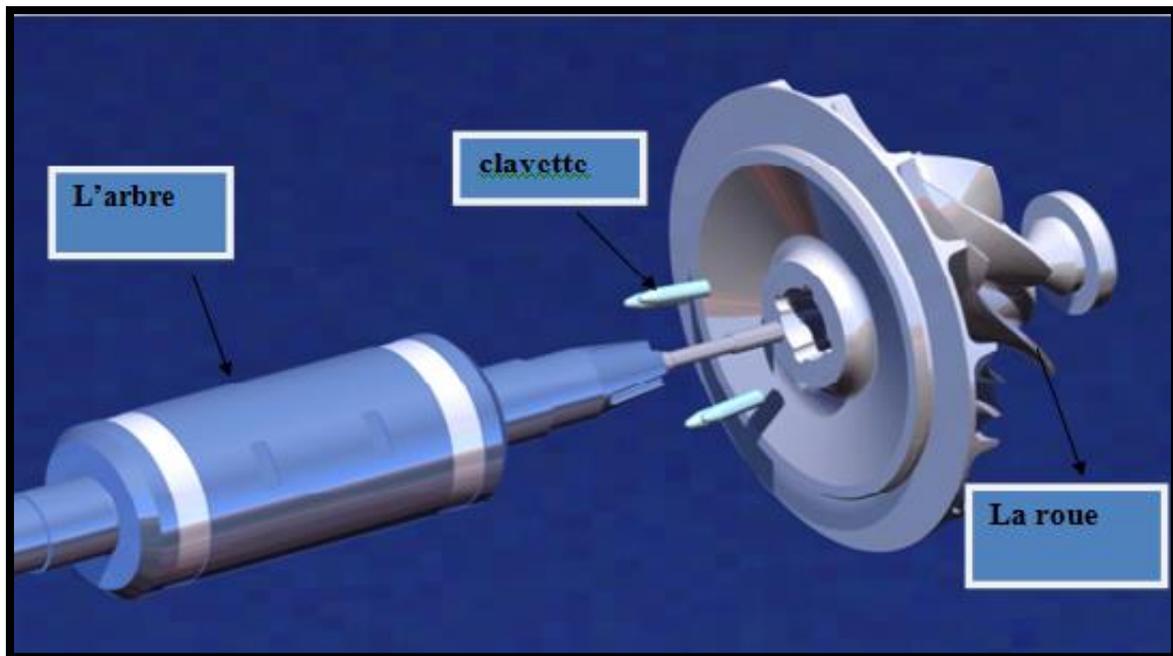


Figure IV. 17: Fixation de la roue sur l'arbre

IV.2.3.4. 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. [31]



Figure IV. 18:Les labyrinthes du turboexpandeur.

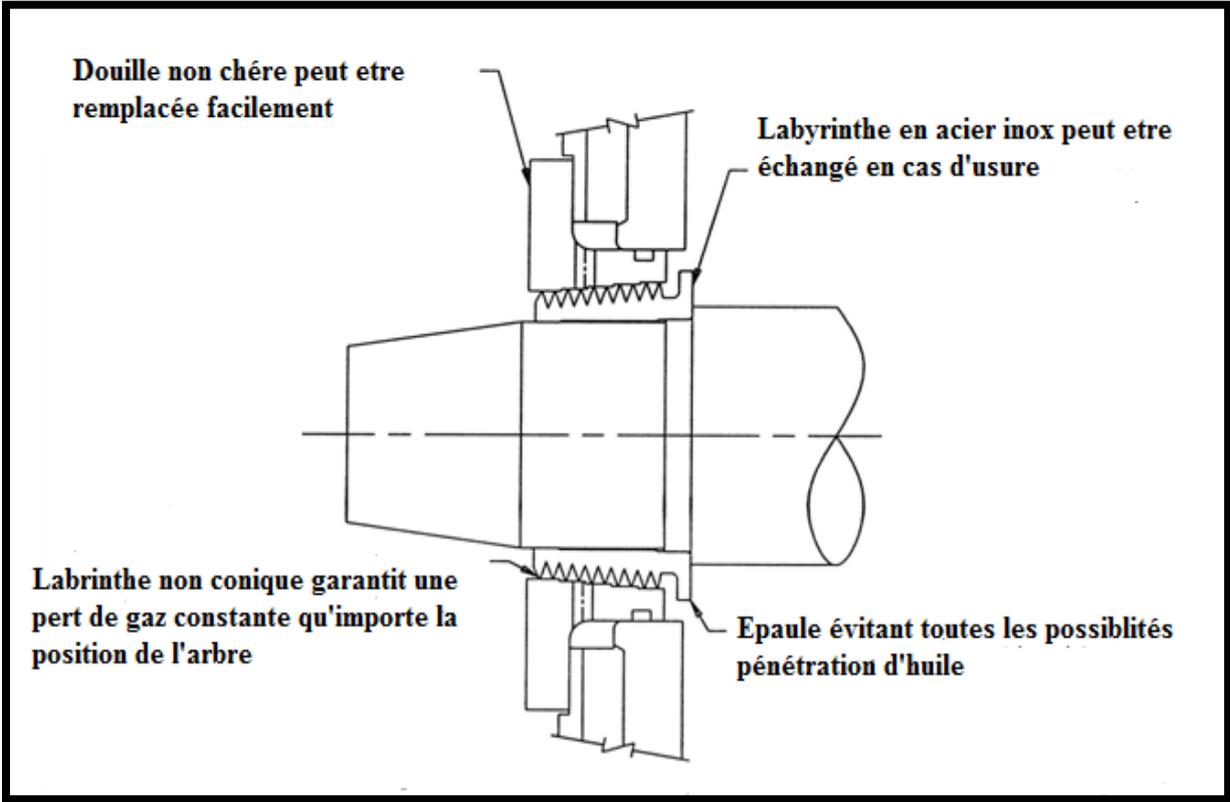


Figure IV. 19:Assemblage du labyrinthe

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

IV.2.3.5. 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. [32]

IV.2.3.6. Paliers :

Une avancée technologique importante s'est produite en 1989 lorsque MTC a incorporé pour la première fois des paliers magnétiques dans un turboexpandeur d'hydrocarbures comme alternative au palier conventionnel.

Depuis ce premier succès, cette technologie s'est perfectionnée, si bien que les **T.E** équipés de paliers magnétiques sont désormais considérées comme une pratique standard pour certaines applications.

La technologie du palier magnétique aux turboexpandeur d'hydrocarbures présente avantages importants par rapport aux conceptions traditionnelles de paliers à huile. [28]

Voici quelques-uns des avantages de la technologie des paliers magnétiques :

- ❖ Élimine le risque de contamination du processus
- ❖ Élimine le risque de dilution de l'huile
- ❖ Réduction des coûts de maintenance et des charges d'électricité
- ❖ Réduction du poids et de l'espace
- ❖ Impact environnemental
- ❖ Sécurité



Figure IV. 20:Les paliers de Turboexpandeur

IV.2.3.7. Système de gaz d'étanchéité :

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.

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 située 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. [32].

➤ *Caractéristique du gaz d'étanchéité :*

Tableau IV. 1:Caractéristiques du gaz d'étanchéité. [32]

Type de gaz	Gaz naturel
Masse moléculaire	19.13 (maximum) 18.63 (minimum)
Débit prévu	350 Nm³ /H (normal) 650 Nm³ /H (maximum)
Température	15°C (minimum) 38°C (maximum)

IV.2.4. Système de lubrification de Turboexpandeur

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 turboexpandeur 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.

IV.2.4.1. Les dispositifs de base de système :

❖ **Un réservoir d'huile :**

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.

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.

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

❖ La pompe d'huile :

Deux pompes à vis 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 **T.E** ou si la pression différentielle d'huile au niveau des paliers chuté.

❖ Un refroidisseur d'huile :

Un aëroréfrigérant qui permet de fournir un refroidissement suffisant pour l'huile de lubrification dans les conditions ambiantes extrêmes spécifiées.

❖ 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.

❖ Accumulateur d'huile :

L'accumulateur souple 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.

❖ 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.

IV.2.4.2. Fonctionnement du système 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 conçue 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.

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

- 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.
- L'huile sous pression passe à travers les aëroréfrigérant 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.

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 **T.E**. 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. [33]

❖ Remarque :

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 **T.E** est ceci pour éviter une rotation à sec de retors.

IV.2.5. Phénomène de pompage :

IV.2.5.1. Cycle de pompage :

La (**Figure IV.21**), suivante montre que :

- Si l'on réduit le débit du point **A (R1)** jusqu'au sommet **B** de la caractéristique (**R2**), le fonctionnement reste stable.
- Si l'on veut encore réduire ce débit jusqu'a**R3**, 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.

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

- Lorsque 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 point **D** 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 grand débit, les pressions d'aspiration et de refoulement vont revenir à des valeurs normales, et l'on va revenir vers le point **A**.

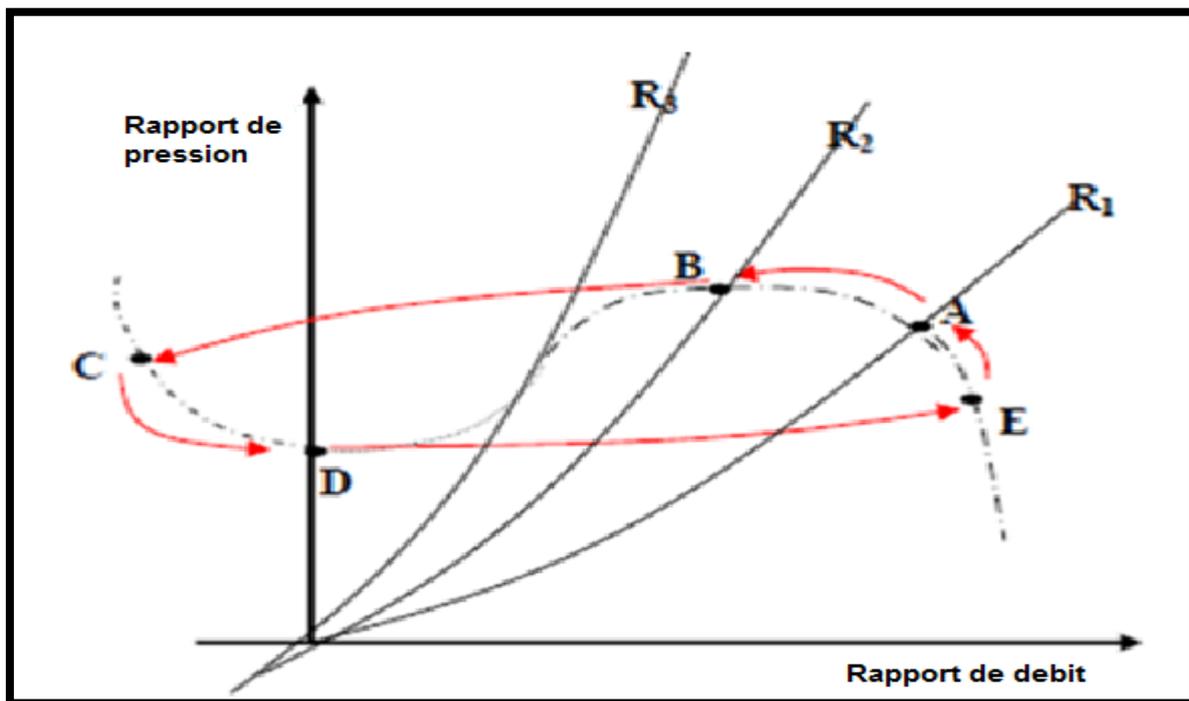


Figure IV. 21: Cycle de pompage

IV.2.5.2. Limite de protection de pompage :

Les dispositifs de protection contre le pompage sont installés pour que :

- ✓ Le compresseur n'atteigne pas la ligne de pompage, même lors des fonctionnements transitoires.
- ✓ Le marge est donc nécessaire entre la ligne de commande et la ligne sécurité, cette dernière définissant le point de consigne de la protection.

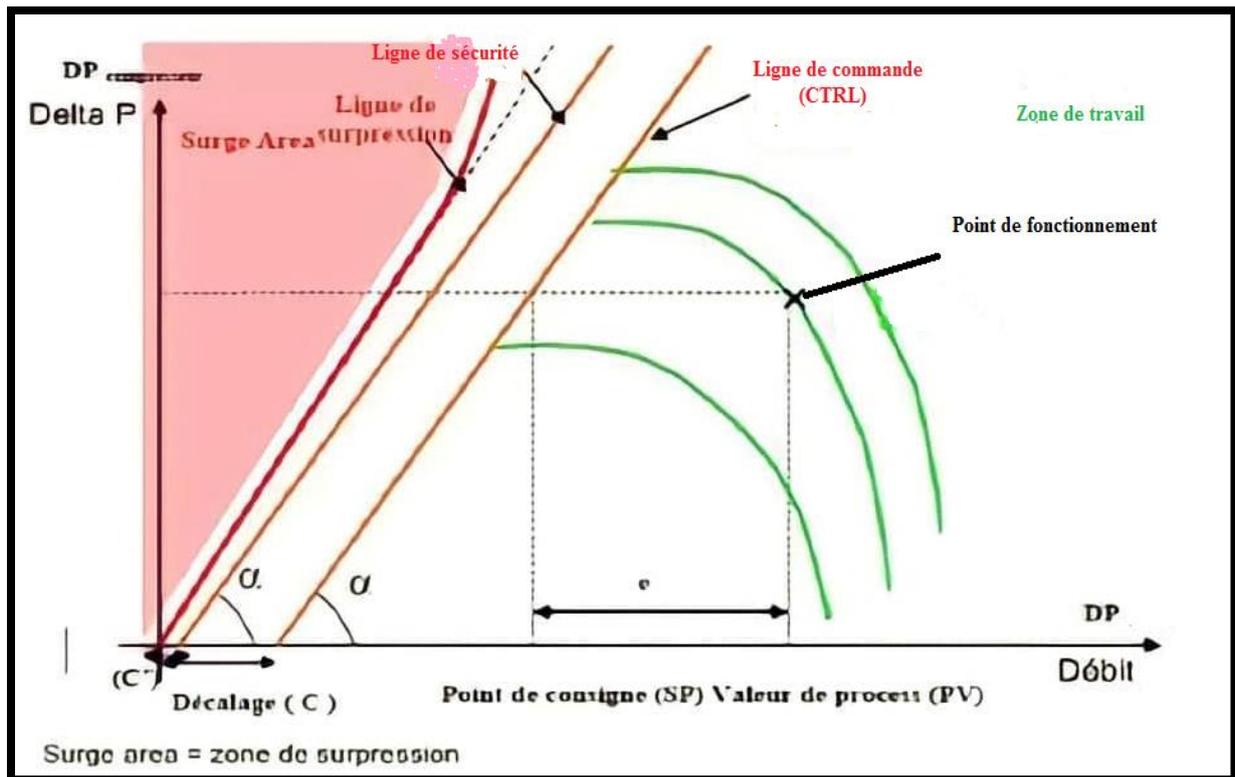


Figure IV. 22:Ligne de pompage et limite de Protection de pompage.

IV.2.5.3. 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

IV.2.5.4. Conséquence du pompage :

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

IV.2.5.5. Sécurité contre le pompage :

Le système de l'anti-pompage, il protège le compresseur contre les endommagements du a l'inversion de l'écoulement.

Le contrôleur de l'anti-pompage, est situé dans l'UCP du turboexpandeur, il contrôle le fonctionnement du compresseur en utilisant les variables procès suivants.

- ✚ Le transmetteur de débit d'aspiration.

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

- ✚ Le transmetteur de température d'aspiration.
- ✚ Le transmetteur de pression d'aspiration.
- ✚ Le transmetteur de pression de refoulement.

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

IV.2.6. Maintenance et sécurité du turboexpandeur :

IV.2.6.1. Généralité sur la maintenance :

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, la maintenance a pour le but de :

- ✚ Le maintien du capital machine
- ✚ L'amélioration de la sécurité et de la protection de l'environnement
- ✚ L'exploitation rationnelle des équipements de production.
- ✚ La réduction des coûts d'entretien et l'évaluation plus précise des budgets

IV.2.6.2. Types de maintenance :

Majoritairement on trouve les types de maintenance suivants :

IV.2.6.2.1. La maintenance préventive :

Elle 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.

❖ La maintenance dite systématique :

Elle dépend la durée de vie de bon fonctionnement des différents composants d'un équipement, cette maintenance préventive est celle régulièrement effectuée, par exemple :

- Le remplacement des courroies d'un magnétophone après n heures de fonctionnement, conformément à la prescription du constructeur.

❖ La maintenance conditionnelle :

Elle fait suite aux informations données par les indicateurs de défaut.

- ✚ Autodiagnostic de l'équipement,

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

- ✚ 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.

IV.2.6.2.2. La maintenance curative :

Cette opération consiste à rétablir un appareil dans un état de fonctionnement conforme aux spécifications techniques du constructeur suite à une défaillance constatée.

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.

La démarche consiste à :

- ✚ Détecter la panne,
- ✚ Localiser (circonscrire) la zone défaillante.

❖ Remarque :

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

IV.2.6.3. La maintenance du Turboexpandeur

IV.2.6.3.1. Préventives :

- ✓ Addition de l'huile de lubrification.

IV.2.6.3.2. Curatives :

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

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

IV.2.6.3.3. Entretien :

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

❖ **Système de commande électrique :**

- ✓ Vérifier régulièrement le système de commande électrique pour être certain que l'ensemble des dispositifs 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.
- ✓ 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 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,

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

- ✓ 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. [33]

IV.3. Théorie de la détente :

IV.3.1. Equations gouvernantes de la détente :

IV.3.1.1. Principe d'Euler :

L'équation d'Euler relie la quantité d'énergie échangée entre le fluide et les aubages de la machine, à travers les composantes circonférentielles des vitesses absolues en amont et en aval de la roue.

Cette équation est établie à partir de la projection sur l'axe de la machine de l'équation intégrale du moment de quantité de mouvement, qui permet d'introduire et d'explicitier le couple exercé sur l'arbre par le fluide ou inversement.

IV.3.1.2. Théorème de quantité de mouvement :

Le théorème de conservation de la quantité de mouvement a pour expression :

$$\sum F_{ext} = d(\dot{m}v) \quad \text{IV. 1}$$

Sous forme d'intégrale ce théorème s'écrit :

$$\int_F \vec{C}(\rho \vec{C} d\vec{F}) = \sum F_{ext} = \int_V \rho \vec{g} dV - \int_V P d\vec{F} + \int_V d\vec{S} \quad \text{IV. 2}$$

Donc sur une surface élémentaire $d\vec{F}$ la variation de la quantité de mouvement du débit masse du fluide est égale à la somme des forces extérieures.

Tel que :

- \dot{m} : Débit massique de gaz (kg/s)

- ρ : Densité de fluide (kg/m^3)
- P : Pression (N/m^2)
- $\int_V \rho \vec{g} dV$: représente les volumique (pesanteur).
- $\int_V P d\vec{F}$: représente les forces massique (pression).
- $\int_V d\vec{S}$: représente les forces de frottement.

IV.3.1.3. Théorème de moment cinétique :

Une multiplication vectorielle des deux extrémités de l'équation de quantité de mouvement par le vecteur position \vec{r} nous donne le théorème de la conservation du moment cinétique :

- **Conservation du moment cinétique :**

$$\int_F \vec{r} \wedge \vec{c}(\rho \vec{c} d\vec{F}) = \int_V \vec{r} \wedge \vec{g} dV - \int_V \vec{r} \wedge P d\vec{F} + \int_V \vec{r} \wedge d\vec{S} \quad \text{IV. 3}$$

En négligeant l'influence de la pesanteur et les forces de frottement nous obtenons :

$$\int_F \vec{r} \wedge \vec{c}(\rho \vec{c} d\vec{F}) = - \int_F \vec{r} \wedge P d\vec{F} \quad \text{IV. 4}$$

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

Le produit vectoriel $\vec{r} \wedge \vec{c}$ donne un vecteur de grandeur $r \cdot C_U$

$$\dot{m}(r_1 C_{1U} - r_2 C_{2U}) = \left| - \int_F \vec{r} \wedge P d\vec{F} \right| \quad \text{IV. 5}$$

Sur la surface de référence nous avons :

$$\int_F \vec{r} \wedge P d\vec{F} = \vec{T}_{th} \quad \text{IV. 6}$$

\vec{T}_{th} : Est le couple mécanique des forces appliquée par le fluide à la roue.

IV.3.1.4. Triangle de vitesse :

Pour étudier l'écoulement de fluide dans une turbomachine, il est nécessaire de désigner des repères des vitesses (Figure IV.23). Si on considère une particule (fluide) traverse la roue une turbine centripète, à chaque instant en chaque point nous avons :

$$\vec{c} = \vec{W} + \vec{U} \quad \text{IV. 7}$$

Tel que :

$$\vec{U} = \vec{\omega} \wedge \vec{r} \quad \text{IV. 8}$$

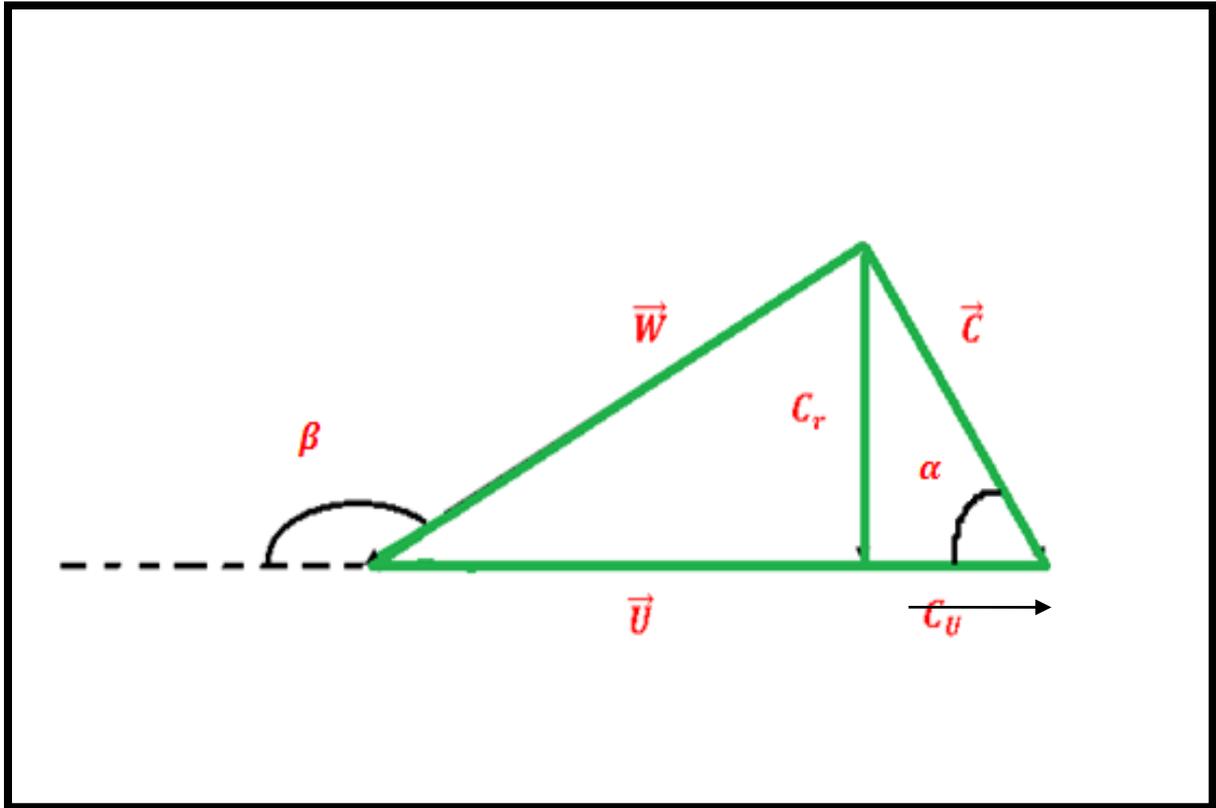


Figure IV. 23: Triangle des vitesses

\vec{C} : Vitesse absolue de la particule (liée à la partie fixe de la machine).

\vec{U} : Vitesse d'entraînement ou circulaire.

\vec{W} : Vitesse relative de la particule (liée à la partie mobile de la machine).

$\vec{\omega}$: Vecteur vitesse instantanée de rotation.

\vec{r} : Distance de l'axe (rayon).

α : Représente l'angle entre le vecteur de vitesse absolue et le vecteur de vitesse d'entraînement.

β : Représente l'angle entre le vecteur de vitesse relative et le vecteur de vitesse d'entraînement

➤ L'expression du couple est la suivante :

$$T_{th} = \dot{m} \times (r_1 C_{1u} - r_2 C_{2u})$$

IV. 9

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

➤ La puissance échangée entre la roue et le fluide sera:

$$P_{th} = T_{th} \times \omega = Q \times \rho \times g \times H_{th} = \dot{m} \times (r_1 C_{1U} - r_2 C_{2u}) \quad \text{IV. 10}$$

Comme :

$$\dot{m} = Q \times \rho \quad \text{IV. 11}$$

Il vient alors :

$$H_{th} = \frac{\omega}{g} \times (r_1 C_{1U} - r_2 C_{2u}) \quad \text{IV. 12}$$

On 'a:

$$\begin{cases} U_1 = \omega \times r_1 \\ u_2 = \omega \times r_2 \end{cases}$$
$$H_{th} = \frac{U_1 C_{1U} - U_2 C_{2U}}{g} \quad \text{IV.13}$$

C'est l'équation d'Euler qui exprime la relation entre l'énergie H_{th} et les composantes circonférentielles de la vitesse C_{1U} et C_{2U}

IV.3.2. Étude thermodynamique :

Puisque notre travail est basé sur des considérations thermodynamiques impliquant des quantités telles que l'entropie, nous avons trouvé utile de rappeler les principes généraux de la thermodynamique et établir des formes quantitatives pour les exprimer.

IV.3.2.1. Définitions :

- ❖ **Enthalpie** : c'est une quantité thermodynamique équivalente à la chaleur totale contenu dans un système, est égale à l'énergie interne d'un système plus le produit de la pression et du volume.

$$H = U + PV \quad \text{IV. 14}$$

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

En remplace (IV.15) dans (IV.16) :

$$\Delta H = H_2 - H_1 \quad \text{IV. 16}$$

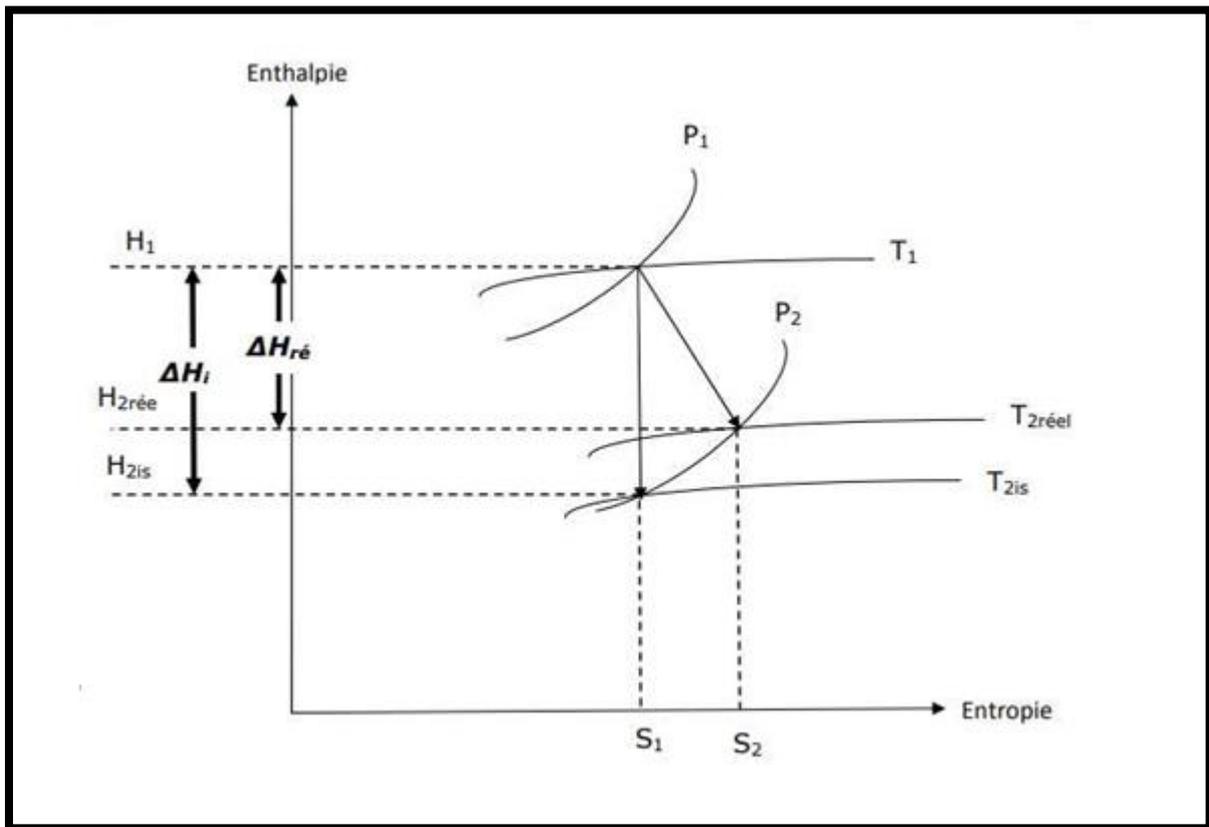


Figure IV. 24: Diagramme (H, S) Mollier pour la détente

- ❖ **Entropie** : c'est une fonction d'état qui sert à mesurer le degré de désordre d'un système, avec cette fonction nous pouvons définir le sens d'une évolution. Elle est définie par le rapport de la quantité de chaleur reçue par le système et sa température

$$\Delta S = \int \frac{Q}{T} \quad \text{IV. 17}$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 \quad \text{IV. 18}$$

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

IV.3.2.2. Premier principe de la thermodynamique :

La première loi de la thermodynamique exprime la conservation de l'énergie. Elle s'applique à un système fermé pour l'unité de masse, est décrit par la somme de la quantité de chaleur et du travail fournis à une masse donnée de gaz.

$$\Delta U = Q + W \quad \text{IV. 19}$$

Appliquons cette loi sur l'entrée (1) et sortie (2) du turbo-expandeur

$$\Delta H = Q + W = H_2 - H_1 \quad \text{IV. 20}$$

Dans une transformation adiabatique ($Q=0$) la relation devient :

$$\Delta H = W = H_2 - H_1 \quad \text{IV. 21}$$

➤ **Pour une turbine :**

$$\Delta H = W_T = H_2 - H_1 < 0 \quad \text{IV. 22}$$

➤ **Pour un compresseur :**

$$\Delta H = W_C = H_2 - H_1 > 0 \quad \text{IV 23}$$

IV.3.3. Dimensionnement de la géométrie de la roue de l'expandeur :

IV.3.3.1. Calcul de la vitesse du gaz à l'entrée du distributeur :

Le vecteur de la vitesse à l'entrée du distributeur est donné par :

$$\vec{C} = C_r \vec{e}_r + C_u \vec{e}_\varphi + C_\Omega \vec{e}_\Omega \quad \text{IV. 24}$$

L'écoulement du gaz à l'entrée du distributeur est purement radial, donc la

vitesse absolue est comme suite :

$$\vec{C} = C_r \vec{e}_r \quad \text{IV. 25}$$

Débit volumique Q_{v0} à l'entrée du distributeur :

$$Q_{v0} = \iint_{S_1} \vec{C} \vec{n} dS = \iint_{S_1} C_{0r} dS = 2\pi R_0 H_d C_{0r} \quad \text{IV.27}$$

$$C_{0r} = \frac{Q_{v0}}{2 \times \pi \times R_0 \times H_d} \quad \text{IV. 26}$$

Tel que :

H_d : Est la largeur de l'aube du distributeur.

R_0 : Est la distance entre l'axe et l'entrée du distributeur

IV.3.3.2. Evolution énergétique du gaz le long de la turbine (Distributeur et roue) :

- **Calcul de la vitesse C_0 à l'entrée de l'expandeur :**

L'écoulement du gaz est donnée par la formule utilisée au niveau de la centrale thermique de (RNS) :

$$C = 1.244 \times \frac{Q_v}{D^2} \times \frac{T}{P} \quad \text{IV. 29}$$

Tel que :

Q_v : Débit volumique du gaz [m^3/h]

D : Diamètre de la conduite [mm]

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

T : Température [K]

P : Pression [Bar].

La valeur de la vitesse absolue du gaz a l'entrée de la turbine est :

$$C_0 = 1.244 \times \frac{Q_{V0}}{D^2} \times \frac{T_0}{P_0} \quad \text{IV. 27}$$

- Calcul des paramètres a l'entrée de la roue :

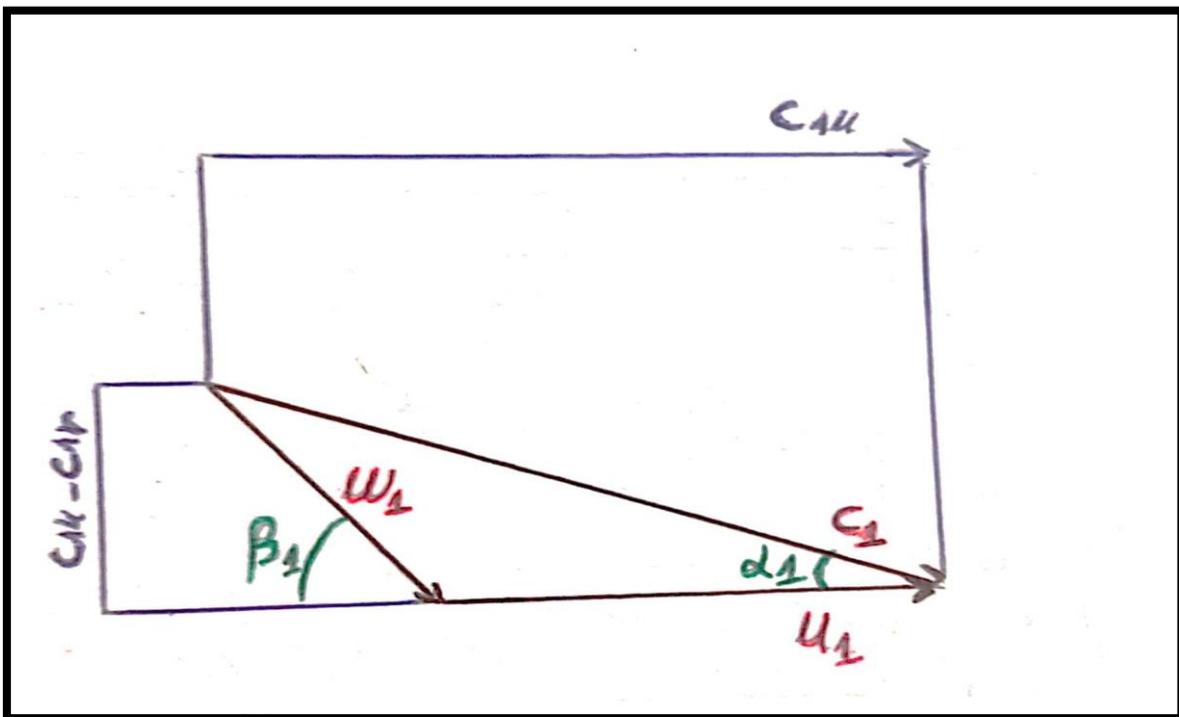


Figure IV. 25:Tringle de vitesse a la sortie du distributeur (entrée de la roue)

$$\tan \alpha_1 = \frac{C_{1r}}{|C_{1u}|} \quad \text{IV. 28}$$

$$C_{1u} = \frac{C_{1r}}{\tan \alpha_1} \quad \text{IV. 29}$$

$$C_{1u} = \frac{Q_{V1}}{2\pi R_1 H_d} \times \frac{1}{\tan \alpha_1} \quad \text{IV. 30}$$

✚ Remarque :

Les deux composantes de vitesse C_{1r} et C_{1u} à la sortie du distributeur et à l'entrée de la roue sont les mêmes (espace négligeable entre le distributeur et la roue)

IV.3.3.3. Calcul des vitesses à la sortie de distributeur et entrée de la roue :

- **Calcul de la vitesse absolue C_1 :** relation générale de l'écoulement entre l'entrée et la sortie de distributeur est donnée par :

$$(Q + W)_{0-1} = (\Delta H)_{0-1} + \frac{1}{2}(C_1^2 - C_0^2) + g \times \Delta Z \quad \text{IV. 31}$$

La détente au niveau du distributeur se fait sans échange de chaleur (machine adiabatique) avec le milieu extérieur et sans échange de travail (canaux fixes)

Donc :

$$(Q + W)_{0-1} = 0$$

Et : $g \times \Delta Z = 0$ car la machine est horizontale.

Alors

$$C_1 = \sqrt{2 \times (\Delta H)_{0-1} + C_0^2} \quad \text{IV. 32}$$

Tel que :

$(\Delta H)_{0-1}$: est la chute d'enthalpie au niveau de distributeur

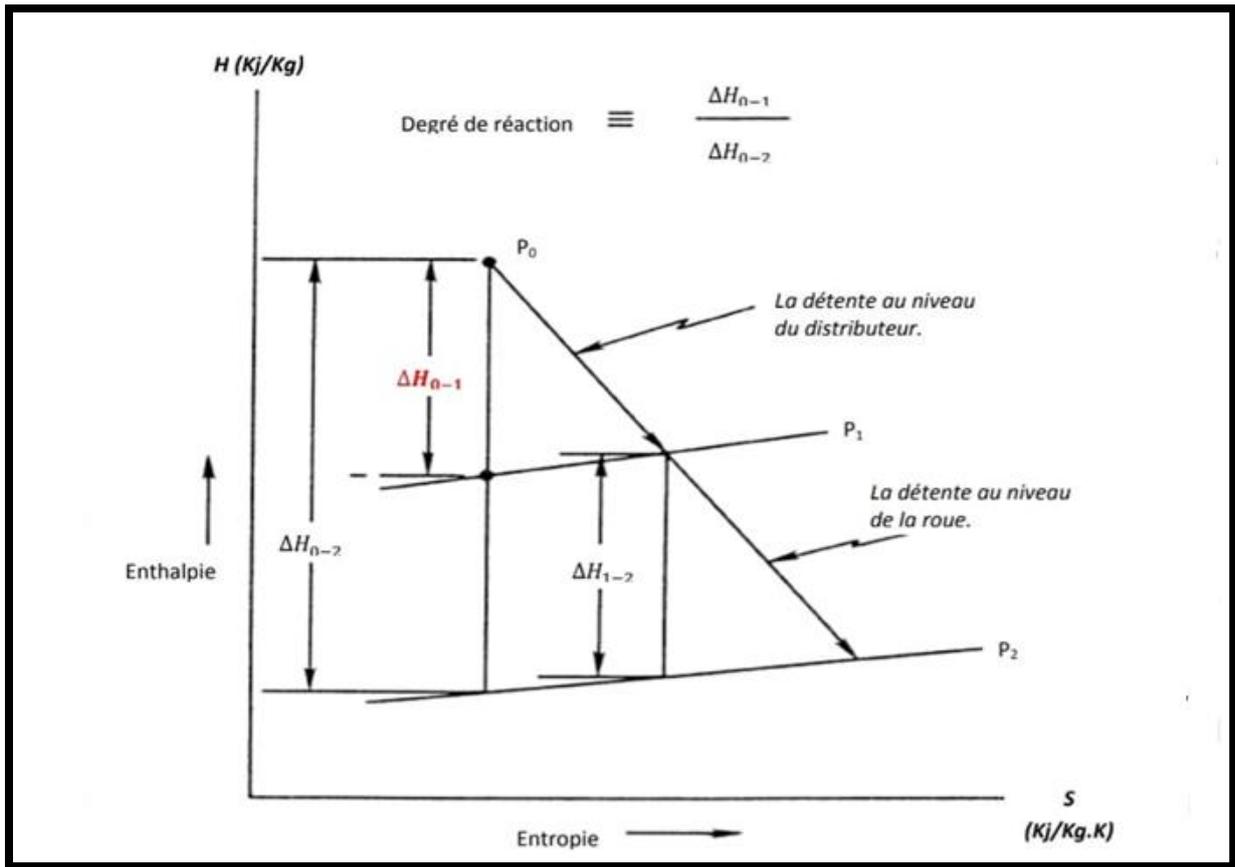


Figure IV. 26:Diagramme H-S

$$\text{Degré de réaction} = \frac{\text{la chute d'enthalpie dans la roue mobile}}{\text{la chute d'enthalpie dans tous l'etage}}$$

$$\delta = \frac{(\Delta H)_{1-2}}{(\Delta H)_{0-2}} \quad \text{IV. 33}$$

Pour les turbines radiales le degré de réaction $\delta = 0,5$

$$(\Delta H)_{1-2} = \delta \times (\Delta H)_{0-2}$$

Donc on peut déterminer la valeur de comme suit :

$$(\Delta H)_{0-1} = (\Delta H)_{0-2} - (\Delta H)_{1-2} \quad \text{IV. 34}$$

- **Calcul de la composante circonférentielle C_{1u}** : A partir du triangle de vitesse à la sortie du distributeur (**Figure IV.25**) on constate ce qui suit :

$$C_{1u} = C_1 \times \cos \alpha_1 \quad \text{IV. 35}$$

On c'est que l'angle $\alpha_1 = 5^\circ$

- **Calcul de la composante radiale C_{1r}** : la composante radiale de la vitesse absolue est donnée par :

$$C_{1r} = C_1 \times \sin \alpha_1 \quad \text{IV. 36}$$

On calcul la vitesse relative W_1 après la détermination de la vitesse U_1 (le rayon R_1 et la vitesse angulaire ω vont être calculés par la suite).

- **Calcul de l'angle β_1** : d'après le triangle de vitesse nous avons :

$$\beta_1 = \frac{C_{1r}}{W_1} \quad \text{IV. 37}$$

On calcul la valeur de β_1 après la détermination de la vitesse relative W_1

- **Calcul de la vitesse relative W_1** : à l'aide du triangle de vitesse on remarque ce qui suit :

$$W_1 = \sqrt{C_{1r}^2 + (C_{1u} - U_1)^2} \quad \text{IV. 38}$$

Sachant que : $U_1 = \omega \times R_1$

- **Calcul des paramètres a la sortie de la roue :**

La roue est un corps possédant un nombre d'aubes fini régulièrement espacées, elle assure le transfert d'énergie entre le fluide en mouvement et l'arbre de la machine

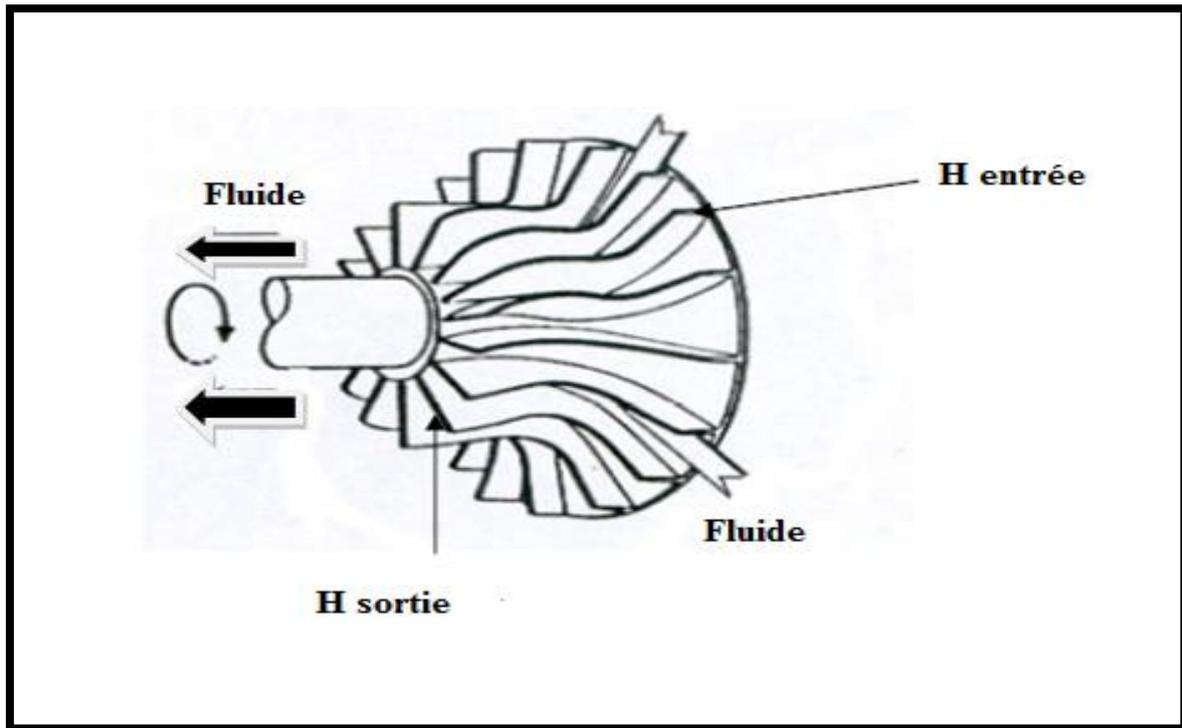


Figure IV. 27 : Schéma des aubes d'une roue mobile

L'écoulement étant défléchi au passage de la roue, il existe donc une force exercée par le fluide sur les aubages.

La vitesse absolue C_2 du gaz à la sortie de la roue possède deux composantes, l'une radiale C_{2r} et l'autre circumférentielle C_{2u} . L'écoulement à la sortie de la roue est purement radial, c'est-à-dire l'angle entre C_2 et U_2 égale 90° . [34]

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

Le triangle des vitesses est comme suit :

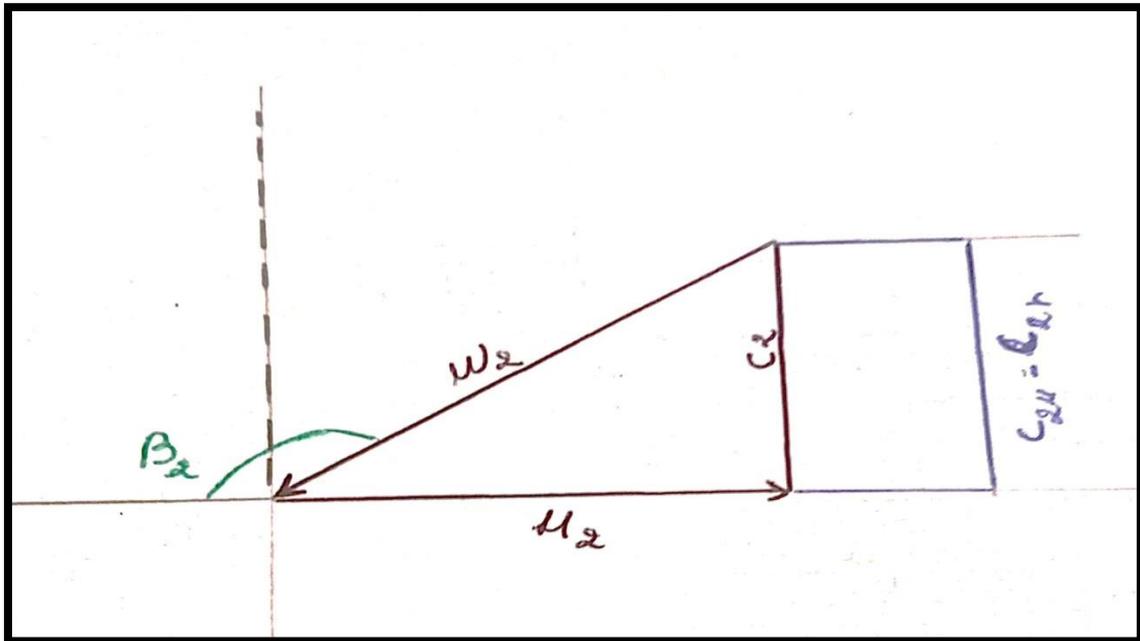


Figure IV. 28: triangle de vitesse a la sortie de la roue

- **Composante radiale C_{2r}** : la composante radiale de la vitesse absolue C_2 à la sortie de la roue est exprimée en fonction du débit volumique.

$$Q_{V2} = \iint_{S2} \vec{C} \vec{n} dS = \iint_{S2} C_{2r} dS = 2\pi R_2 H_{sr} C_{2r} \quad \text{IV. 39}$$

$$C_{2r} = \frac{Q_{V2}}{2\pi R_2 H_{sr}} \quad \text{IV. 40}$$

Tel que :

R_2 : est la distance entre l'axe et la sortie de la roue

H_{sr} : est la largeur de l'aube à la sortie de la roue.

- **Composante circumférentielle C_{2u}** : puisque C_{2u} est la projection de la vitesse absolue C_2 sur la vitesse d'entraînement U_2 et l'angle entre C_2 et U_2 est égale 90° .

IV.3.3.4. Calcul des vitesses à la sortie de la roue :

- **Calcul de la vitesse absolue C_2** : L'écoulement à la sortie de la roue est purement radial, c'est-à-dire l'angle entre C_2 et U_2 égale 90° , cela veut dire que la vitesse absolue C_2 égale sa composante radiale C_{2r}

$$C_2 = C_{2r}$$

- **Calcul de la composante circonférentielle C_{2u}** : sur le triangle de vitesse au point (2) représenté sur la figure, on remarque que la composante C_{2u} est la projection de la vitesse absolue C_2 sur la vitesse d'entraînement U_2 donc :

$$C_{2u} = 0 \text{ m/s}$$

- **Calcul de la composante radiale C_{2r}** : pour les machines radiales, les vitesses méridiennes sont constantes le long du passage du gaz, c'est-à-dire :

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

- **Calcul de la vitesse relative W_2** : d'après le triangle de vitesse nous avons

$$W_2 = \sqrt{C_2^2 + U_2^2} \quad \text{IV. 41}$$

Sachent que :

$$U_2 = \omega \times R_2$$

- **Calcul de l'angle β_2** : d'après le triangle de vitesse nous avons :

$$\beta_2 = \beta_2' + 90^\circ \quad \text{IV. 42}$$

$$\tan \beta_2' = \frac{U_2}{C_2} \quad \text{IV. 43}$$

IV.3.4. Calcul du couple développé par la détente du gaz sur la roue :

Les turbomachines fonctionnent selon le principe d'Euler qui consiste, en l'obtention d'un couple moteur sur un arbre tournant par variation de la quantité de mouvement du débit massique d'un fluide (compressible ou non) sur une roue à écoulement centrifuge ou axial.

Entre les points (1) et (2) on récupère un couple mécanique sur l'arbre de la roue, car il existe un échange de travail entre le gaz et les aubes de la roue.

- Le couple entre les points (1) et (2) a pour expression : [35]

$$T = \dot{m} \times (R_1 C_{1u} - R_2 C_{2U}) \quad \text{IV. 47}$$

- La puissance développée sur l'arbre du turboexpandeur a pour expression :

$$P = T \times \omega \quad \text{IV. 48}$$

T : Couple développé

ω : vitesse angulaire avec : $\omega = \frac{2 \times \pi \times N}{60}$ N : le nombre de tour par minute

En remplace (IV. 47) dans (IV. 48)

$$P = \omega \times \dot{m} \times (R_1 C_{1u} - R_2 C_{2U}) \quad \text{IV. 49}$$

$$P = \dot{m} \times (U_1 C_{1u} - U_2 C_{2U}) \quad \text{IV. 50}$$

Chapitre IV : Turboexpandeur et théorie de la détente

On remplace les relations de C_{1u} et C_{2U} dans l'expression de la puissance on aura ce qui suit :

$$P = \omega \times \dot{m} \times \frac{Q_{V1}}{2\pi R_1 H_d} \times \frac{1}{\tan \alpha_1} \quad \text{IV. 51}$$

Récapitulatif des équations :

Le système d'équations suivant sera résolu numériquement, les résultats sont présentés dans le chapitre V.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1 = \sqrt{2 \times (\Delta H)_{0-1} + C_0^2} \\ C_{1r} = C_1 \times \sin \alpha_1 \\ C_{1u} = C_1 \times \cos \alpha_1 \\ W_1 = \sqrt{C_{1r}^2 + (C_{1u} - U_1)^2} \\ \beta_1 = \frac{C_{1r}}{W_1} \\ C_2 = C_{2r} \\ C_{2u} = 0 \\ C_{2r} = C_{1r} \\ W_2 = \sqrt{C_2^2 + U_2^2} \\ \beta_2 = \hat{\beta}_2 + 90^\circ \end{array} \right. \quad \text{IV. 52}$$

Chapitre V :
Calcul thermodynamique du
Turboexpandeur

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

V.1. Introduction:

Dans ce chapitre, notre objectif est d'estimer la quantité d'énergie qu'on peut récupérer à partir de la détente de gaz en remplaçant le détendeur régulateur (la vanne Joule Thomson) de la détente classique par un turboexpandeur qui transforme l'énergie libre de détente du gaz à haute pression en travail, au lieu de la laisser se dissiper en pure perte.

Dans un deuxième temps, il s'agira de calculer les dimensions du **T.E** adaptées à la puissance récupérée. Pour cela nous avons adopté les points suivants :

- Calculer l'énergie de détente disponible par les diagrammes enthalpiques du gaz.
- Elaborer un dimensionnement préliminaire du **T.E** en adoptant une technique purement industriel qui est utilisé pour préparer les cahiers de charges.
- Tracer les triangles des vitesses afin de calculer les valeurs des vitesses au différent point de la turbine.
- Déterminer les dimensions de la machine en fonction de la puissance disponible
- Elaborer une simulation par CFturbo pour confirmer le dimensionnement préliminaire du **T.E** étudié (Train 200)

V.2. Composition du gaz de la région de Rhourde Nouss:

La composition du gaz obtenue du complexe de traitement de gaz à RNS (mémoire fin d'étude cité en bibliographique) est donné sur le tableau suivant : [5]

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

Tableau V. 1:Caractéristique du gaz de RNS. [5]

Constituants	Mi [kg/mol]	Composition		Composition molaire (D) Yi [%]
		Molaire (L) Zi [%]	Mi. Zi [kg/mol]	
C_2H_6	30	2,5	0,75	2,746
C_3H_8	44	54,584	24,02	59,951
iC_4H_{10}	58	16,946	9,83	18,61
nC_4H_{10}	58	16,815	9,75	18,422
iC_5H_{12}	72	4,648	3,35	0,244
nC_5H_{12}	72	2,458	1,77	0,026
nC_6H_{12}	86	1,363	1,17	0
nC_7H_{16}	100	0,685	0,69	0
Σ		100%	51,33	100%

La masse molaire du mélange est donnée par la relation suivante:

$$M_L = \sum M_i Z_i \quad \text{V. 1}$$

$$M_L = 51,33 \text{ kg/mol}$$

V.3. Dimensionnement Préliminaire:

L'opération de la détente par le turboexpandeur est mieux décrite comme un système dynamique qui répond au processus variantes de l'écoulement du gaz.

Pour commencer le dimensionnement conceptuel du processus, un ensemble de paramètres fixes comme : flux de processus (Process Stream), ou "Design Point", doivent être établi.

Cette "Design Point" est normalement défini par l'ingénieur de procédé dans le cas de nouvelles usines. Dans le cas d'une re-conception de turboexpandeur dans une installation

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

existante, les conditions de fonctionnement réelles dicteront un nouveau "point de conception".

Pour dimensionner un Turboexpandeur selon le standard API 617, les paramètres requis sont définis sur la figure suivante :

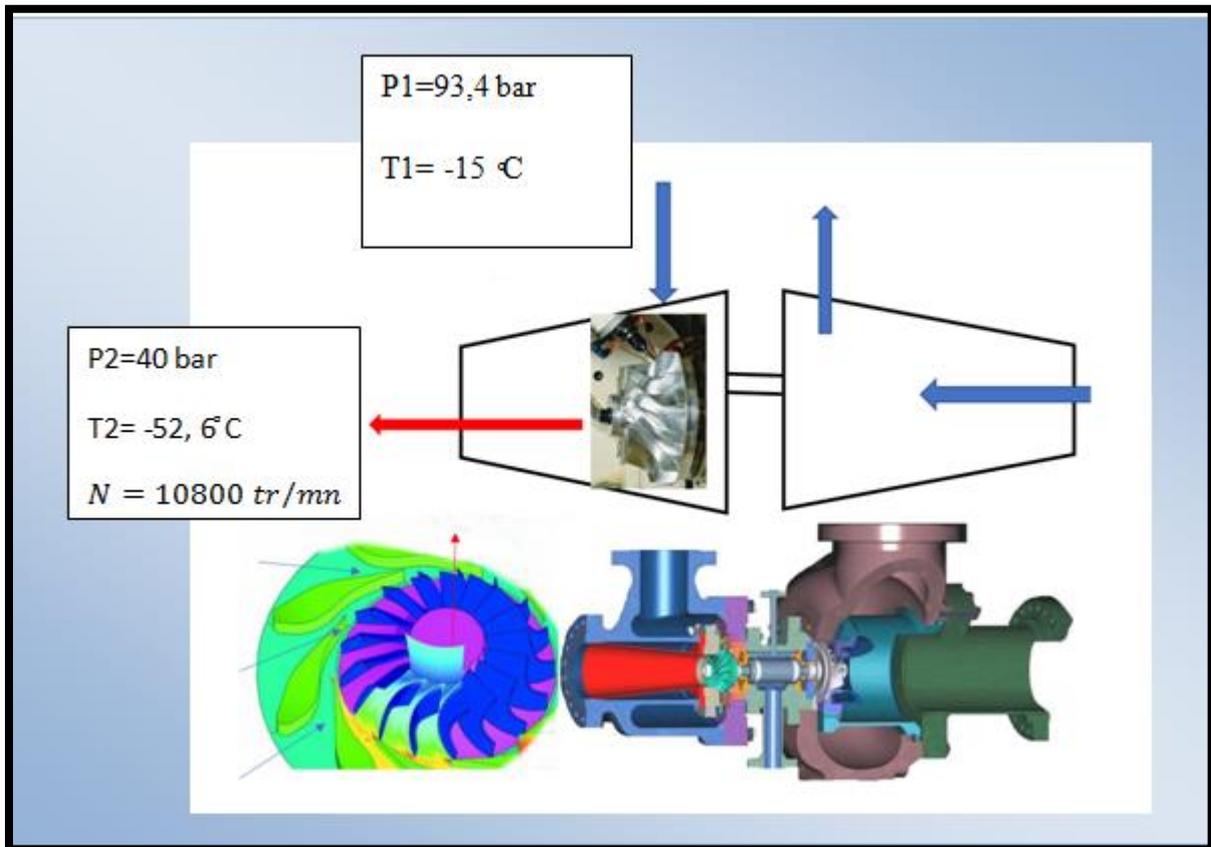


Figure V. 1:Schéma de T.E et les paramètres requis pour son dimensionnement

V.3.1. Récupération de l'énergie (Calcul de l'enthalpie):

Connaissent les paramètres du gaz à l'entrée et à la sortie de la machine (température T , pression P et le débit massique \dot{m}) ainsi la composition du gaz avec la fraction de chaque composant.

➤ **Les paramètres à l'entrée de l'expandeur :**

$$\dot{m} = 577,95 \text{ kg/h}$$

$$P_1 = 93,4 \text{ Bar}$$

$$T_1 = -15^\circ\text{C}$$

➤ **Les paramètres à la sortie de l'expandeur :**

Pour une installation existante la pression et la température de sortie sont connues

$$P_2 = 40 \text{ Bar}$$

$$T_2 = -52,6^\circ\text{C}$$

• **Avec :**

$$\tau = \frac{P_1}{P_2} = 2,335$$

Aussi on a :

$$Z=0,5$$

Avec :

Z: Compressibilité du gaz

P_1 : Pression de l'entrée de l'expandeur

P_2 : Pression de sortie de l'expandeur

T_1 : Température de l'entrée de l'expandeur

T_2 : Température de sortie de l'expandeur

✚ L'énergie mécanique fournie par le gaz dans le cas d'une détente isentropique est donné par le relation suivant :

$$\Delta H_{is} = W_i = H_1 - H_{2is} \quad \text{V. 2}$$

Avec :

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

H_1 : L'enthalpie a l'entrée de la machine avec les conditions T1, P1, et la composition de gaz

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

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

✚ L'énergie mécanique fournie par le gaz dans le cas d'une détente réelle est donnée par la relation suivant :

$$\Delta H_{re} = W_{reel} = H_1 - H_{reel} \quad \text{V. 3}$$

On 'a:

H_1 Et H_2 sont déterminer à partir de diagramme (H-S)

$$\begin{cases} H_1 = 713Kj/Kg \\ H_2 = 646,32Kj/Kg \end{cases}$$

$$\Delta H_{re} = 66,68Kj/Kg$$

Avec :

H_1 : L'enthalpie a l'entrée de la machine avec les conditions T1, P1, et la composition de gaz

H_{reel} : l'enthalpie a la sortie dans le cas d'une evolution réelle

V.3.2. Le rendement de la turbine :

Le rendement de la machine adiabatique est finalement : le rapport entre le travail réel et le travail isentropique est donné par la relation suivante :

$$\eta_{is} = \frac{\Delta H_{re}}{\Delta H_i} = 0.87 \quad \text{V. 4}$$

D'après cette relation en peut déterminer le l'enthalpie isentropique :

$$\Delta H_i = \frac{\Delta H_{re}}{\eta_{is}} \quad \text{V. 5}$$

$$\Delta H_i = 76,64 \text{Kj/Kg}$$

V.3.3. Calcul des débits volumiques réels:

Pour notation bien déterminée le débit est pris en (Nm³ /h), c'est-à-dire la quantité du gaz qui passe dans la conduite est prise aux conditions normales (P=1 atm et T =0°C). Pour trouver le débit massique du gaz, on doit multiplier le débit volumique par la masse volumique du gaz aux conditions normales de température et de pression.

$$\dot{m} = Q_v \cdot \rho \quad \text{V. 6}$$

Dans notre cas la valeur de la masse volumique est donnée par : $\rho = 0.833 \text{ kg/m}^3$

$$Q_v = \frac{577.95}{0.833} = 693.82 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

V.3.4. Puissance thermodynamique disponible:

$$P = \Delta H_i \cdot \dot{m} \quad \text{V. 7}$$

$$\Delta H_i = \Delta H_{re} \cdot \eta_m \cdot \eta_v \quad \text{V. 8}$$

$$P = 7682 \text{ kw}$$

Avec :

$\eta_m = 0.9$ Est le rendement mécanique de l'expandeur

$\eta_v = 0.8$ Est le rendement volumétrique de l'expandeur

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

V.3.5. Puissance développée par l'expandeur:

La puissance développée (Horse Power HP) par l'expandeur doit être absorbée afin d'éviter les excès de vitesse. Les roulements et le compresseur absorbent cette puissance pour créer un équilibre. La formule Horsepower Balance est :

$$HP_{ex} = HP_c + HP_{pal} \quad \text{V. 9}$$

HP_{pal} : La puissance requise par les paliers.

HP_c : La puissance requise par le compresseur, L'augmentation de pression à travers le compresseur est une fonction de ΔH adiabatique (Head Rise), développé par le compresseur et son efficacité η_c , pour satisfaire la formule d'équilibre de la puissance.

La formule de puissance pour le compresseur est similaire à l'expandeur, mais légèrement différent car il consomme moins de puissance. La formule est :

$$HP_c = \frac{\Delta h \cdot \dot{m}_c}{\eta_c} \quad \text{V. 10}$$

Le débit massique \dot{m}_c , pour le compresseur, est généralement donné par l'ingénieur process. Avec Puissance du compresseur connue, nous pouvons réorganiser la formule de puissance du compresseur pour calculer le Δh adiabatique, comme suit :

$$\Delta h = \frac{HP_c \cdot \eta_c}{\dot{m}_c} \quad \text{V. 11}$$

Nous commençons par supposer un rendement raisonnable, η_c sur le compresseur, tel que 75 %. Et un débit de gaz. Après avoir calculé le Δh Adiabatique, nous pouvons calculer l'augmentation de pression à travers le compresseur par la formule suivante :

$$P_{c,2} = P_{c,1} \left(1 + \frac{\Delta h}{C_p \cdot T_1 \cdot Z} \right)^{\gamma/\gamma-1} \quad \text{V. 12}$$

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

Il est à noter que l'estimation de cette pression est déterminante pour la sécurité de l'équipement, en effet, le système anti-pompage de la partie compresseur qui contrôle l'augmentation de la pression le long du compresseur centrifuge du TE, ou la courbe de fonctionnement en mode **anti-pompage** (Figure V.2) qui donne la consigne de travailler dans une plage de pressions bien déterminés afin d'éviter le pompage due au débit insuffisant rentrant au compresseur. La figure montre la courbe de pompage qui faut éviter en maintien durant le point de conception (de design lors de design) ou de fonctionnement lors de l'opération au delà de la zone de pompage. [34]

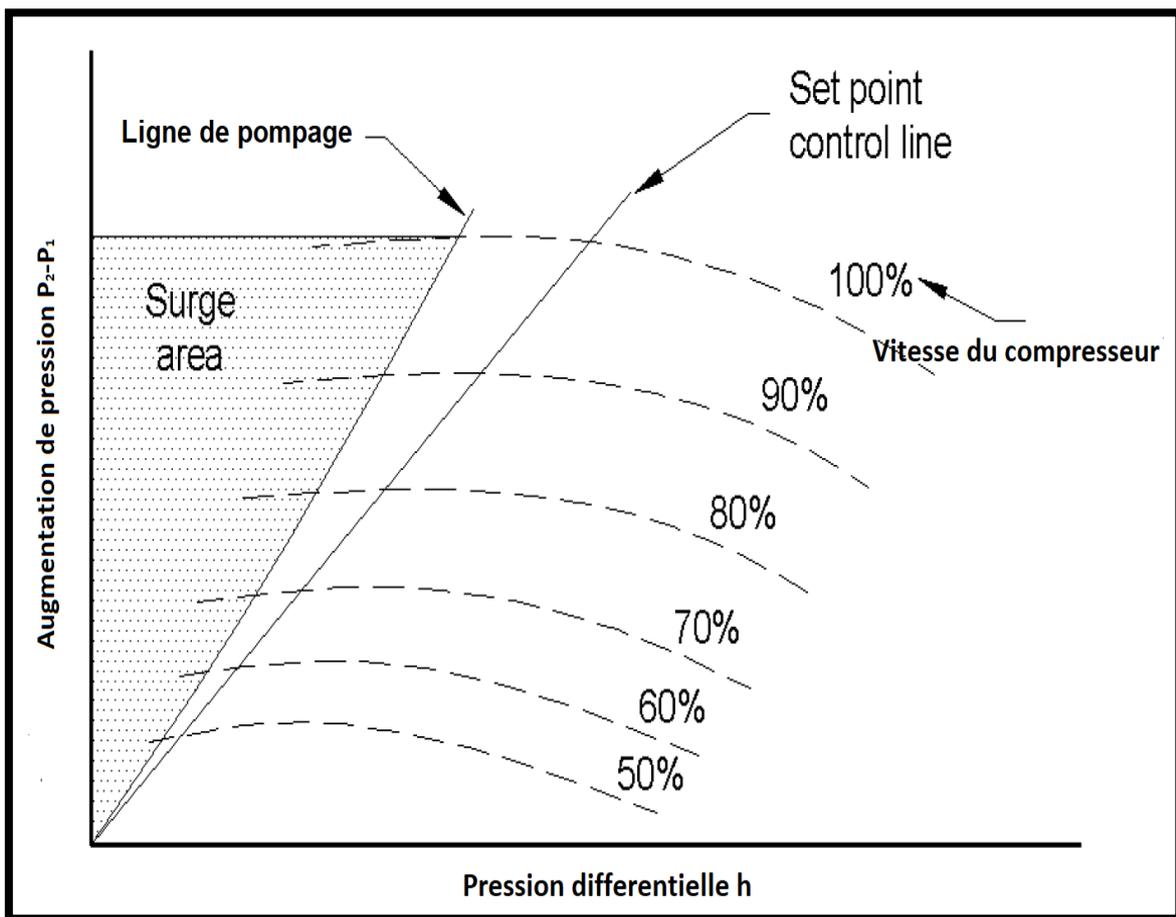


Figure V. 2: La courbe de fonctionnement en mode anti-pompage.

Pour notre cas, le bloc compresseur du turboexpandeur T200 a les paramètres suivants :

$$HP_c = 6933 \text{ Kw}$$

$$\eta_c = 0,95$$

$$P_{c,1} = 38,3 \text{ bar}$$

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

$$P_{c,2} = 51 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_c = 447,5 \text{ kg/h}$$

Donc, la puissance absorbée par les paliers est de :

$$HP_{pal} = HP_{ex} - HP_c \quad \text{V. 13}$$

$$HP_{pal} = 364 \text{ Kw}$$

V.3.5. Vitesse de design du Turboexpandeur N:

La vitesse de design du Turboexpandeur N est vitesse peut être déterminé en calculant la vitesse spécifique de la roue du turboexpandeur N_s :

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{ACFS_2}}{(778 * \Delta H_i)^{0.75}} \quad \text{V. 14}$$

$$N_s = 14,15$$

Pour une meilleure performance on prend $N=75$

- $ACFS_2$: ActualCubicFeet per Second pour le débit volumique à la sortie de l'expandeur.
- $ACFS_2=25$.
- $N= 10800 \text{ tr/min (RPM)}$

V.3.6. Calcul approximative du diamètre de la roue du Turboexpandeur :

Le paramètre fondamental dans le dimensionnement conceptuel du turboexpandeur et le diamètre de la roue (Turbine), cela se fait à l'aide des logiciels de calcul en utilisant un algorithme spécifique et des corrélations issues du concept de L'ingénierie inverse (Reverse engineering) et l'optimisation du modèle étudié. Maintenant un nouveau concept en utilisant les algorithmes de l'intelligence artificielle a eu lieu pour le dimensionnement préliminaire des turbomachines en général.

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

Premièrement, pour une bonne efficacité, le terme $\frac{U}{C_0}$ doit être égal à environ 0,7. Le terme C_0 est connu sous le nom de la vitesse de jaillissement du gaz des buses dans le Roue d'expansion. La formule est :

$$C_0 = \sqrt{2 \times g \times j} + \sqrt{\Delta H_i} \quad \text{V. 15}$$

$$C_0 = \sqrt{2 \times 32.2 \times 778} + \sqrt{\Delta H_i}$$

$$C_0 = 232,70 \text{ m/s}$$

Avec :

$$\frac{U}{C_0} = 0,7$$

$$U = 0,7 \times C_0$$

U = (Tip Speed of Wheel) c'est la vitesse périphérique, ft/sec

C_0 = (Spouting Velocity) c'est la vitesse de jaillissement, ft/sec

$g = 32.2 \text{ ft/sec}^2$

$J = 778 \text{ ft-lb/btu}$

La vitesse périphérique de la roue est déterminée comme suit :

$$U = \frac{N \cdot D}{229,2} \quad \text{V. 16}$$

Et donc, le diamètre de la roue (turbine) est :

$$D = \frac{229,2 \times U}{N} \quad \text{V. 17}$$

$$D = 401,3 \text{ mm} = 15.7874 \text{ inch}$$

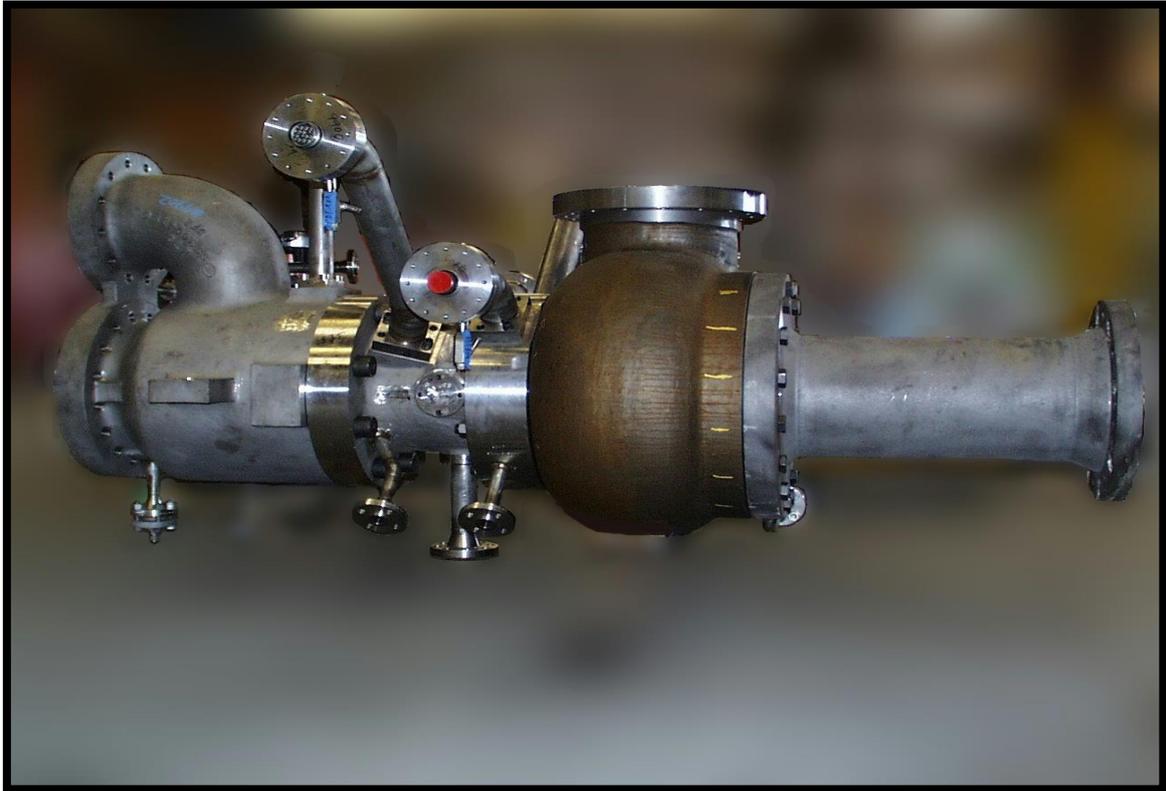


Figure V. 3: Turboexpandeur T200 dans l'atelier de fabrication

V.3.7. Dimensionnement détaillé de la roue du Turboexpandeur:

Dans cette partie le dimensionnement détaillé la géométrie de la roue du turboexpandeur fait par la résolution de système d'équations (IV. 52) qui est résumé dans le tableau suivant :

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

Tableau V. 2: Valeurs des paramètres géométriques de la roue issues de dimensionnement détaillé.

Paramètre	Entrée de la roue	Sortie de la roue
La vitesse absolue entrée turbine C_0	$C_0 = 11,53 (m/s)$	
La vitesse absolue C	$C_1 = 432,6 (m/s)$	$C_2 = C_{2r}$
La composante circonférentielle C_u	$C_{1u} = 430,3 (m/s)$	$C_{2u} = 0 m/s$
La composante radiale C_r	$C_{1r} = 36,3(m/s)$	$C_{2r} = C_{1r}$
L'angle β_1	$\beta_1 = 18,34^\circ$	$\beta_2 = 170^\circ$
La vitesse relative W	$W_1 = 116,55 m/s$	$W_2 = 216,07 m/s$
La vitesse absolue U	$U_1 = 319,54(m/s)$	$U_2 = 213 m/s$

V.4. Confirmation de dimensionnement du Turboexpandeur par simulation

V.4.1. Résultats de Simulation :

Le rapport détaillé de simulation donne les résultats résumés en tableaux suivant :

Paramètre donnée :

$$P_1 = 93,4 \text{ Bar}$$

$$T_1 = -15^\circ\text{C}$$

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

Tableau V. 3: Résultats de simulation de la roue de TE

Paramètre (symbole)	valeur
Débit massique (Q_V)	577,65 kg/h
Vitesse de rotation (N)	10800 tr/min
Taux de détente (τ)	2,335
Facteur de compressibilité (Z)	0,58
Distribution (Hub_Shroud)	Linéaire
Paramètres géométriques de la roue de l'expandeur	
• Diamètre (D)	$D=0,4013 \text{ m} = 15,7874 \text{ inch}$
• R_0	0,411 m
• R_1	0,223 m
• R_2	0,151 m
• H_d	0,036 m
• H_{er}	0,04 m
• R_{sr}	0,2 m
• Nombre d'aubes	11
• Limite de rupture	372 MPa

V.5. Etude économique-commerciale:

L'étude économique de la faisabilité d'un investissement est une démarche essentielle après chaque étude technique car elle apporte des informations particulières permettant de recenser.

Les défis et les enjeux. L'objectif assigné à cette étude, d'une façon générale est de déterminer les coûts, et la bonne utilisation des ressources engagées et particulièrement la rentabilité financière et économique de ces différentes variantes.

L'usine du GPL de Rhoude Nous composée de trois trains (100,200 et300) de production de GPL avec une capacité de traitement de 48,3 MMSTm³ /j

➤ Le train 200:

Chapitre V : Calcul thermodynamique du Turboexpandeur

La capacité de traitement de train 200 est égale à : $16,1 \text{ MMSTm}^3 / \text{j}$, cette quantité de production elle ce fait en deux modes :

- Joule Thomson: $12,88 \text{ MMSTm}^3 / \text{j}$
- Turboexpandeur: $16,1 \text{ MMSTm}^3 / \text{j}$

Le gain en production de GPL pour train 200 est égale à : $3,22 \text{ MMSTm}^3 / \text{j}$ (GPL) en mode TE en by-passant la JT.

On 'a la puissance égale a : $P=7682 \text{ KW} = 7,682 \text{ MW}$

En multiplier par 24 h , on obtient :

$$7,682 \text{ MW} \times 24 \text{ h} = 184,32 \text{ MWh}$$

La valeur de la puissance $P=184,32 \text{ MWh}$ est pour la production de l'électricité.

Sachant que le prix de MWh électrique selon la société SONALGAZSPE est de :

$$1 \text{ MWh} = 4,722 \text{ DA}$$

Alors :

$$184,32 \times 4,722 = 870,35904 \text{ DA}$$

Donc on 'a une économie de $870,35904 \text{ DA/j}$

❖ Remarque :

Cette économie est Juste pour le train 200

En c'est que pour le rapport de production gaz /électricité d'après SONALGAZ SPE :

$$1 \text{ MW de Gaz} = 30,8 \text{ MW de électricité}$$

Donc on 'a une économie de 5984 MW gaz/j de gaz et toujours juste pour le train 200. Cela indique l'importance de cette machine tournante dans la récupération de l'énergie de pression et la création d'énergie mécanique.

V.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, les résultats de calcul thermodynamique ont été présentés en détaillant la procédure d'évaluation technique du **T.E** en termes de puissance, performance et transformation d'énergie ; une procédure de dimensionnement préliminaire du **T.E** est décrite afin d'estimer le besoin technique.

Le dimensionnement de détails de la géométrie de la roue de l'expandeur a été rapporté théoriquement dans le chapitre 4 et numériquement dans le chapitre 5 pour confirmer la géométrie de la roue de la machine étudiée, une étude de simulation en 3D de la roue est présentée pour confirmer ces paramètres pratiques. L'importance énergétique du turboexpandeur a été confirmée en élaborant l'étude économique-commerciale.

Conclusion générale

Aujourd'hui le site de RhourdeNouss est l'un des grands champs pétrolier qui se trouve au milieu de Sahara Algérien, il est considérée comme poile d'excellence en production de hydrocarbures (GPL, GNL, condensat) et classifiee comme un deuxième pôle gazier après HassiR'mel, à cause des efforts fournis par les travailleurs de la division production RhourdeNouss pour veiller au bon fonctionnement des usines et leurs équipements afin d'augmenter au maximum la production du gaz en toute sécurité et avoir un meilleur rendement économique pour le pays. Nous avons vu aussi que le traitement du gaz naturel se focalise sur la valorisation de la fraction liquide (GPL et Condensat), et cela en utilisant une turbine d'expansion appelée turboexpander (le cas du procédé HUDSON).

Ce travail m'a aidé à comprendre le fonctionnement du turboexpandeur qui représente le cœur des unités de traitement du gaz, dont son bon fonctionnement assure une récupération importante en produits de valeurs tels que le GPL et le condensat et même de l'énergie mécanique.

C'est grâce à ce sujet de mémoire que j'avais l'opportunité d'établir ledimensionnement préliminaire et détaillé d'un turboexpandeur, en appliquant mes connaissances théoriques en thermodynamique et la mécanique des fluides ; ainsi les besoins industriels en matière de calcul technique en comprenant de quoi il s'agit un cahier des charges, une spécification technique, une note de calcul, un dimensionnement préliminaire, un dimensionnement détaillé, une étude économique-commerciale, ...

Faire de la simulation d'une turbomachine en analysant les paramètres dynamiques structurales par éléments finis, ou dynamiques des fluides par volumes finis (CFD) était assez complique pour moi avant entamer cette étude ; maintenant j'ai une idée très claire comment faire ça,

Finalement, je souhaite que ce projet de fin d'étude puisse servir comme référence et guide pour les futurs PFEs dans le même domaine que je considère assez promenant en termes de connaissances et acquis, l'étude thermodynamique des autres types de turbomachines comme les compresseurs centrifuges, les pompes centrifuges, auraient pu être des futures sujets de

PFE pour les prochaines promotions des ingénieurs mécaniciens énergéticiens en investiguant :

- Dimensionnement géométrique des machines tournantes
- Evaluation et amélioration de performances énergétiques des turbomachines
- Etude de la dynamique des fluides (CFD) d'un écoulement de gaz à travers la roue
- Modélisation et étude dynamique structurale des parties tournantes par éléments finis.
- Etude technico-commerciales des machines tournantes.

Références bibliographiques

- [1] Manuel opératoire de procéder installations de traitement de RhourdeNous volume I 20/02/2012 SOTARACH SNC LAVALIN.Document N°000-49ER-0031
- [2] Organigramme interne de la direction régionale de Rhoud Nouss 2018 SOTARACH SNC LAVALIN
- [3] D,Daddiouameur, et A,Tadjouna, « L'étude de vérification de l'usine de GPL de la région de RhourdeNous ». Mémoire de fin d'étude, Génie des procédés. Université KasdiMerbah Ouargla, 2010
- [4] Fiches techniques des équipements de procédé de RIIOURDE-NOUSS. SOTARACH SNC LAVALIN
- [5] Manuel opératoire d'unité de GPL de traitement du gaz brut phase B, RhourdeNous, 1999. SOTARACH SNC LAVALIN
- [6] P.Wuithier ; « le pétrole raffinage et génie chimique ; colonnes à plateaux», (tome I) Edition TECHNIP, (1972).
- [7] .P Wauquier ; «le pétrole brut, produit pétrolier schéma de fabrication», (tome I) Edition TECHNIP, (1994).
- [8] F-ztlatikite: « SumposiumBinnal» 1997.volume I, Session 2: (la chaîne des GPL: de la production des GPL à leur utilisation).
- [9] M ,Haslay, « les gaz de pétrole liquéfié dossier CFBP », édition comité français du Butane et Propane, (1996).
- [10] Y,Abbaci et L,Chebli , « Calcul des paramètres de fonctionnement du dépropaniseur (Unité38, Traitement du GPL)Mémoire de fin d'étude,Génie des procédés Université Mohamed Khider Biskra, 2012.
- [11] A. Daoud, « les moteurs et les carburants de demain, séminaire environnement et transports », Mémoire de fin d'étude École Nationale des Ponts et Chaussées, (Novembre 1995)
- [12] R,Benchinouche,« Optimisation des paramètres de fonctionnement de la colonne de production GPL au niveau de ROURDE NOUSS » mémoire de fin formation IAP, 2014
- [13] A.Atia, cours de turbomachine « niveau licence » : Université EchahidLakhdar El-Oued, 2018

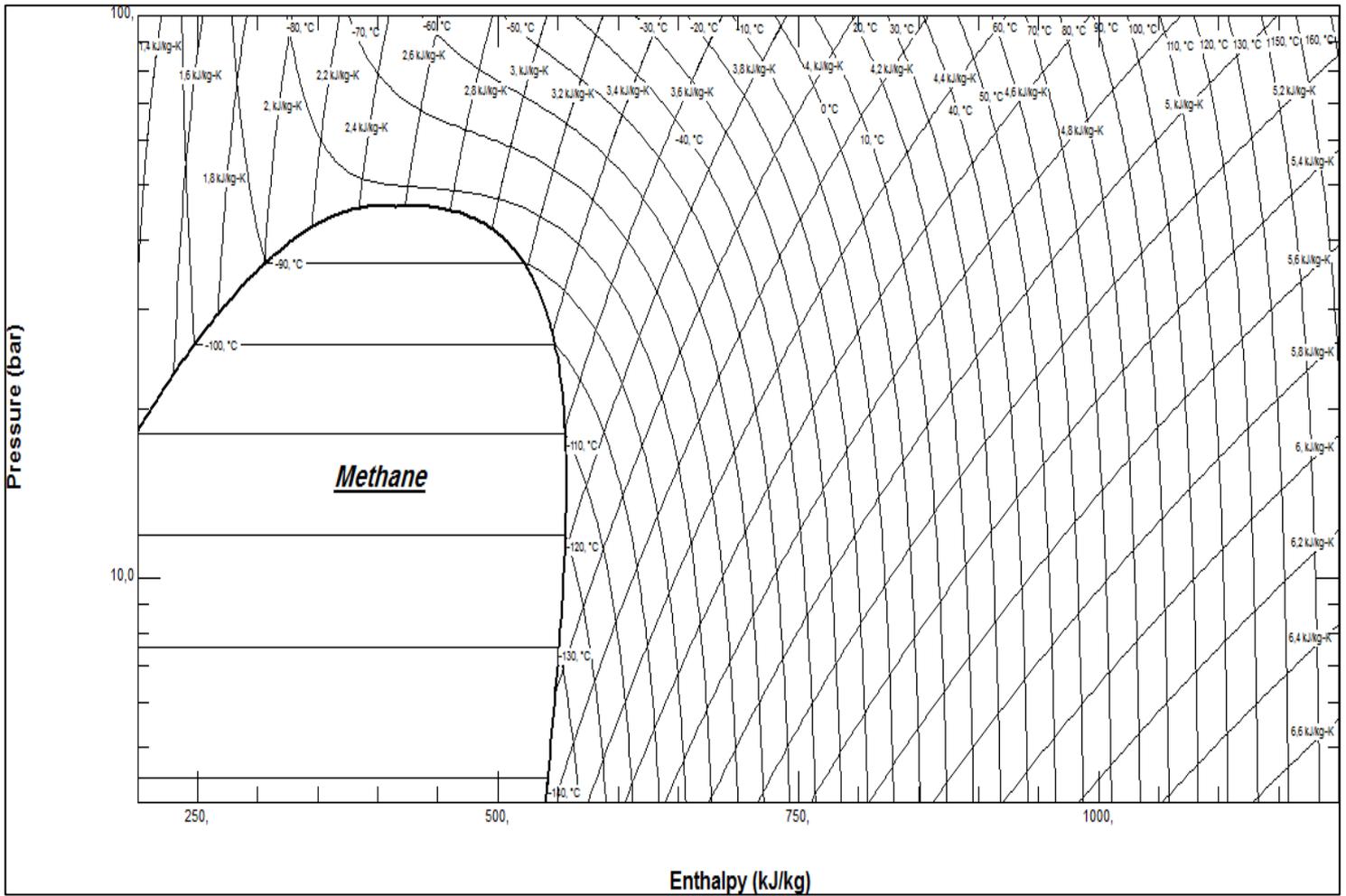
- [14] YUCEFI A. Cours de turbomachines, université des sciences et de la technologie d'Oran
- [15] A. Belhadj, Etude d'ingénierie d'un compresseur centrifuge : Dimensionnement, simulation et maintenance, ingéniorat spécialisé .IAP Boumerdès 2016
- [16] A.Herzallah «Étude Thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une Turbine à Gaz MS 5002», Mémoire D'ingénieur, Université De Boumerdes, 2006.
- [17] M.Boukens, et S. Guennoun, « Etude Thermodynamique De La Turbine à Gaz Type MAN THM 1304 ». Mémoire de fin d'étude : Génie mécanique. Université AboubakrBelkaïd – Tlemcen–, 2013
- [18] A.Bouam «Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion », PFE de Doctorat, Université m'Hamed bougara-Boumerdes, 2009.
- [19] S.Klai, «Construction d'une ontologie a partir de bases de données pour l'aide à la maintenance industrielle : application turbine à vapeur », PFE de Magister, Université 20 Août 1955- skikda-, 2009.
- [20] A.Belhadj, etF.Khoudja, « MACHINES THERMIQUES POUR L'INDUSTRIE DU GAZ. Rapport de stage pratique : Génie mécanique. Université AboubakrBelkaïd – Tlemcen–, 2013
- [21] S.Chabane, et M.Mesai, « Etude énergétique d'un compresseur centrifuge multi étagée K101A ». PFE de Master: Génie mécanique des chantiers pétroliers,Université KASDI MERBAH-OUARGLA, 2021
- [22] B,Fantazi, etI,Harkat, « Etude de la cavitation dans les pompes centrifuges ». PFE de Master: Génie mécanique. Université MOHAMED BOUDIAF - M'SILA, 2017
- [23] L, Bouallaga « simulation numérique d'un écoulement de fluide dans une roue De pompe centrifuge », Mémoire de Master, Génie électrique, Université Abderrahmane MIRA de Bejaia, 2017
- [24] B,Benlabiod « étude comparative 'Equation d'Euler' dimensionnelle et Expérimentale. Cas d'une pompe centrifuge radiale de POVAL », Mémoire de Master, département hydraulique urbaine, l'ENSH Arbaoui Abdellah Blida,2014
- [25] M,Sebih, et N,Nabi, « Détermination des pertes et performances du ventilateur(axial) »Génie mécanique, Université Abou BakrBelkaid Tlemcen, 2016
- [26] M,Zaag, « Identification des paramètres du moteur de l'avion cessna citation x pour la phase de croisière à partir des tests en vol et à base des réseaux de neurones », Mémoire de Magister, Universités du Québec,2017

- [27] A,Mellouki,« Optimisation des paramètres de fonctionnement duturbo-expander de l'unité GPL2 (CIS-DP-HMD) ». Mémoire de fin d'étude : Génie mécanique. Université-BADJI-MOKHTAR-ANNABA, 2018
- [28] G. Morgese (2020), Fast Design Procedure for Turboexpanders in Pressure Energy Recovery Applications, *Energies* 2020, 13, 3669; doi:10.3390/en13143669
- [29] A,Guemgam « Etude thermodynamiquesur le Turbo-Expander au CPF », Mémoire d'ingénieur, Direction Regionale de GassiTouil, 2013
- [30] Y,Hadroug ,« optimisation des parametres opératoires relatifs auTurbo-Expander en vue de récupération le maximum des liquides »,Mémoire d'ingénieur, Direction Regionale de GassiTouil, 2015
- [31] Asybel Bonar et al (2021), Design and performance analysis of 1KW ORC turboexpander with R245fa as working fluid, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 1109 012049
- [32] N,Benrinouba, « Etude technologique et énergétique duturbo-expandre »,Mémoire de fin d'étude Génie mécanique. Université de Biskra, 2017
- [33] M.V. Smirnov (2019), Unconventional centrifugal bladeless turbine for low power range turboexpander applications, *Proceedings of 13th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC13*, April 8-12, 2019; Lausanne, Switzerland
- [34] J, Jimms (2015), *Fundamentals of Turboexpanders "Basic Theory and Design*, Simms Machinery International
- [35] S,Aitferhat,etB,Sahli, « dimensionnement d'un turboexpandeur de détente du gaz dans le post HP/MP », ingéniorat spécialisé de centrale RAS Djant,2010

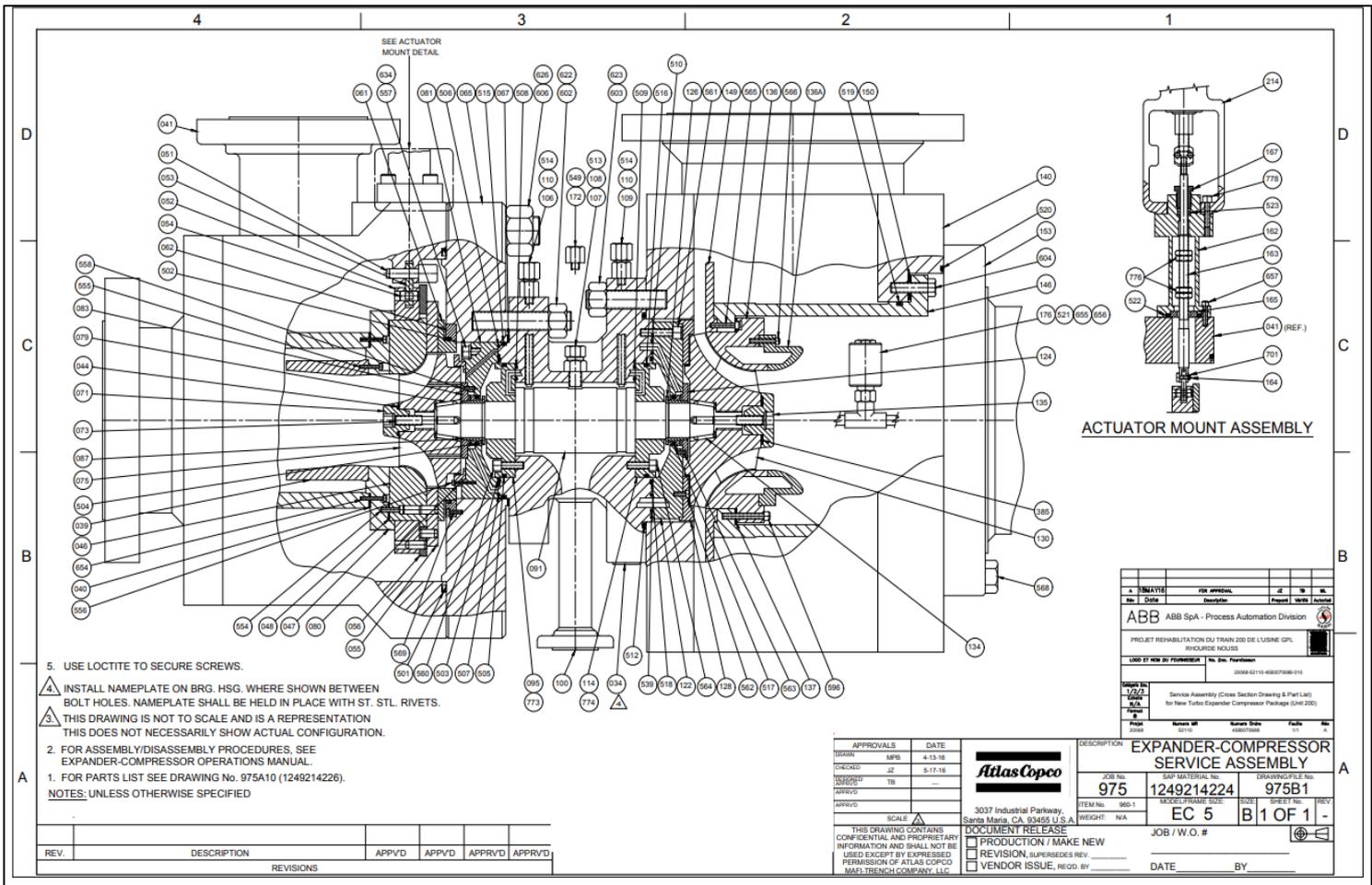
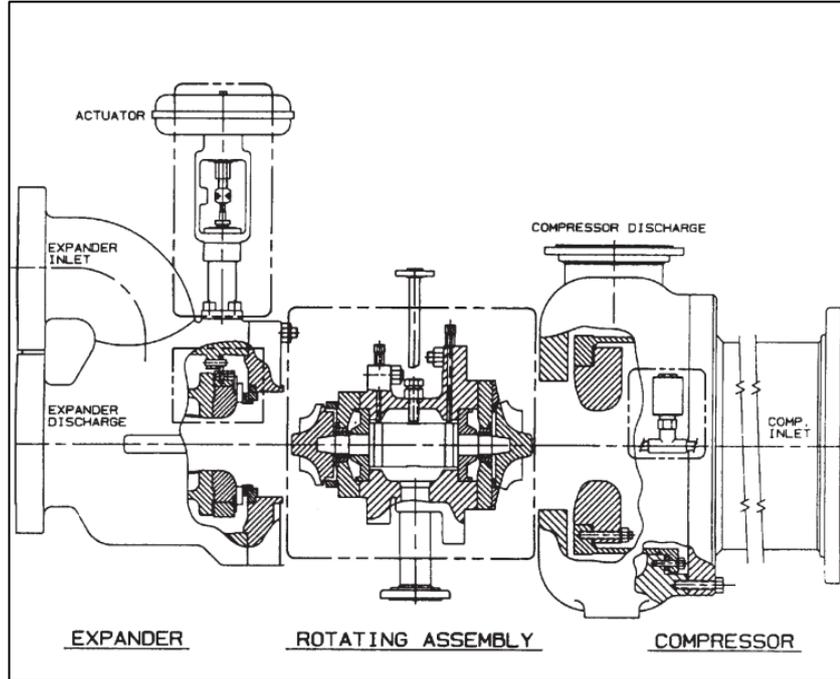
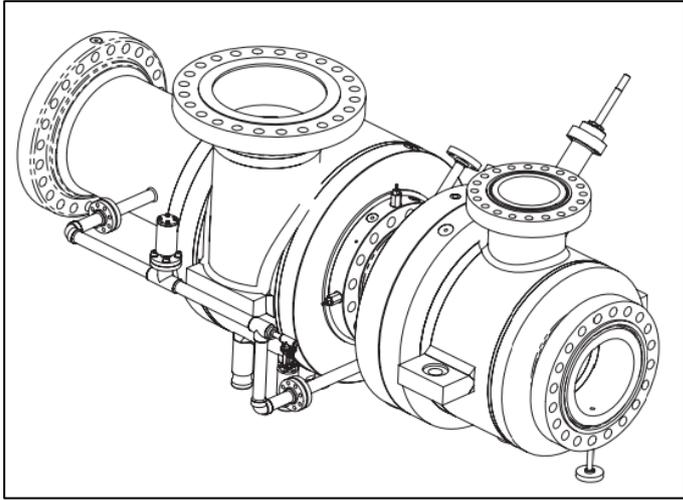
ANNEXES

Annexe A.

Diagramme (P, H)

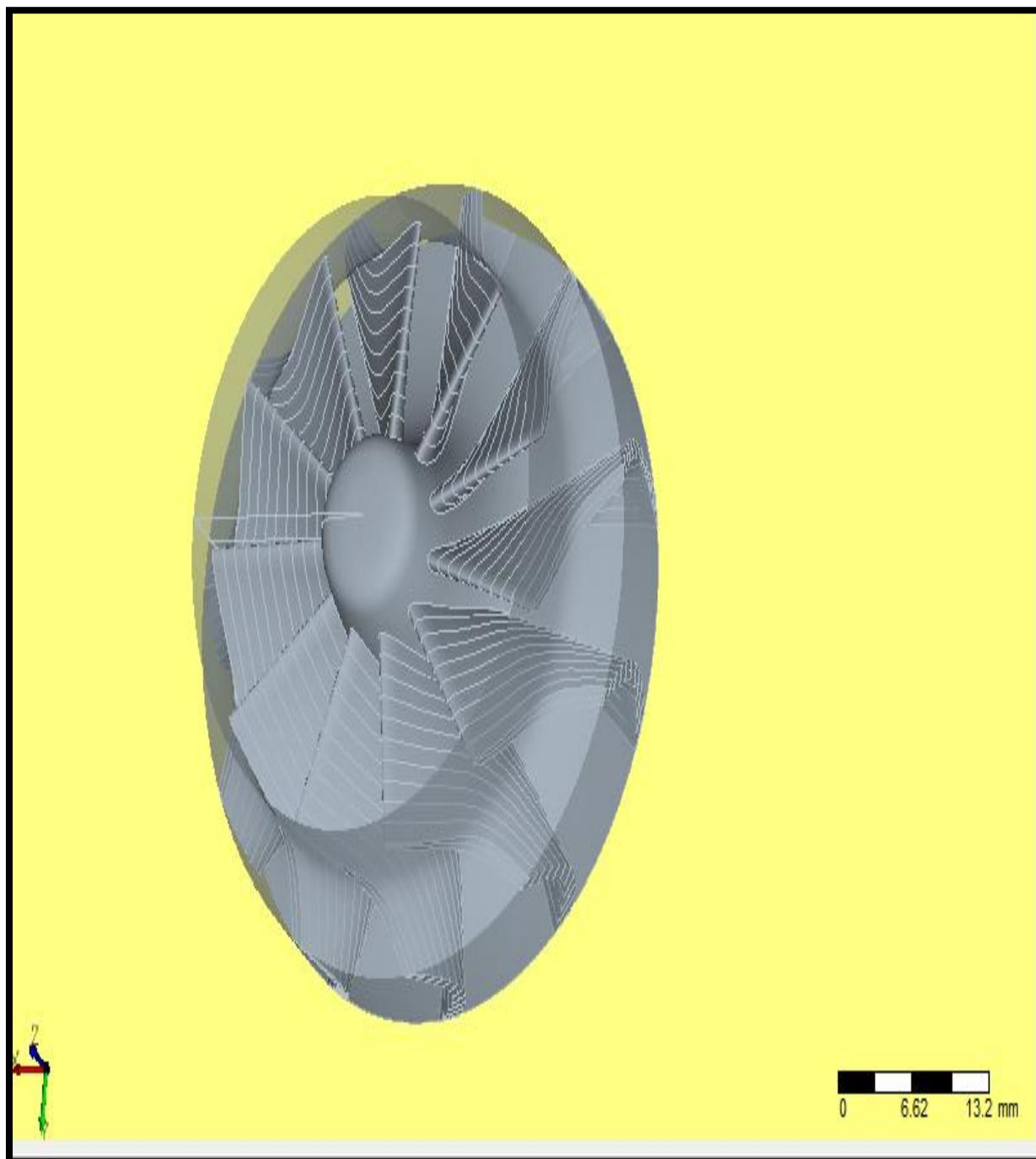


Annexe B.



Annexe C.

La roue de la turbine en 3D



ملخص

تلعب الآلات التوربينية (التوربينات والضواغط والمضخات...) دورًا مهمًا في صناعة النفط في الجزائر وحول العالم. في هذا العمل، تمت دراسة نوع خاص جدًا من الماكينات التوربينية: الموسع التوربيني الذي يستخدم لاستعادة الطاقة وتوسيع الغاز لإنتاج غاز البترول المسال. في هذا العمل، تم إنشاء دراسة ديناميكية حرارية للتحقق من صحة المعلومات المفاهيمية لهذا الجهاز، وتقديم وصف لعملية إنتاج غاز البترول المسال، وأحدث التقنيات ومبدأ التشغيل للموسع. الهدف من هذه الدراسة هو التمكن من قياس أبعاد (أبعاد أولية وتفصيلية) عجلة الموسع لتأكيد الآلة المدروسة. تشير نتائج الحساب الديناميكي الحراري، والأبعاد الهندسية، ونتائج المحاكاة إلى نفس المؤشرات الخاصة بالماكينة في الخدمة (الموسع التوربيني للقاطرة وحدة إنتاج غاز البترول المسال للمديرية الجهوية غرد النص)

الكلمات المفتاحية: آلة توربينية، موسع توربو، توسع، غاز البترول المسال

Résumé

Les turbomachines (turbines, compresseurs, pompes, etc) jouent un rôle crucial dans l'industrie pétrolière en Algérie et partout dans le monde. Dans ce travail, un type de turbomachine très spécial a été étudié : le turbo-expandeur qui est utilisé pour la récupération de l'énergie et la détente du gaz pour la production de GPL. Dans ce travail, une étude thermodynamique établie pour valider les paramètres conceptuels de cet équipement, en présentant la description du procédé de production du GPL, l'état de l'art et le principe de fonctionnement de l'expandeur. L'objectif de cette étude est de pouvoir dimensionner (dimensionnement préliminaire et détaillé) l'aroude de l'expandeur pour confirmer la machine étudiée. Les résultats de calcul thermodynamique, de dimensionnement géométrique et de la simulation indiquent les mêmes paramètres de la machine en service (Tubo-expandeur du train 200 – GPL RNS).

Mots clés : Turbomachines, Turbodétendeur, détente, GPL

Abstract

Turbomachinery (turbines, compressors, pumps,..) play a crucial role in the oil & gas industry in Algeria and around the world. In this work, a very special type of turbomachinery is studied: the turbo-expander which is used for energy recovery of gas expansion for the production of LPG. In this work, a thermodynamic study to be carried out to validate the conceptual parameters of this equipment, presenting the description of the LPG production process, the state of the art and the operating principle of the expander. The objective of this study is to be able to dimension (preliminary and detailed dimensioning) the impeller of the expander to confirm the studied machine. The thermodynamic calculation, geometric dimensioning and simulation results indicate the same parameters of the machine in service (Tubo-expander of train 200 – GPL RNS).

Keywords: Turbomachinery, Turbo-expander, Expansion, LPG