

Résumé

Le travail comporte cinq chapitres on présentera successivement :

Le premier chapitre on a présenté la région de Gassi Touil qui fait l'objet de cette étude.

Le deuxième chapitre regroupe des généralités sur le gaz naturel et le GPL et Condensats.

Le troisième chapitre décrit le fonctionnement de la machine Turbo-Expander et la vanne Joule Thompson.

Le quatrième chapitre est consacré méthode de calcul (notions thermodynamiques et généralités sur la simulation)

Le dernier chapitre rassemble les résultats et interprétations On a jugé utile de faire un calcul manuel aussi bien sur le Turbo- Expander TE que sur la vanne Joule Thomson JT, le but visé étant la détermination de la température de sortie de ces deux organes, en considérant dans un cas TE que la **détente est isentropique**, et que dans l'autre, elle est **isenthalpique JT** (Calcul l'entropie et l'enthalpie à l'entrée et à la sortie de **Turbo- Expander** et la **joule Thompson**). Après le calcul de ces TS, on va passer au calcul des quantités du GPL et Condensat récupérées et comparer les deux détentes.

En fin un calcul monétaire permettra de déterminer la différence du gain entre ces deux détentes.

Et on va terminer par une conclusion générale.

Mots clés :

La détente isenthalpique , la détente isentropique, le Turbo-Expander, la vanne joule Thompson, enthalpie, entropie.

Table des matières

Résumé.....	1
Introduction Générale	1
Chapitre I :	
Présentation de la société et de la région de Gassi Touil	
Introduction :.....	2
I.1. Position géographique de la Direction Régional de Gassi Touil :.....	2
I.2. Les champs de la région GTL :	3
I.2.1. Implantation des champs de Gassi Touil :.....	3
I.3. Les installations pétrolières et gazières du site de Gassi Touil.....	4
I.3.1.Le centre de production (L'ancienne installation).....	4
I.3.1.1. Présentation.....	4
I.3.2. Projet CPF (Central Production Facilitées 2014) :	5
I.3.2.1. Description de la nouvelle unité de traitement du gaz :.....	5
I.4. Description du procédé du traitement du gaz brut :	5
I.4.1.Unités au cours de construction :.....	7
I.4.2. Différents zones d'usine	9
I.4.2.1. Zone d'admission (G01)	9
I.4.2.2. Zone Boosting (G05)	9
I.4.2.3. Zone de compression du gaz résiduel (G50)	10
I.4.2.4. Zone de stabilisation de condensat(P10)	11
I.4.2.5. Zones de stockage de GPL et de condensat	11
I.4.2.6. Zone des torches.....	12
I.4.2.7. Zone de traitement de gaz brut et récupération de GPL (G11).....	13
Chapitre II :.....	
Généralités sur le gaz naturel, GPL et Condensat.....	17
II.1. Définition du gaz naturel :	17
II.2. Caractéristiques du gaz naturel	17
II.2.1. Densité	17
II.2.2. Pouvoir calorifique.....	18
II.2.3. Composition chimique	18
II.3. Les différents types de gaz naturel	18
II.4. Le gaz de pétrole liquéfié GPL.....	19

II.4.1. Définition	19
II.4.2. Origine du GPL	19
II.4.3. Classes du GPL	19
II.4.4. Caractéristiques des GPL	20
II.4.5. Utilisation du GPL	
II.4.6 La demande nationale de GPL	21
II.5. Le condensât	22
II.5.1. Définition	22
II.5.2. Propriétés du condensât	22
II.5.3Utilisation	22
II.6. Le gaz naturel sec	23
II.6.1. Définition	23
II.6.2. Spécifications	23
Chapitre III :	
Description du Turbo Expander et la vanne Joule Thompson	
Introduction	24
III.1. Généralité sur le Turbo-Expander	24
III.1.1. Définition du Turbo-Expander	24
III.1.2 Description mécanique du turbo-expander à paliers magnétiques	25
III.1.3. Domaine d'utilisation :	27
III.1.4. Principaux caractéristiques d'un Turbo Expander	28
III.1.5. Rôle du Turbo-Expander	28
III.1.5.1 Rôle du Nouveau Turbo-Expander a paliers magnétique au sein de l'unité	28
III.1.6. Descriptions des parties et des principales fonctions de la machine	29
III.1.7. Description de système d'étanchéité du Turbo-Expander	31
III.1.7.1. Système de gaz d'étanchéité	31
III.1.8. Paliers magnétiques actifs	32
III.1.8.1. Paliers	32
III.1.9. Facteurs influant négativement sur la richesse	
III.1.10. Précautions et recommandations sur le Turbo-Expander	33
III.1.10.1 Propreté	33
III.1.10.2 Essais de pression	33
III.1.10.3. Effets du Méthanol et du Glycol sur les paliers magnétiques :	34

III.1.10.4 Procédure préalable au démarrage	34
III.1.11. Avantages et inconvénients du Turbo Expander :	35
III.1.10.1. Avantage	35
III.1.10.2. Inconvénients.....	35
III.2. Description de la Vanne Joule Thompson (JT)	35
III.2.1. Définition :	35
III.2.2. Principe de fonctionnement	36
III.2.3 Avantages et inconvénients de l'utilisation de la vanne joule Thompson (JT)	37
III.2.3.1. Avantages	37
III.2.3.2. Inconvénients :	37
Chapitre IV :	
Méthodes du calcul (notions thermodynamiques et la simulation)	
Introduction.....	38
IV.1 Les notions thermodynamiques.....	38
IV.1.1 Entropie [9]	38
IV.1.1.1 Définition	38
IV .1.1.2. Relation entre l'énergie interne et l'entropie [9].....	39
IV.1.2. Enthalpie [9].....	40
IV.1.2.1. Définition	40
IV.1.3. Transformations thermodynamiques.....	41
IV.1.3.1 Transformation isotherme	41
IV.1. 3.2 Transformation isobare.....	41
IV.1.3.3 Transformation isochore	41
IV.1.3.4 Transformation adiabatique	42
IV.1.4. Equations suivies pour une étude de TE [10].....	42
IV.1.4.1. Procédure de calcul d'un flash	44
IV.1.4.2. Lois thermodynamique [9].....	45
IV.1.5. Lois thermodynamiques appliquées sur les machines : [9]	46
IV.1.5.1. Turbo-Expander	46
IV.1.5.2. Vanne de Joule Thompson	49
IV. 2.Généralités sur la simulation	50
IV.2.1. Définition de la simulation	50
IV.2.2. Modèle mathématique.....	51

IV.2.3. Utilisation du simulateur.....	51
IV.2.4. Vue générale sur le HYSYS	51
IV.2.4.1. Présentation de HYSYS	51
IV.2.4.2. Mode de fonctionnement.....	52
IV.2.4.3. Domaine d'application	52
IV.2.4.4. Fonctionnement de HYSYS	52
IV.2.5. Spécification des constituants du gaz Composition :.....	53
IV.2.6. Le choix du modèle thermodynamique (fluide packages) :	53
IV.2.7. simulation de la section G11 de l'usine :.....	54
Chapitre V :.....	
Résultats et interprétation	
V. Résultats et interprétation	56
V.1. Hypothèses et données.....	57
V.2. Détente par le Turbo-Expander	58
V.2.1. Calcul de flash sorti Turbo-Expander	58
V.2.2. Calcul des entropies et enthalpies à l'entrée de Turbo-Expander à $T = -19.7\text{ °C}$	59
A. Exemple de calcul de l'entropie à l'entrée de Turbo-Expander.....	59
B. Exemple de calcul de l'enthalpie à l'entrée de Turbo-Expander	62
V.2.3. Calcul des entropies et enthalpies à la sortie de Turbo-Expander	64
V.2.4. Détermination de la température sortie Turbo-Expander réel TS Réel.....	65
V.2.5 Détermination des quantités de GPL et condensat récupères	68
V.3. Détente par la Vanne de Joule-Thompson	70
V.3.1. Calcul de flash sorti de la vanne Joule Thompson :	70
V.3.2. Calcul des entropies et enthalpies à l'entrée et à la sortie de la joule Thompson	71
V.3.3. Détermination de la température sortie vanne Joule Thompson Ts	72
V.3.4. Détermination des quantités de GPL et condensat récupérés	73
V.4. Comparaison entre Turbo - Expander et la Vanne Joule Thompson	75
V.4.1 comparaison des températures de sorties.....	75
V.4.2 Comparaison des quantités de GPL et condensât récupérées	76
V.5. Impact économique	76
Conclusion générale	78
Références bibliographiques :.....	79

Liste des figures :

Figure I.1 Situation géographique de la région GASSI TOUIL.	3
Figure I.2 : Les différents champs de la région de GTL.....	4
Figure I.3 : Description du procédé du traitement du gaz brut.....	6
Figure I.4 : Description du procédé du traitement du gaz brut donné par le DCS.[2].....	8
Figure I.5 : Procédé de l'unité G01. [2].....	9
Figure I.6 : Procédé de l'unité G05. [2].....	10
Figure I.7 : Procédé de l'unité G50. [2].....	10
Figure I.8 : Procédé de l'unité P10. [2].....	11
Figure I.9 : unité de stockage GPL et Condensat. [2].....	12
Figure I.10 : zone de torche. [2].....	12
Figure I.11 : Procédé de l'unité G11. [2].....	16
Figure II.1 : Perspectives de demande par région [3].....	17
Figure II.2 : Demande nationale en GPL [6].....	21
Figure III.1 : Vue générale du Turbo-Expander.	25
Figure III.2 : Schéma du Turbo-Expander à paliers magnétiques [2]......	26
Figure III.3 : Vue en coupe vertical de la turbine principale du Turbo-Expander [2].	26
Figure III.4 : Vue en coupe verticale de la buse (typique) [2]......	27
Figure III.5 : Aube d'admission (typique) [2].....	27
Figure III.6 : Image du turbo-expander[2]......	29
Figure III.7 : Les différentes parties du Turbo-Expander.....	30
Figure III.8 : Roue du compresseur	Figure III.9 : Roue de la turbine... 30
Figure III.10 : l'arbre de l'Expander compresseur.....	31
Figure III.11 : Le schéma montre positionnement d' un palier magnétique radiaux	33
Figure III.12 : Le schéma détaillé de la Vanne Joule Thompson.	36
Figure III.13 : model d'une vanne de Joule Tompson.....	36
Figure III.14 : Principe de fonctionnement de la Vanne Joule Thompson.....	37
Figure IV.1 : Ballon de flash.	44
Figure IV.2 : Le phénomène irréversible.....	47
Figure IV.3 : diagramme montre la détente isentropique. [11].....	48
Figure IV.4 : principe de détente de la vanne Joule Thompson [11].....	50
Figure IV.5 : Sélection de la composition de la charge par HYSYS.....	53
Figure IV.6 : choix du modèle thermodynamique	54
Figure IV.7 : Section G11 en mode vanne joule Thompson.....	55
Figure IV.8: Section G11 en mode Turbo ex.....	55
Figure V.1 :Schéma descriptif des deux circuits A et B.....	56
Figure V.2 : Variation des $S = f(T)$ et $\Delta H = f(T)$	66
Figure V.3 : Production journalière du GPL et condensat produites par le T.E récupérée dans le G11-CA-32-201.....	70

Figure V.4 : Variation de $\Delta H = f(T)$	72
Figure V.5 : production journalière du GPL et condensat produites par vanne Joule Thompson récupérée dans le G11-CA-32-201.	75

Liste de Tables :

Tableau I.1 : Les principaux champs de la région de GTL. [1]	3
Tableau II.1 : Spécifications d'un gaz commercial. [5]	23
Tableau IV.1 : Paramètres à calculer.....	44
Tableau V.1 : Composition molaire des composants de gaz.	57
Tableau V.2 : Les résultats des compositions liquides et vapeurs.	59
Tableau V.3 : Entropies à l'entrée de T.E à (T = -19.7°C, P = 65.7bar).	60
Tableau V.4 : Enthalpies à l'entrée de T.E à (P = 65.7bar, T = -19.7 °C).....	62
Tableau V.5 : Valeurs des entropies et enthalpies à l'entrée et à la sortie de TE.	65
Tableau V.6 : Valeurs des entropies et enthalpies à l'entrée et à la sortie de TE (S*15).....	65
Tableau V.7 : Valeurs de Ts de Turbo Expander	67
Tableau V.8 : Résultats du calcul du flash à la sortie du TE.	68
Tableau V.9 : Résultats des quantités récupérées.	69
Tableau V.10 : Quantités du GPL et condensat produites dans le T.E.....	69
Tableau V.11 : Les résultats des compositions liquides et vapeurs	71
Tableau V.12 : Valeurs des enthalpies à l'entrée et à la sortie de JT.....	72
Tableau V.13 : Valeurs de Ts de la Joule Thompson.....	72
Tableau V.14 : Résultats du calcul du flash à la sortie du JT.....	73
Tableau V.15 : Quantités du GPL et condensat produites dans la JT.	74
Tableau V.16 : Résultats de calcul des températures de sortie de TE et JT.....	75
Tableau V.17 : Résultats des quantités GPL et condensât récupérées par TE et JT.....	76

Introduction Générale

Le secteur des hydrocarbures ne cesse à jouer un rôle primordial dans le développement socio-économique en Algérie. Bien évidemment, il représente de 97% des recettes en devises du pays.

Par ailleurs, l'ALGERIE est connu par un fort potentiel gazier qui est exploité principalement dans la production d'électricité et dans d'autres secteurs à forte valeur ajoutée notamment, le secteur industriel.

A la lumière de cette tendance, le but de la nouvelle usine de GASSI TOUIL est de traiter du gaz brut afin de récupérer le maximum de GPL et de condensat.

Le GPL extrait des puits se présente à l'état brut dans des conditions particulières de température, de pression et de composition et il nécessite un traitement particulier.

Le condensât liquides de puits de gaz naturel désigne la fraction lourde allant du pentane jusqu'au décane ou plus. A la différence du brut, le condensât n'est pas liquide dans les gisements, mais gazeux (du fait de la température), et se condense lorsqu'il est refroidi par la détente à la sortie du puits.

Parmi les installations importantes consacrées à ce traitement, la vanne "Joule Thomson" et la turbine de détente appelée communément "Turbo-Expander", constituent les dispositifs retenus pour assurer la détente du gaz brut nécessaire pour la séparation des hydrocarbures lourds.

Notre démarche, et dans le cadre de notre projet de fin de formation réalisé dans cette usine, est orientée vers l'étude de ces machines.

En effet l'objectif principal de ce travail est de faire une étude comparative entre le Turbo-Expander et la vanne de Joule Thompson en vue de la quantité des liquides récupérés et la qualité qui doit répondre aux spécifications de vente exigées.

Introduction :

L'énergie occupe une place prépondérante dans la vie de l'être humain. Les sciences et les progrès technique ont permis à l'homme de découvrir des nouvelles ressources énergétiques.

L'Algérie possède des réserves très importantes de brut et de gaz naturel ceci a donné une naissance d'une industrie moderne et complexe et qui évolue constamment pour satisfaire la demande quantitative et qualitative d'un marché chaque jour plus exigeant.

Le but de la nouvelle usine de **Gassi Touil** est de traiter du gaz brut afin de récupérer le maximum de GPL et de condensat.

I.1. Position géographique de la Direction Régional de Gassi Touil :

La direction régionale de GASSI TOUIL fait partie de la wilaya d'OUARGLA, elle est située à environ 1000 Km d'ALGER et à 150 Km sud-est de HASSI-MESSAOUD implantée au lieu de HASSI-TOUAREG. Située à proximité de la route nationale N°3 reliant OUARGLA - AIN AMENAS. La superficie est d'environ 170 Km de long est 105 Km de large.

[1]

La figure I.1 montre Situation géographique de la région GASSI TOUIL

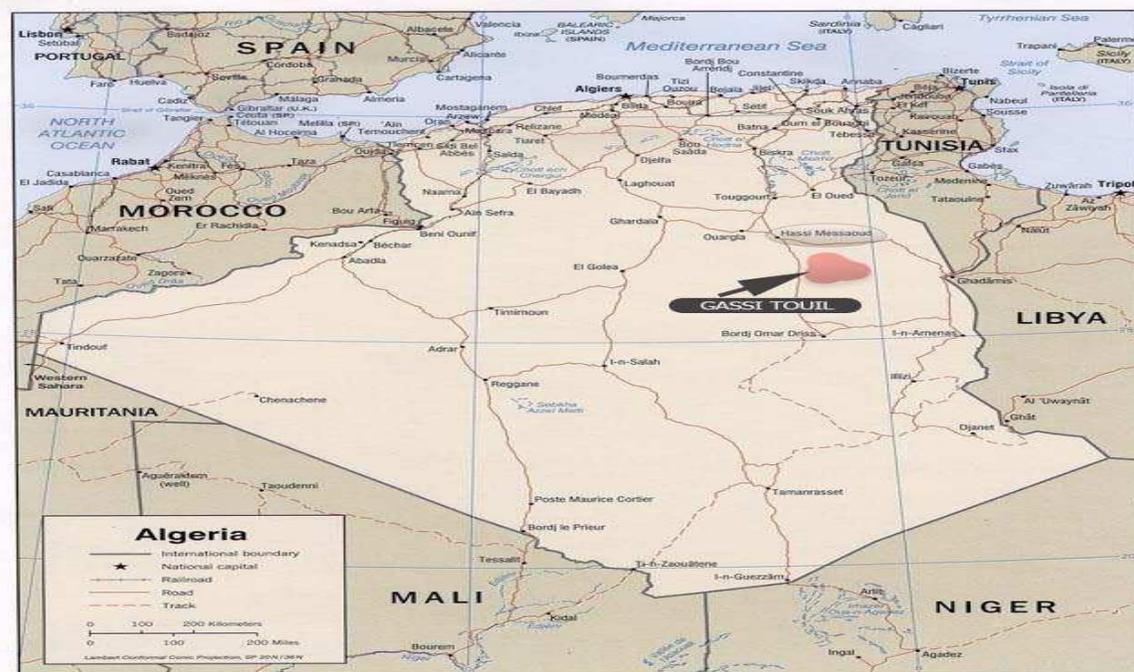


Figure I.1 : Situation géographique de la région GASSI TOUIL.

I.2. Les champs de la région GTL :

I.2.1. Implantation des champs de Gassi Touil :

La région de Gassi Touil est composée de plusieurs champs dont les principaux sont :

Champs	N du puits			Année de Découvert
	Brut	Gaz	Total	
Nezla	31	08	39	1958
Brides	×	06	06	1958
Toual	05	09	14	1958
Hassi Touareg	×	09	09	1959
Gassi Touil	67	11	78	1961
Hassi chergui	×	14	14	1962
Gassi El Adem	×	04	04	1967
Rhourde El Khlef	×	03	03	1959
Total			167	×

Tableau I.1 : Les principaux champs de la région de GTL. [1]

Le schéma suivant représente les différents champs de GTL : [1]



Figure I.2 : Les différents champs de la région de GTL

I.3. Les installations pétrolières et gazières du site de Gassi Touil

Elles se composent de deux centres : [1]

- La nouvelle installation (CPF traitement de gaz).
- L'ancienne installation (Unité de traitement de brut).

I.3.1. Le centre de production (L'ancienne installation)

I.3.1.1. Présentation

L'usine (C.P) de Gassi Touil a été mise en production en 1965. La superficie du champ s'étend sur 120 km² et compte 60 puits producteurs, 6 puits injecteurs et 11 puits secs ou abandonnés.

L'usine (C.P) de GTL comporte plusieurs unités :

- Unité de stockage de gaz (en arrêt).
- Unité de stockage de pétrole.
- Unité de déshuilage.

- Unité de récupération des gaz associés (URGA).
- Unité de traitement de gaz (en arrêt).
- Unité de traitement et de stabilisation du pétrole brut.

I.3.2. Projet CPF (Central Production Facilities 2014) :**I.3.2.1. Description de la nouvelle unité de traitement du gaz :**

La nouvelle unité de traitement de gaz (CPF) de Gassi Touil a été inaugurée lundi **24 Février 2014** par le ministre de l'Energie et des Mines, Youcef Yousfi, à l'occasion de la célébration du 43ème anniversaire de la nationalisation des hydrocarbures est conçue pour traiter 12 millions de mètres cubes de gaz par jour provenant des champs de gaz pour fournir aux stations de ré-compression.

La capacité de fonctionnement de l'usine CPF est comprise entre 30% (3,6 millions de mètres cubes de gaz par jour), et 110% (13,2millions de mètres cubes de gaz par jour) de sa capacité de base. [1]

I.4. Description du procédé du traitement du gaz brut :

Le procédé du traitement du gaz brut est schématisé dans la figure I.3 d'une façon générale. [1]

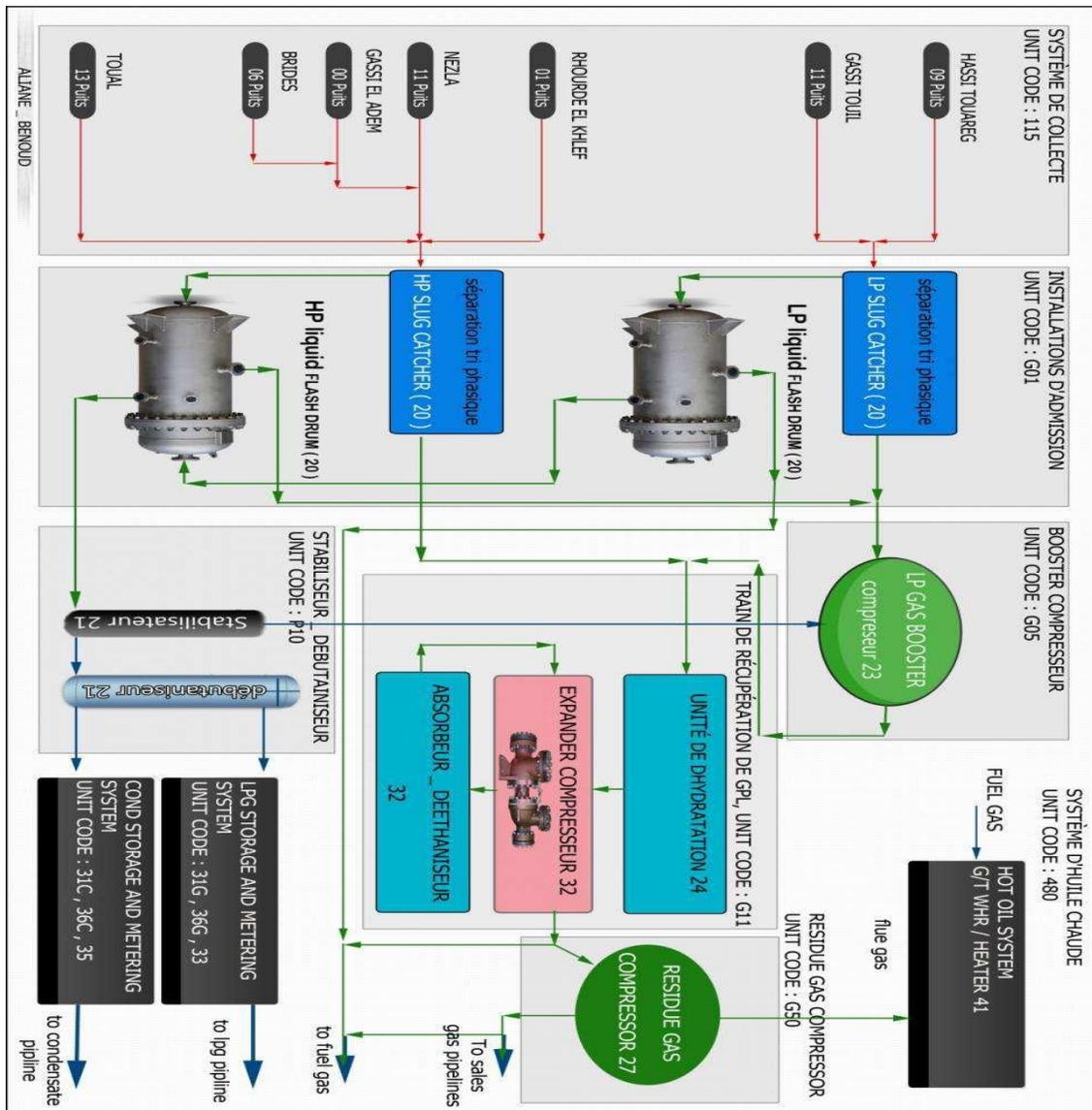


Figure I.3 : Description du procédé du traitement du gaz brut.

Le gaz humide avec l'eau de production venant du champ de Hassi Touareg (115 HT) et du champ de Gassi Touil (115 GT) est reçu au slug catcher BP (G01-VL-20-101) et est comprimé à 71 bars dans le compresseur booster de gaz BP (G05-KA-23-101 A/B et 102A/B).

Les gaz humides venant du champ de Touil (115 TOU), du champ de Rhourde el Khlef

(115 REK), du champ de Nezla (115 NZ), du champ de Gassi el Adem (115 GEA) et du champ de Brides (115 BR) sont collectés et reçus au slug catcher HP (G01-VL-20-201).

Le gaz humide provenant du compresseur booster de gaz bas pression BP (G05-KA-23-101 A/B et 102 A/B) et du slug catcher haut pression HP (G01-VL-20-201) sont combinés et sont envoyés à l'unité de récupération de GPL (G11). Le condensat humide provenant des deux slug catchers est envoyé vers l'unité de stabilisation/débutanisation (P10). Le GPL récupéré et le condensat stabilisé sont envoyés respectivement vers le stockage de GPL (31G) et le stockage de condensat (31C).

Le GPL et le condensat produits provenant du stockage (31G et 31C) sont mesurés au niveau du système de comptage (36G et 36C) et sont expédiés par les canalisations de transport de SONATRACH vers d'autres installations en Algérie.

Le gaz résiduel provenant de l'unité de récupération de GPL (G11) est comprimé dans le compresseur de gaz résiduel entraîné par une turbine à gaz (G50-KA-27-101A/B) via le compresseur-expander (G11-KA-32-201), puis le gaz résiduel est mesuré au niveau du système de comptage (16V) et est expédié vers la canalisation du réseau national existant en tant que gaz de vente. [1]

I.4.1. Unités au cours de construction :

Le développement futur au sein des installations centrales de traitement (CPF) comprend plusieurs unités telles que l'unité d'élimination de CO₂ AGRU, une unité de déshydratation et une unité d'échangeur d'ions, aussi une unité de stockage d'eau déminéralisée (capacité nette de fonctionnement : 70 m³) et une unité de comptage de gaz et canalisation d'expédition appelée 36V. Le procédé général est schématisé d'une façon plus détaillée dans la figure I.4 donnée par le DCS. [1]

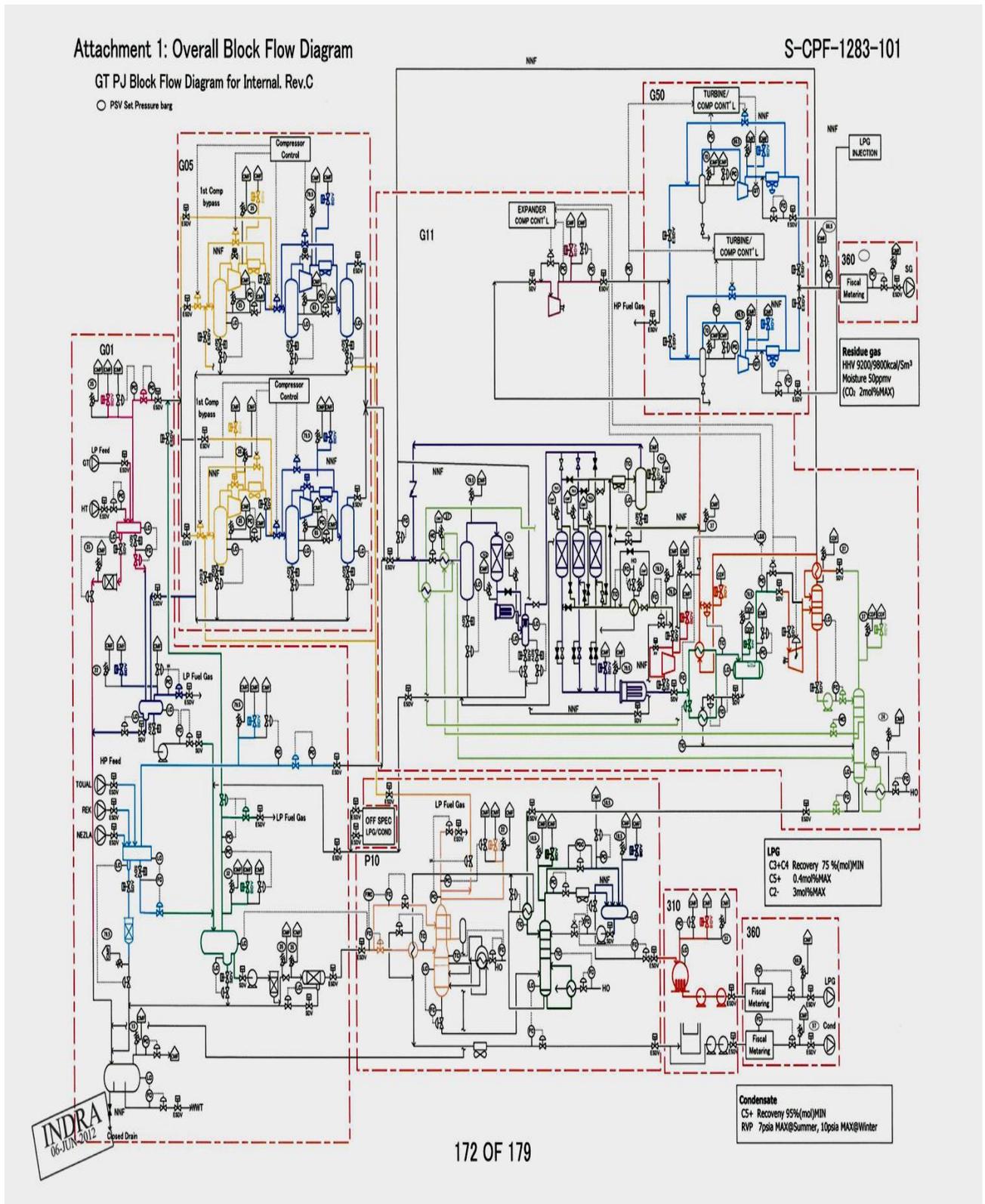


Figure I.4 : Description du procédé du traitement du gaz brut donné par le DCS.[2]

I.4.2. Différents zones d'usine

Cette nouvelle station comporte plusieurs zones ou les équipements varient en fonction du rôle de ces dernières détaillé comme suite. [1]

I.4.2.1. Zone d'admission (G01)

Cette zone ci représentée dans la Figure I.5 est conçue pour séparer le gaz brut arrivant de différents champs GTL. Le gaz brut ayant une pression de 70bars des champs de NEZLA, TOUAL et RHOUD ELKHLEF, est acheminé à travers 03 lignes. Il subit une séparation primaire dans les séparateurs à haute pression HP. [1]

Le gaz brut à basse pression 28 bars des champs de HASSI TOUARG, et GASSI TOUIL, est véhiculé par 02 lignes. Il subit une séparation primaire dans le séparateur basse pression .[1]

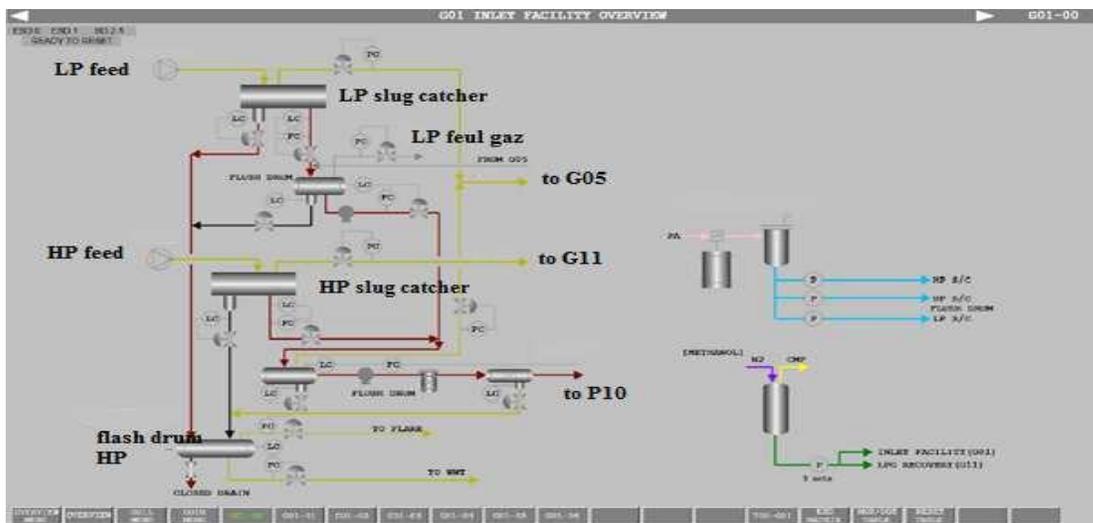


Figure I.5 : Procédé de l'unité G01. [2]

I.4.2.2. Zone Boosting (G05)

Cette zone présentée dans la figure I.6 contient deux trains à moto-compresseurs à double étages pour chacun dans le but de comprimer le gaz jusqu'à une pression égale à 70 bars. Pour le 1^{er} train le gaz venant de ballon de détente HP à une pression de 28 bars sera envoyé vers le 2^{ème} étage à cause de sa pression déjà élevé. [1]

Cependant en cas de chutes de pression au niveau des puits dans le future le gaz donc sera envoyé avant vers le 1^{er} étage et non pas le 2^{ème}.

Pour le deuxième train le gaz BP passe directement au premier étage puis vers le deuxième vue sa faible pression 12 bars. [1]

Le gaz sortant de séparateur HP et la zone de boosting est envoyé vers la zone G11. [1]

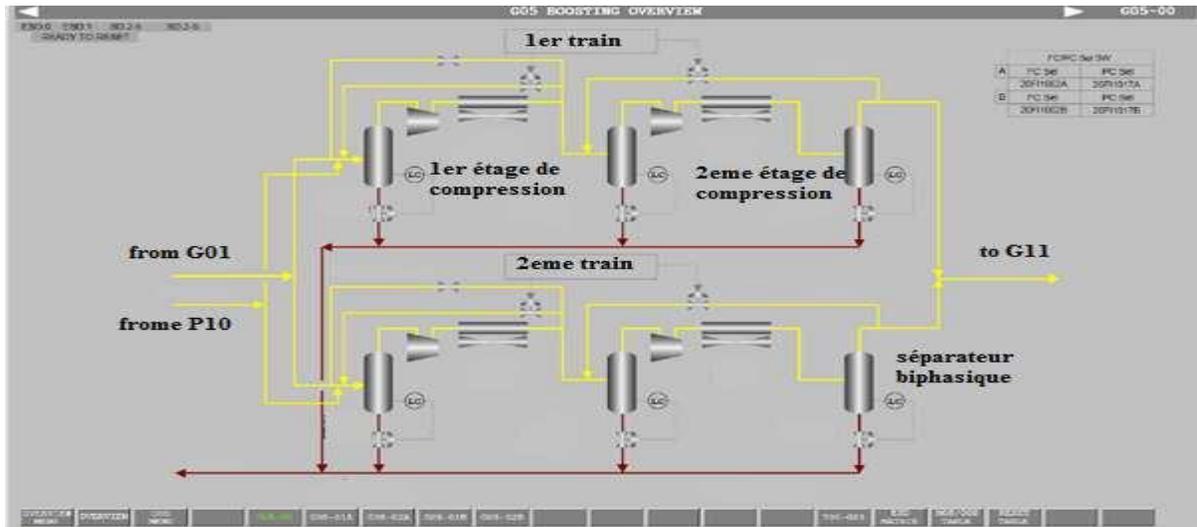


Figure I.6 : Procédé de l'unité G05. [2]

I.4.2.3. Zone de compression du gaz résiduel (G50)

L'unité présentée dans figure I.7 comporte deux trains de procédé identiques ou chaque train comporte un compresseur de gaz résiduel entraîné par une turbine à gaz semi-géante avec un système de réchauffage d'huile et un système d'airo-réfrigération. [1]

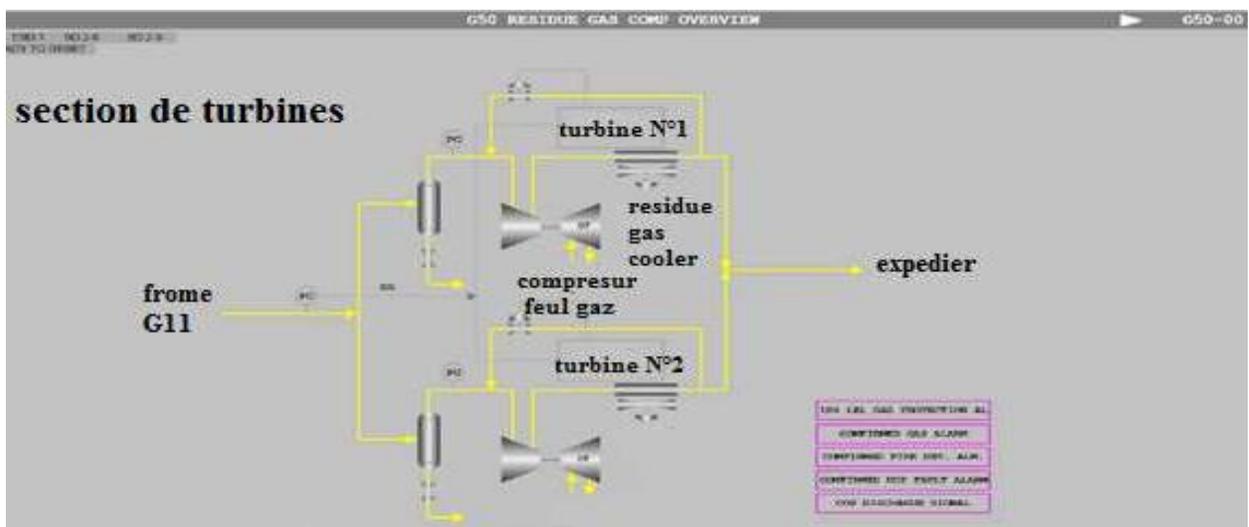


Figure I.7: Procédé de l'unité G50. [2]

.4.2.4. Zone de stabilisation de condensat(P10)

Le condensat d'hydrocarbures récupéré provenant du ballon de détente de condensat du slug catcher HP (G01-VD-20-201) est pompé vers l'unité de la colonne de stabilisation de condensat/débutaniseur (P10) à l'aide des pompes dans une unité appelée zone de stabilisation, présentée dans figure I.8. [1]

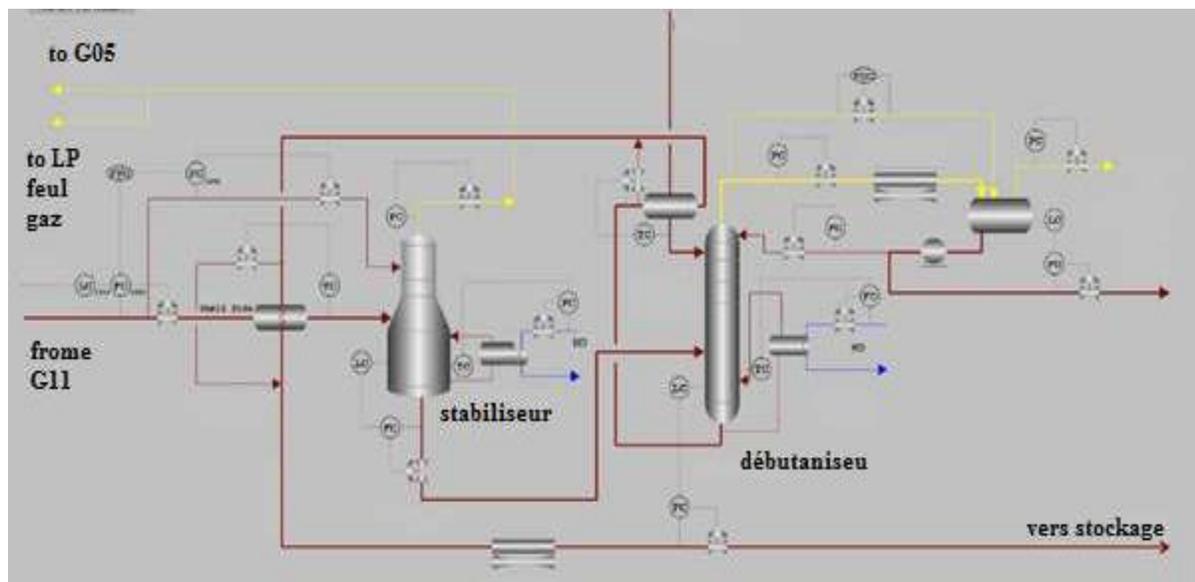


Figure I.8 : Procédé de l'unité P10. [2]

I.4.2.5. Zones de stockage de GPL et de condensat

Le GPL et le condensat produits par l'usine CPF seront stockés temporairement sur site avant d'être expédiés via les conduites de transport exploitées par SONATRACH. [1]

Zones de stockage de GPL et de condensat présentée dans figure I.9 :

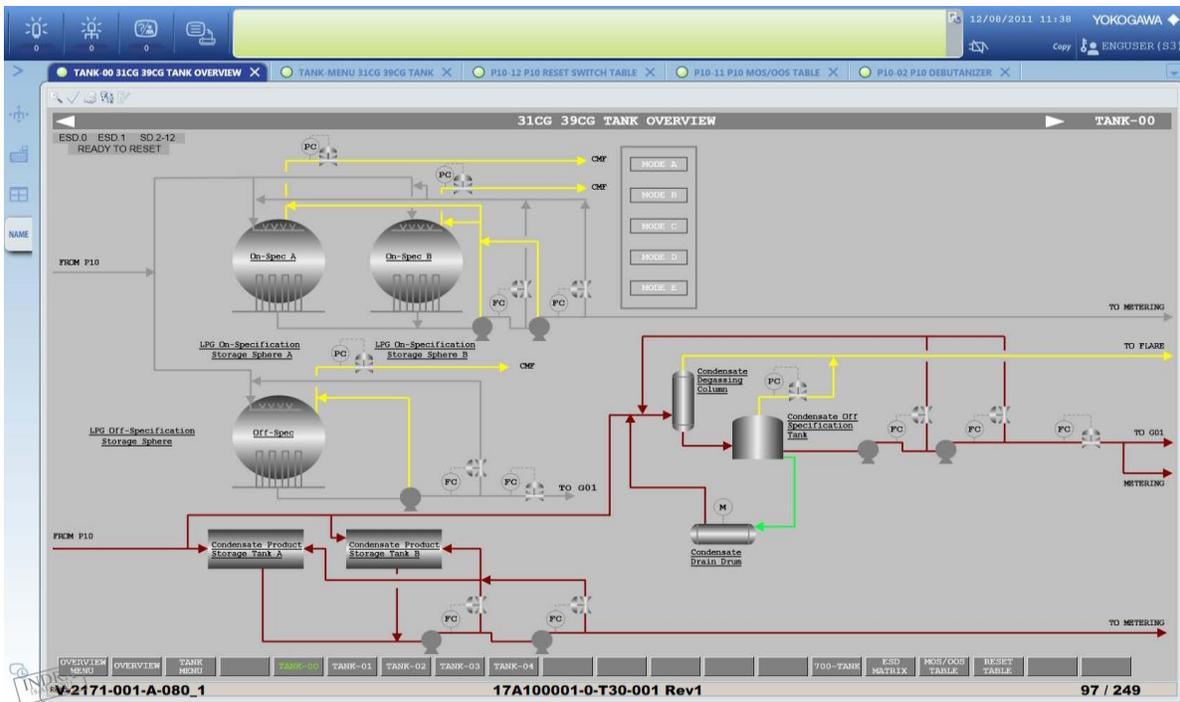


Figure I.9 : unité de stockage GPL et Condensat. [2]

I.4.2.6. Zone des torches

Cette zone concerne le gaz torchée caractérisée par trois torches. Une torche froide sèche, Une commune, Une basse pression ainsi que l'emplacement d'un bourbier. [1]

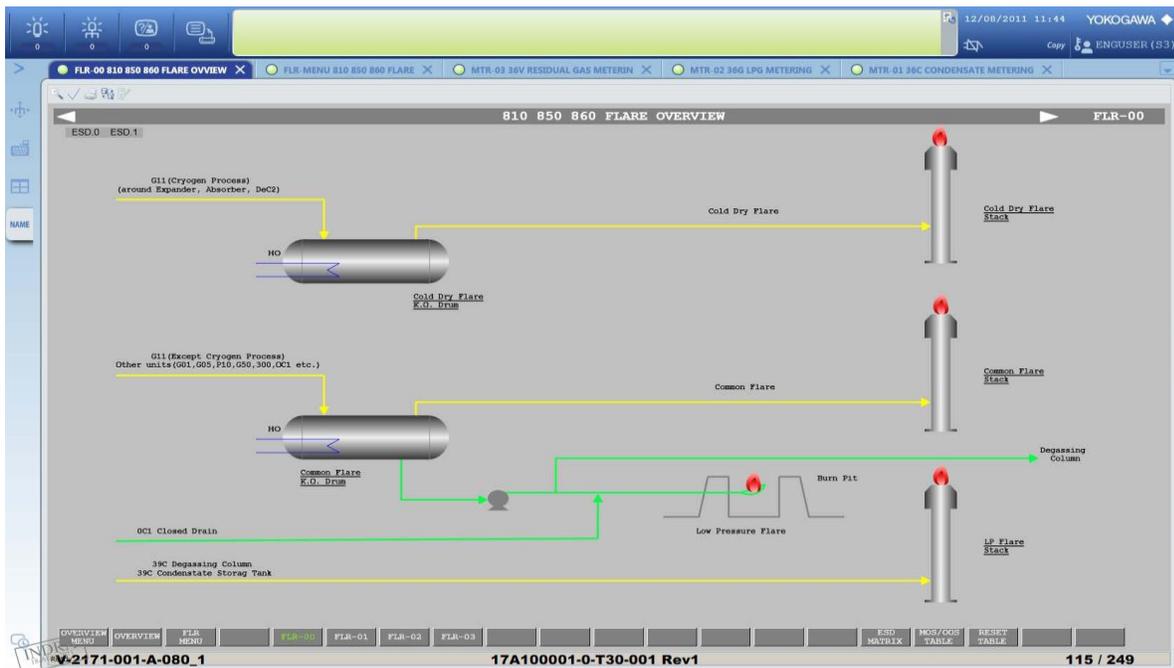


Figure I.10: zone de torche. [2]

I.4.2.7. Zone de traitement de gaz brut et récupération de GPL (G11)

Cette zone a pour rôle de traiter le gaz brut avec une pression 70bars à travers différentes phases pour obtenir du gaz sec et un mélange liquide (GPL et condensat). Elle est composée essentiellement des équipements suivants (Filtre, dé-mercureuse, dés- hydrateurs, absorbeur, échangeurs, compresseur centrifuge de régénération et déethaniseur sans oublier la pièce maitresse sur laquelle notre étude est basé le turbo- expander autrement dit turbo détenteur).

Les flux combinés de gaz provenant du slug catcher HP (G01) et du compresseur booster (G05) passent par le côté tube du rebouilleur latéral du déséthaniser où leur température est réduite. Un échangeur de chaleur gaz humide/gaz résiduel est également prévu en parallèle avec le rebouilleur latéral du déséthaniser pour réduire la température à l'entrée du déshydrateur à 42°C lorsqu'on se situe en dehors des conditions nominales. Cet échangeur de chaleur sera mis en ligne et utilisé pour réduire la température à l'entrée du déshydrateur. Le gaz entre ensuite dans le séparateur de gaz d'alimentation du déshydrater.

Le condensat collecté dans le séparateur de gaz d'alimentation du déshydrater est envoyé vers le ballon de détente de condensat du slug catcher HP.

Le gaz provenant du séparateur de gaz d'alimentation est envoyé vers l'adsorbeur de mercure. Le but de cet adsorbeur de mercure est de réduire la concentration d'Hg dans le gaz de procédé de 10,000 ng/Nm³ dans la charge à une valeur inférieure à 10 ng/Nm³ dans le gaz de sortie allant vers le système en aval. L'élimination de mercure sert à protéger les roues du détenteur expander et du compresseur-expander qui sont en aluminium, afin d'éviter tout cas de corrosion, cependant le gaz provenant de désmercuriseur entre dans le filtre de gaz d'alimentation appelé coalesceur. Le liquide piégé dans le coalesceur est envoyé vers le ballon de détente de condensat du slug catcher HP tandis que pour le mercure piégé au niveau de désmercuriseur sera donc récupéré par la société constructrice de ce dernier dans le cadre de l'association entre Sonatrach et cette dernière.

Le gaz sortant de coalesceur entre dans deux des trois sécheurs du gaz. Le système de déshydratation est conçu pour éliminer l'eau du gaz pour le réduire à une valeur inférieure à 0,1

ppm, évitant ainsi la formation d'hydrates dans la section froide du procédé.

Après la compression du gaz, ce dernier est réchauffé avec l'huile venant des turbines utilisée comme fluide chauffant dans le réchauffeur de gaz de régénération permettant d'atteindre la température requise pour vaporiser l'humidité dans les tamis saturés d'eau.

Le gaz de régénération chaud s'écoule vers l'amont à travers les sècheurs désorbant l'eau.

Le gaz de régénération est refroidi dans le refroidisseur de gaz de régénération du type aéroréfrigérant à ailettes, où l'eau est condensée et séparée dans le séparateur d'eau de gaz de régénération. Le gaz provenant du séparateur d'eau de gaz de régénération entre dans le côté tubes du rebouilleur latéral du déethaniseur avec les flux combinés de gaz de G01 et de G05.

D'autre part, le liquide collecté dans le séparateur d'eau de gaz de régénération est envoyé vers le ballon de détente de condensat du slug catcher HP. Pendant le refroidissement, le débit du gaz de régénération est maintenu constant, mais il contourne le réchauffeur. Pendant une attente de 0,5 heure, le gaz continue à s'écouler à travers le déshydrateur. Ce temps d'attente permet de corriger tout défaut de fonctionnement qui peut se produire pendant la régénération.

Après la déshydratation du gaz d'entrée, une partie de ce gaz entre dans le côté tube de l'échangeur de chaleur gaz d'alimentation/gaz résiduel froid où il est refroidi par l'échange croisé avec le gaz résiduel froid provenant du côté tube du condenseur de la tête du déethaniseur, alors que la partie restante est refroidie dans le côté tube de l'échangeur de chaleur gaz d'alimentation/liquide séparateur de charge. Le gaz entre ensuite dans le séparateur d'alimentation de l'expander qui sépare le liquide condensé du gaz d'alimentation pendant le refroidissement.

Le liquide éliminé dans le séparateur d'alimentation de l'expander est envoyé avec régulation du niveau vers le côté calandre de l'échangeur de chaleur gaz d'alimentation/liquide de séparateur de charge où la partie restante du flux de gaz d'entrée est refroidie avant d'alimenter le déethaniseur sur la position d'alimentation la plus basse au niveau de la colonne.

Les vapeurs quittent le séparateur de charge de l'expander à travers une chicane et

s'écoulent vers le coté détenteur du turbo-expander avec une pression de **65.7bars** et une température de **-19,7°C**, elles subiront ainsi une grande détente jus 'qua une pression de **25bars**, cette abaissement de pression provoque un grand abaissement de température ou le gaz atteint une température de -61,2°C.

Le flux de refoulement de l'expander s'écoule ensuite vers la colonne de l'absorbeur en tant que charge près du fond. Le liquide au fond de l'absorbeur est envoyé vers la tête du déethaniseur comme reflux; ce liquide de reflux condense le propane et les hydrocarbures plus lourds des vapeurs quittant la tête du déethaniseur. Le flux de vapeur de tête sortant du déethaniseur est refroidi et partiellement condensé dans le côté calandre du condenseur du déethaniseur, par l'échange croisé avec le gaz froid de tête de l'absorbeur puis envoyé vers l'absorbeur comme reflux. Ce liquide de reflux condense le propane et les hydrocarbures plus lourds montant dans la colonne de l'absorbeur, augmentant ainsi la concentration d'éthane dans le gaz de tête. La température du gaz de tête est également réduite sous l'effet de la chaleur d'absorption.

Dans la partie inférieure du déethaniseur, les vapeurs chaudes générées par le rebouilleur du déethaniseur et le rebouilleur latéral du déethaniseur extraient l'éthane et les composants plus légers du liquide descendant dans la colonne. Une quantité suffisante de vapeur d'extraction est générée pour maintenir le rapport molaire C_2/C_3 .

Le flux de fond riche en GPL est envoyé avec la commande de niveau vers l'unité de stabilisation/débutanisation de condensat (P10) tandis que le gaz sec (35bar) produit est envoyé vers la zone de compression de gaz résiduel « G50 ». [1]

L'unité de traitement de gaz brut et récupération de GPL (G11) présentée dans figure I.11

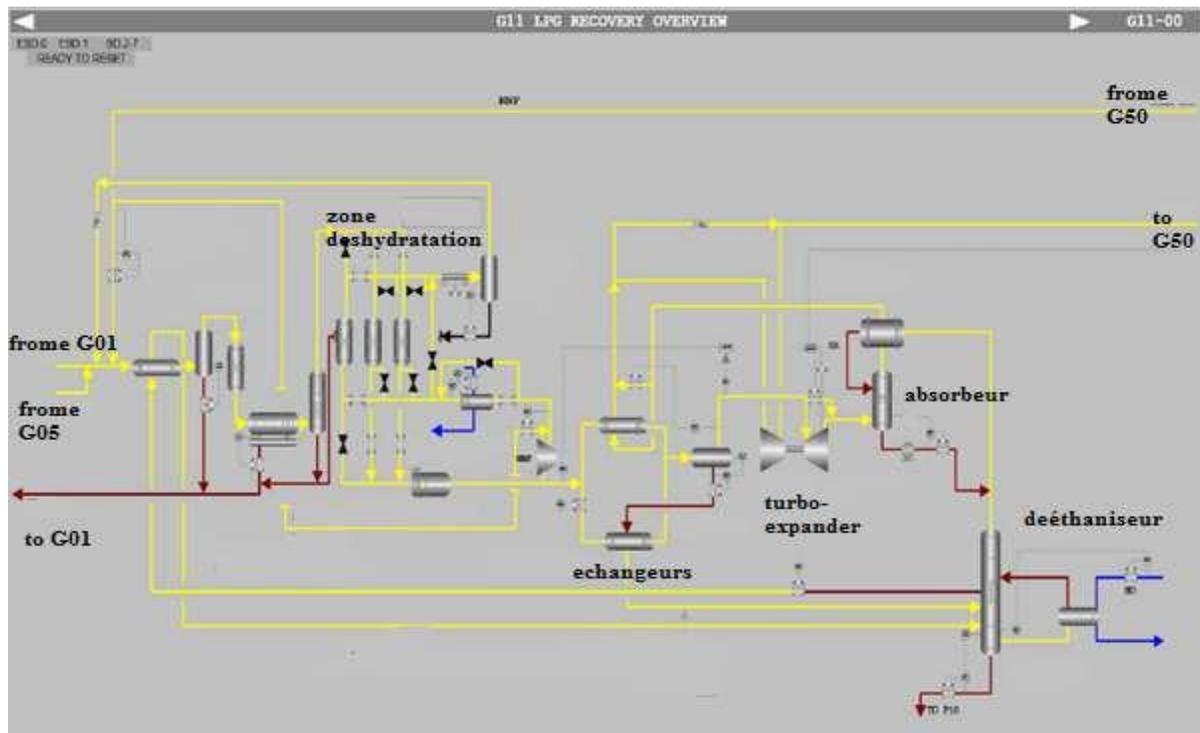


Figure I.11 : Procédé de l'unité G11. [2]

II. Généralités sur le gaz naturel, GPL et Condensat

II.1. Définition du gaz naturel :

Le gaz naturel est une énergie primaire non renouvelable, propre et de plus en plus utilisée. Il dispose de nombreuses qualités : abondance relative, souplesse d'utilisation, qualités écologiques, prix compétitif. La mise en œuvre de cette énergie repose sur la maîtrise technique de l'ensemble de la chaîne gazière, qui va de la production, du traitement, jusqu'au transport. Le gaz naturel, matière première de plus en plus recherchée tant pour des raisons d'environnement que d'efficacité, est désormais considéré comme une énergie de premier choix, en raison de sa disponibilité et de sa qualité d'énergie propre qui joue un rôle de plus en plus grand dans la génération électrique. [3]

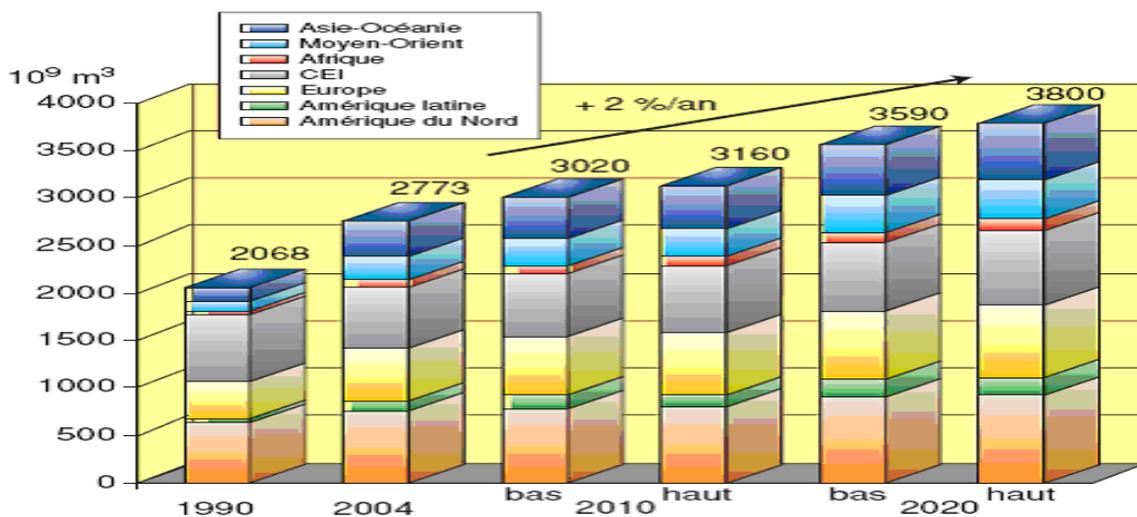


Figure II.1 : Perspectives de demande par région [3]

II.2. Caractéristiques du gaz naturel

II.2.1. Densité

Pour un gaz elle est définie par le rapport de sa masse volumique à celle de l'air dans les conditions déterminées de la température et de la pression.

en utilisant la relation suivante :

$$\text{Densité du gaz} = \text{Masse moléculaire} / 28.966$$

II.2.2. Pouvoir calorifique

C'est la quantité de chaleur dégagée par la combustion d'une unité de volume du gaz, mesurée dans les conditions de référence. Le pouvoir calorifique pour le gaz naturel s'exprime en (j/m^3).

- **Pouvoir calorifique supérieur (PCS):**

C'est la quantité de chaleur dégagée lorsque tous les produits de combustion sont ramènés à la température ambiante, l'eau formée étant liquide.

- **Pouvoir calorifique inférieur (PCI):**

C'est la quantité de chaleur dégagée lorsque tous les produits de combustion sont ramènés à la température ambiante, l'eau restée à l'état vapeur.[4]

II.2.3. Composition chimique

Elle est utilisée pour l'étude de vaporisation. Elle sert aussi à calculer certaines des propriétés du gaz en fonction de la pression et de la température (compressibilité, densité) et à définir les conditions de son traitement lors de l'exploration (extraction des produits liquides). [4]

II.3. Les différents types de gaz naturel

On distingue généralement trois types de gaz naturel :

- **Le gaz associé** qui surmonte la phase huile dans le réservoir.
- **Le gaz non associé** qui n'est pas en contact avec l'huile.
- **Le gaz associé dissout dans l'huile** dans les conditions du réservoir. [4]

II.4. Le gaz de pétrole liquéfié GPL

II.4.1. Définition

Le GPL est un mélange gazeux composé essentiellement de butane et du propane à température ambiante et pression atmosphérique, et peut passer à l'état liquide sous les conditions suivantes :

- Pression relevée à la température ambiante.
- Pression atmosphérique et basse température.
- Pression modérée et température pas tellement basse.

Cette propriété lui permet d'être stocké dans un volume réduit (**250 litres** de GPL Gazeux égale à un litre de GPL liquide).

La composition des GPL est variable selon les normes et ses utilisations dans différents pays. Il peut contenir ; le **propylène, butène, une** faible quantité de **méthane, éthylène, pentane**, exceptionnellement des hydrocarbures tels que le **butadiène, l'acétylène** et le **méthylacrylique**. [5]

II.4.2. Origine du GPL

Les GPL sont extraits à partir de diverses sources comme :

- La récupération à partir des champs gaziers.
- La récupération à partir des unités de liquéfaction du gaz naturel (GNL).
- Le pétrole brut après raffinage comme sous-produit.

II.4.3. Classes du GPL

Les classes du GPL sont :

- **Le propane commercial** : Le constituant majeur de ce GPL est bien entendu le propane, les butanes et les éthanes représentent respectivement 25% et 1% de ce mélange.
- **Le butane commercial** : Tel que son nom l'indique ce GPL est composé essentiellement du butane, le pourcentage du propane atteint 3% alors que celui du pentane dépasse rarement 1.5%.
- **Gaz Bupro** : Cette dernière classe de GPL est composée d'une quantité de propane

supérieur à 65%, et un pourcentage de butane inférieur à 25%, on rencontre également dans ces mélanges des traces d'éthanes et de pentane inférieur à 2%. [6]

II.4.4. Caractéristiques des GPL

Les propriétés générales des GPL :

- **Densité** : Dans l'état gazeux il est plus lourd que l'air : La densité du propane est de 0.51 et celle du butane est de 0.58.
- **Dilatation** : à l'état liquide, il a un coefficient de dilatation dont il faut tenir compte lors de leur stockage, car les sphères ne doivent jamais être remplies complètement.
- **Tension de vapeur** : Soumis à des températures supérieures à leur point d'ébullition, le propane et le butane ne peuvent être amenés à l'état liquide sous pression ou par réfrigération .Le GPL à une tension de vapeur à 20°C égale à :
 - ✚ Pour le butane : **2bars.**
 - ✚ Pour le propane : **8 bars.**
- **Température d'ébullition** : A la pression atmosphérique, la température D'ébullition du butane est de -0.6°C et celle du propane est de -40°C . [5]
- **Impuretés** : Le GPL produit au niveau des différents champs doit répondre aux spécifications suivantes :
 - ✚ Teneur en gaz sec inférieure ou égale à **3 % mol.**
 - ✚ Teneur en condensât inférieur ou égale à **0.4 %mol.**
- ✚ **Odeur et couleur** : Le GPL est incolore, soit à l'état vapeur ou liquide et pratiquement inodore..
- ✚ **Toxicité** : Le GPL s'enflamme dans l'air, il émet un gaz considéré comme toxique. Le gaz en question dénommé le monoxyde de carbone est formé suite à une combustion. [5]

Pouvoir calorifique supérieur : (K Cal / Nm³)

✚ PCS_(ic4) = 29460.

✚ PCS_(c3) = 22506.

✚ PCS_(nc4) = 29622

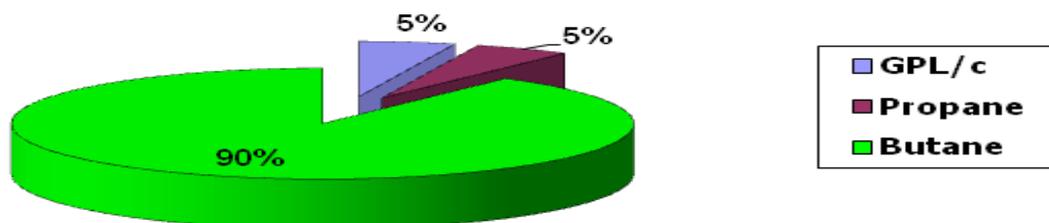
II.4.5 Utilisation de GPL

Les principaux domaines d'utilisation du GPL sont :

- **Source d'énergie domestique** : Actuellement de nombreux appareils de cuisson et de chauffage, sont conçus de manière à s'adapter à l'utilisation des GPL.
- Il est utilisé par des particuliers ou des industriels comme gaz de combustion.
- L'utilisation dans le secteur résidentiel tertiaire (cuisson) est concentrée principalement en Espagne, France, Turquie et Italie. [6]
- **Dans la climatisation** : Dans les climatiseurs ou les réfrigérateurs.
- **Comme carburant** : Le GPL, en plus de leur utilisation domestique, ils sont utilisés comme carburants dans les véhicules. La consommation mondiale du GPL comme carburant s'élevait à près de **10 millions tonne en 1993**, un pourcentage de **7 à 8 %** des GPL consommé mondialement l'est sous forme de carburant. [6]
- Le GPL est aussi accessoirement utilisé dans les briquets (butane).
- **Domaine pétrochimique** : Le pourcentage des GPL consommés comme matière première en pétrochimie atteint 18%, soulignant que la demande globale en GPL enregistre un accroissement annuel de 10 %.

II.4.6 La demande nationale de GPL

Le niveau de la demande nationale de GPL est de L'ordre 1,4 millions de tonnes (Sources NAFTAL) dont 90% de butane, 5% de propane et 5% de GPL carburant (GPL/c).



GPL/c : Gaz pétrolier liquéfié carbonique

Figure II.2 : Demande nationale en GPL [6]

II.5. Le condensât

II.5.1. Définition

Le condensât est constitué d'un mélange d'hydrocarbures paraffiniques, de l'iso-pentane (iC_5H_{12}) jusqu'au dodécane ($C_{12}H_{26}$) et plus, il est généralement extrait des gisements de gaz à condensât. Il est sous forme liquide dans les conditions normales de température et de pression. [7]

II.5.2. Propriétés du condensât

- **Aspect** : C'est un liquide incolore, avec une odeur d'essence.
- **Point d'éclair** : Il doit être inférieur à $-40^{\circ}C$.
- **Poids spécifique** : il est compris entre 0.7 à 0.8.
- **Limites d'inflammabilité** : Inflammable, puisqu'il possède un point d'éclair inférieur à zéro, ses limites d'inflammabilité sont approximativement : 1.4 à 7.6 vol (dans l'air).
- **Densité de vapeur** : Les vapeurs sont plus lourdes de 3 à 4 fois supérieures en termes de densité par rapport à l'air.
- **Explosivité et inflammabilité** : Le Condensât est un fluide hautement inflammable et évaporable .
- **Toxicité physiologique** : Les vapeurs de Condensât sont toxiques .
- **Précaution** : Pour éviter l'intoxication, on doit réaliser une ventilation convenable des locaux de travail et maintenir la concentration des vapeurs du condensât à moins de 300ppm.[7]

II.5.3 Utilisation

Le condensât a un bon potentiel en oléfines. Il sert à la production des carburants, notamment des essences, leur prix de revient est plus bas que les essences produites à partir du pétrole brut car la séparation et la transformation du condensât est moins coûteuse et sa composition chimique riche en éléments légers. Il est aussi utilisé pour l'isomérisation afin d'obtenir l'essence-isomérisat, en transformant les normales paraffines en iso paraffines à indice d'octane élevé et est utilisé également dans le reforming catalytique. [7]

II.6. Le gaz naturel sec

II.6.1. Définition

Un gaz sec ne forme pas de phase liquide dans les conditions de production, c'est-à-dire que les points représentant les conditions dans le réservoir et en surface se trouvent tous deux dehors du domaine diphasique. [5]

II.6.2. Spécifications

On cite deux cas :

Les spécifications visent dans ce cas à éviter la formation d'une phase liquide (hydrogène ou eau), le blocage de la conduite par des hydrates et une corrosion trop importante. On impose pour cela une valeur maximale aux points de rosée. La valeur du point de rosée hydrocarbures dépend des conditions de transport et peut être par exemple fixée à 0°C, pour éviter tout risque de formation de phases liquides par condensation rétrograde.

Les spécifications d'un gaz commercial sont plus sévères et comprennent également une fourchette dans laquelle doit se situer le pouvoir calorifique. Des spécifications typiques pour un gaz commercial sont présentées sur le tableau suivant :

	Valeur	Unité
Point de rosée	< -6	°C
Teneur en eau	< 150	ppm vol
Teneur en C ₅ ⁺	< 0.5	% mol
Pouvoir calorifique supérieur PCS	39100- 39500	KJ/m ³ (n)

Tableau II.1 : Spécifications d'un gaz commercial. [5]

La teneur en H₂S que peut contenir le gaz traité est en général très faible et varie habituellement entre 2 et 20 mg/m³ (st). Une spécification usuelle en unité anglo-saxonne est de 0.25 grains/ 100 Seft soit 6 mg/m³ (st) ou encore environ 4 ppm.

. Un fractionnement entre le méthane et les hydrocarbures plus lourds est généralement opéré au cours de la liquéfaction. [5]

III. Description de la machine Turbo-Expander (TE)

Introduction

Dans le traitement cryogénique du gaz naturel, les turbines de détente ou les vannes de détente (Turbo-Expander , vanne Joul Thompson ...) , ont vu leur intérêt augmenter en tant que turbine de récupération d'énergie, et l'on ne conçoit plus certains types d'installations sans Turbo-Expander. Le succès de son application est dû principalement à son rendement élevé et à sa grande fiabilité de fonctionnement.

III.1. Généralité sur le Turbo-Expander

III.1.1. Définition du Turbo-Expander

La turbine d'expansion (Turbo-expander) est une turbine de détente à haute vitesse de rotation. Elle génère le froid et développe l'énergie mécanique grâce à la détente du gaz. Au cours de processus de détente, la pression et la température du gaz d'alimentation chutent en liquéfiant le propane plus et en maintenant des constituants légers tels que le méthane et l'éthane à l'état gazeux. l'énergie interne du gaz décroît lorsque le travail est fait ce qui a pour résultat une grande baisse de Température .Ce qui donne alors au Turbo-Expander travailler soit comme producteur du froid (dans le circuit de réfrigération) soit comme producteur du travail mécanique dans les circuits de puissance. D'où la grande utilisation des Turbo-Expander dans le domaine de la cryogénie est pour la production du froid. [1]

La figure III.1 donne une vue générale du Turbo-Expander.

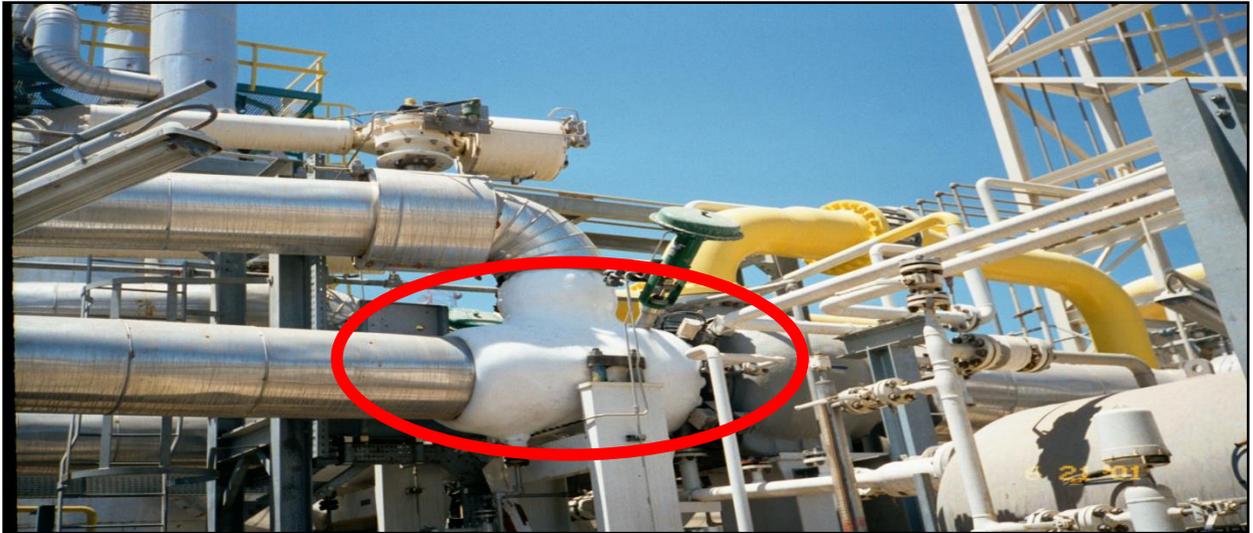


Figure III.1 : Vue générale du Turbo-Expander.

III.1.2 Description mécanique du turbo-expander à paliers magnétiques

Le système turbo-détendeur consiste en un turbo-détendeur **Atlas Copco Mafi-Trench** à châssis 5.0 couplé à un compresseur et équipé de paliers magnétiques . Le détendeur-compresseur est monté sur un socle en acier rigide et dispose d'un système de commande et de gaz de barrage. Les éléments du système sont placés de manière à faciliter l'exploitation et l'entretien. Le système a été testé à l'usine pour vérifier qu'il satisfait ou excède toutes les garanties de performance.

Le détendeur-compresseur comprend trois parties principales :

- La partie détendeur avec ses brides d'admission et de refoulement.
- La partie tournante ou centrale.
- La partie compresseur avec ses brides d'admission et de refoulement.

La figure III.2 présente une vue en coupe vertical du Turbo-Expander et La figure III.3 présent la turbine principale de turbo-expander.

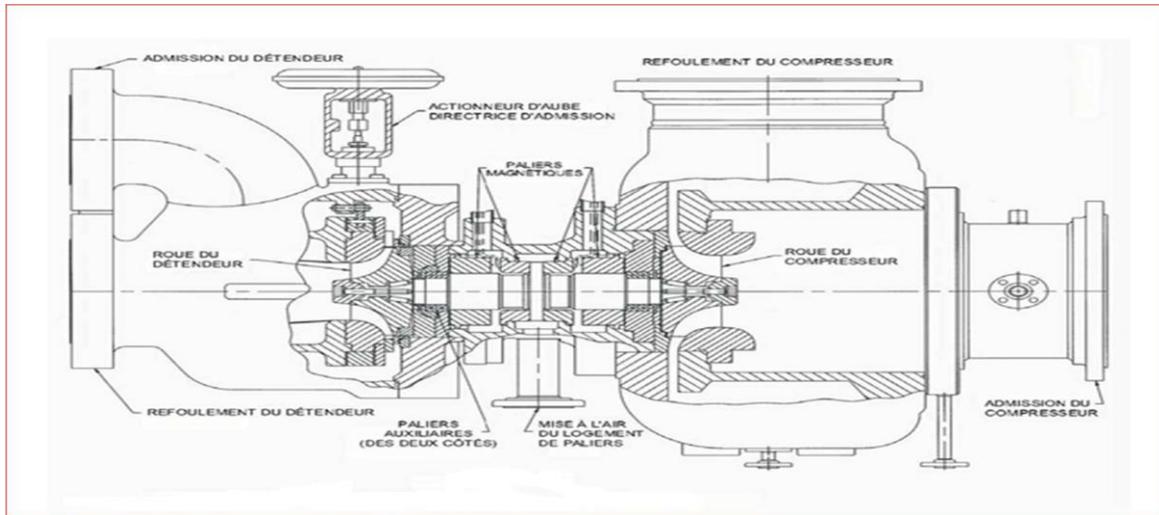


Figure III.2 : Schéma du Turbo-Expander à paliers magnétiques [2].

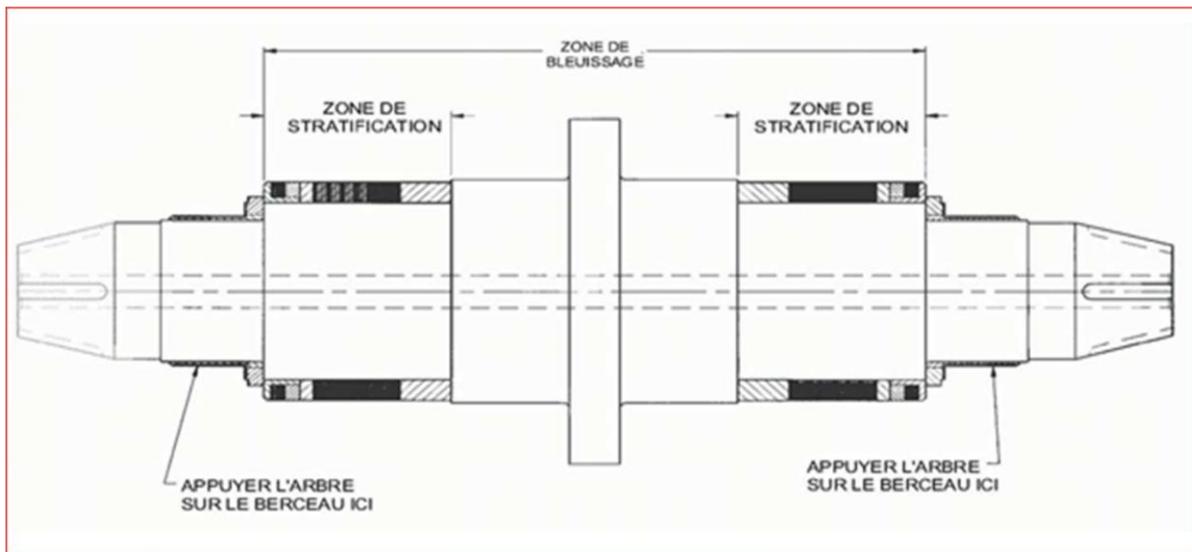


Figure III.3 : Vue en coupe verticale de la turbine principale du Turbo-Expander [2].

Aubes directrices d'admission variables

La figure III.4 présente les aubes directrices d'admission qui régulent le débit massique du détendeur.

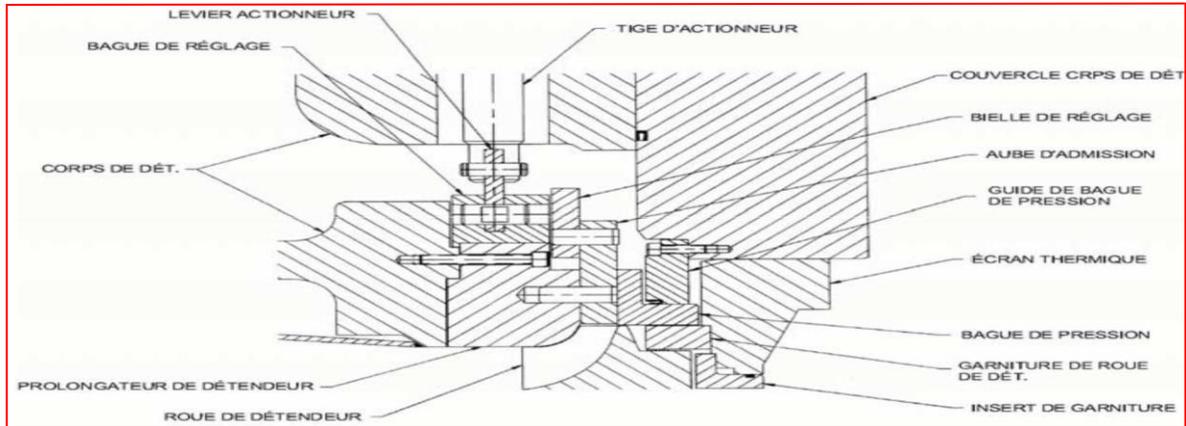


Figure III.4 : Vue en coupe verticale de la buse (typique) [2].

Leur rôle principal consiste à offrir un actionnement sûr un haut rendement et aucun gaz perdu sur une large plage d'exploitation.

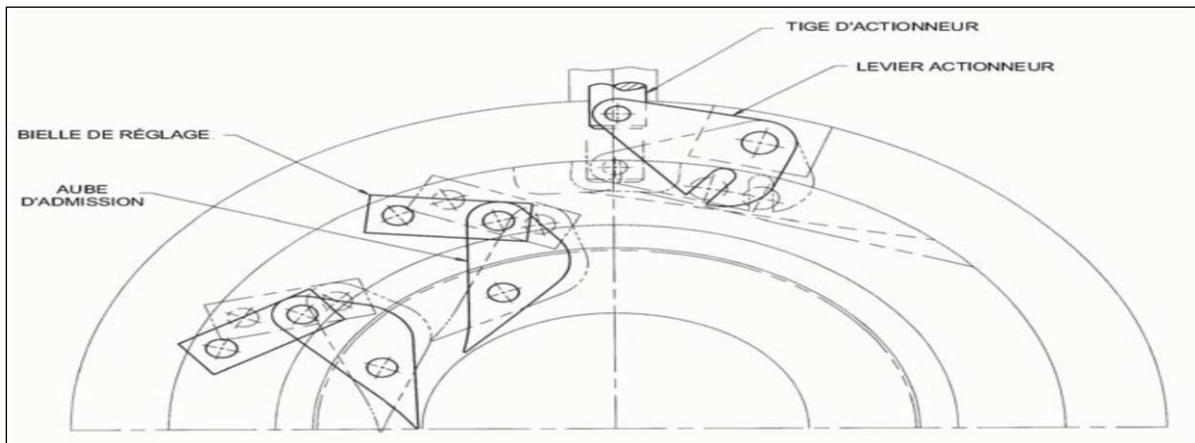


Figure III.5 : Aube d'admission (typique) [2].

III.1.3. Domaine d'utilisation :

- Cryogénique.
- Récupération d'énergie sur champs pétroliers.
- Séparation de l'air et liquéfaction O₂, N₂ .
- Purification de gaz : H₂, He .
- Récupération d'éthane et GPL à partir du gaz naturel.
- Liquéfaction de gaz naturel. [1]

III.1.4. Principaux caractéristiques d'un Turbo Expander

- Turbine à réaction (admission radiale, échappement axiale).
- Récupération généralement réalisée en un seul étage de détente.
- Large gamme de puissance pour les utilisations pétrolières de 50 à 8000 KW.
- Bon rendement isentropique: 80 à 86 %.
- Conservation du rendement à charge variable par utilisation d'aubages directeurs
- mobiles à l'admission (Possibilité de variation de charge de 50 à 120% du débit nominal).
- Bonne tolérance à la présence de condensat et de particules solides.
- Récupération d'énergie favorisée par de basses températures d'admission. [1]

III.1.5. Rôle du Turbo-Expander

Les procédés de traitement de gaz naturel sont caractérisés par les moyens de réfrigération qu'ils utilisent. Parmi ces moyens nous citons:

- La vanne Joule Thompson.
- La boucle de propane.
- Le Turbo-Expander.

L'utilisation de ce dernier a pour fonction de récupérer l'énergie qui se produit lorsqu'un gaz à haute pression passe à travers la turbine pour réduire sa pression (détente isentropique).

La détente du gaz permet d'abaisser la température au-dessous de celle obtenue par l'effet Joule Thomson donc permet de récupérer une grande quantité de liquide. Cette énergie est destinée à entraîner le compresseur en vue d'augmenter la pression du gaz avant d'être envoyé comme gaz de vente. [1]

III.1.5.1 Rôle du Nouveau Turbo-Expander a paliers magnétique au sein de l'unité

Le Turbo-Expander présenté dans la figure II.6 a pour fonction de récupérer l'énergie qui se produit lorsqu'un gaz à haute pression passe à travers la turbine pour réduire sa pression (**détente Isentropique**).

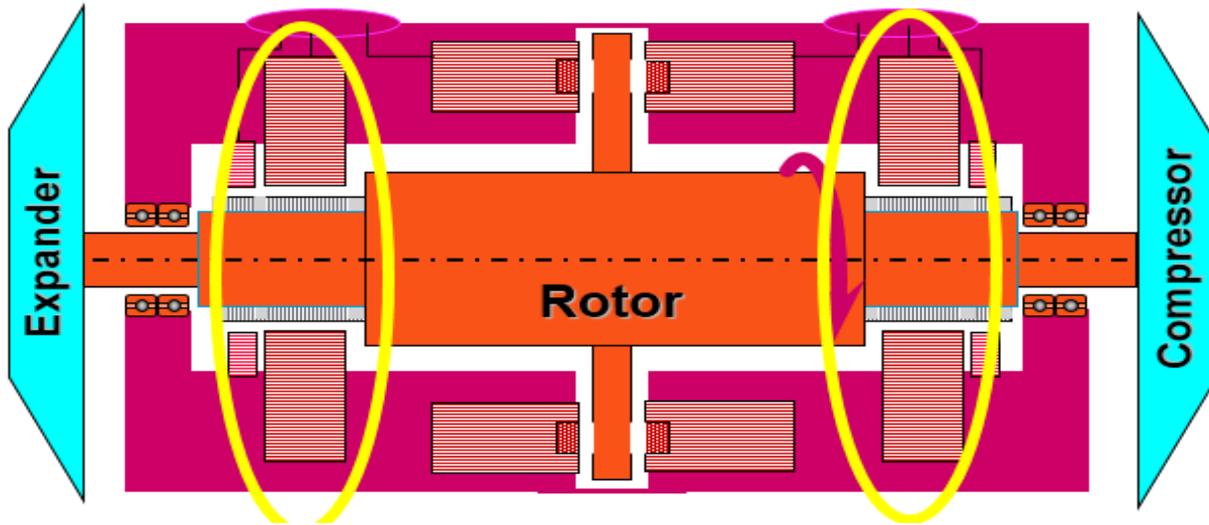


Figure III.6 : schéma turbo-expander a paliers magnétique [2].

La détente du gaz permet d'abaisser la température au dessous de celle obtenue par l'effet Joule Thomson donc elle permet de récupérer une grande quantité de liquide. Cette énergie est destinée a entraîner le compresseur en vue d'augmenter la pression du gaz avant d'être envoyer comme gaz de vente [8].

III.1.6. Descriptions des parties et des principales fonctions de la machine

❖ Parties composant la machine

Le Turbo-Expander est conçu par MAFI-TRENCH corporation, monté sur un châssis et équipé de son propre système de lubrification et de gaz d'étanchéité. Le gaz à traiter passe à travers le carter de l'Expander et du compresseur, dont la géométrie détermine le régime d'écoulement du gaz, en assurant une circulation aisée du gaz vers les roues à aubes, sans pertes de charge. Les composantes du système sont disposées de façon à faciliter l'exploitation et l'entretien

le Turbo-Expander est composé principalement :

- D'une turbine.
- D'un compresseur.
- D'un circuit de gaz d'étanchéité.
- D'un panneau de commande.
- D'un tableau de signalisation des paramètres

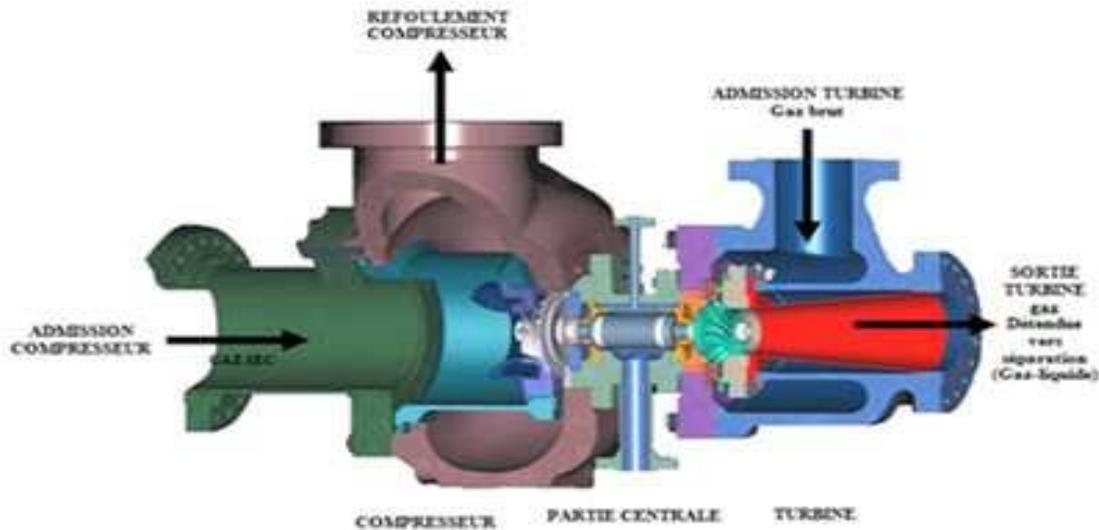


Figure III.7 : Les différentes parties du Turbo-Expander.

✚ La roue du detent de l'expander

C'est une turbine de détente à grande vitesse (vitesse de fonctionnement de 10000t/min). Les ailettes de la turbine ont une conception mécanique un peu spécial en forme d'un «S» pour casser la charge de gaz et faire chuter la pression ainsi que la température.

✚ La roue du compresseur

La roue du compresseur récupère l'énergie cinétique fournie par la roue Expander et la transforme en énergie mécanique pour comprimer le gaz résiduel léger C1, C2 et l'acheminer vers les stations de compression pour la réinjection dans le gisement ou l'expédier pour la vente.



Figure III.8 : Roue du compresseur



Figure III.9 : Roue de la turbine

L'arbre

L'arbre porte tous les pièces et les éléments mécaniques, les roues et les paliers de lubrification et les garnitures mécaniques d'étanchéité (labyrinthes) et c'est lui qui fait la liaison entre les deux extrémités (roues) de la machine.



Figure III.10 : l'arbre de l'Expander compresseur

III.1.7. Description de système d'étanchéité du Turbo-Expander

Le Turbo-Expander est conçu pour la détente et la compression du gaz naturel, il se compose d'un Turbo-Expander à un étage chargé par un compresseur centrifuge, situé à l'extrémité opposée de l'arbre de l'Expander. Monté sur un support en acier.

L'Expander compresseur est équipé de systèmes complets de gaz d'étanchéité. [1]

III.1.7.1. Système de gaz d'étanchéité

Le Turbo-Expander est alimenté en gaz d'étanchéité à partir du refoulement du gaz produit du compresseur pendant le fonctionnement normal de la machine, comme il est alimenté aussi à partir du gaz sec, cette dernière source d'alimentation est prévue pour maintenir une pression voulue du gaz d'étanchéité au système, elle est utile aussi pendant le démarrage de la machine expander, le gaz de production est contenu autour de l'arbre par un labyrinthe situé entre paliers, butée et dos des roues compresseur et turbine.

La pression d'échappement turbine étant plus élevée que la pression d'admission

compresseur, c'est la pression régnant au dos de la roue turbine qui sert à piloter la pression d'injection de gaz d'étanchéité qui est injecté au niveau des labyrinthes devra fuir vers le dos des roues compresseur et turbine, et vers les paliers remplissant ainsi double rôle :

- Barrière thermique pour protéger les paliers.
- Barrière pour l'huile évitant à celle-ci de gagner les parties froides de la machine .

III.1.8. Paliers magnétiques actifs

Un palier magnétique actif est un dispositif électromagnétique qui maintient la position relative d'un ensemble tournant (rotor) par rapport à une partie fixe (stator).

Les forces électromagnétiques mises en œuvre sont contrôlées depuis une armoire de commande électronique.

Par conséquent, un palier magnétique actif est constitué de deux parties distinctes, le palier en soi et le système de commande électronique.

III.1.8.1. Paliers

Chaque détenteur-compresseur comporte un système de palier magnétique actif. Ce système comprend deux roulements magnétiques radiaux, un roulement de butée magnétique actif dans les deux sens, deux jeux de roulements auxiliaires, tous les capteurs de position nécessaires, un capteur de vitesse et un système de commande. Les roulements auxiliaires utilisés sont des paires de roulements à billes de contact angulaire pré chargés avec billes de céramique.

Lorsque le rotor n'est pas en lévitation magnétique, il est soutenu à ses extrémités par une paire de ces roulements à billes. Noter que les cycles de démarrage et de mise à l'arrêt normaux ne font pas appel aux roulements auxiliaires. L'armoire de commande assure le contrôle de position du rotor et fournit les signaux d'instrumentation nécessaires pour le contrôle et la protection de la machine. La figure III.11 **schémas montre positionnement d'un palier magnétique**

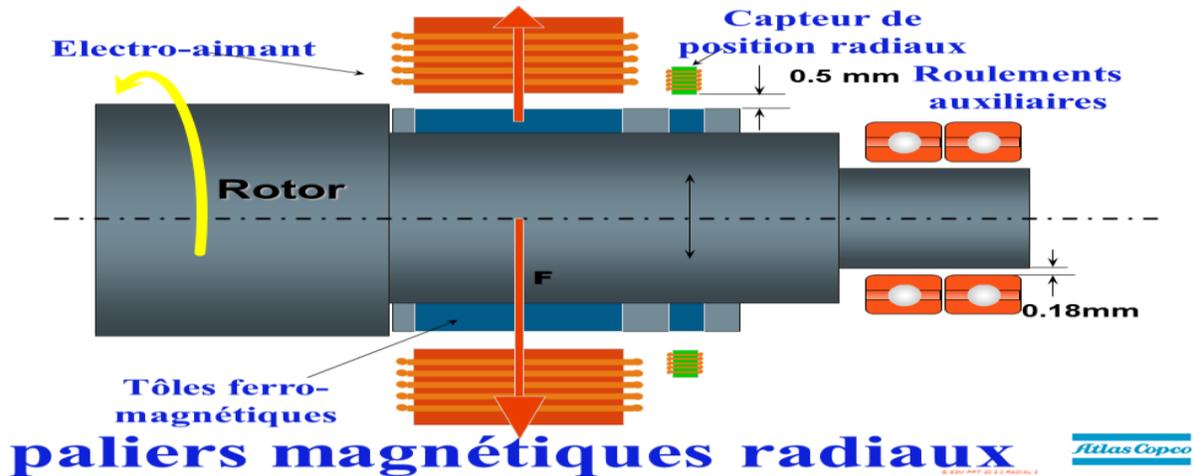


Figure III.11 : schémas montre positionnement d' un palier magnétique radiaux

III.1.9. Précautions et recommandations sur le Turbo-Expander

Veiller à respecter les précautions/recommandations suivantes pour écarter tout risque de dommages au turbodétendeur .

III.1.9.1 Propreté

Toutes les conduites et autres ouvertures vers le turbodétendeur doivent être protégées contre la pénétration de contaminants, car les corps étrangers même les plus petits peuvent provoquer des dégâts graves aux pièces internes de tolérances critiques.

III.1.9.2 Essais de pression

Les essais d'étanchéité du détendeur-compresseur doivent être effectués avec l'aide de notre opérateur de service.

Après la purge à l'azote, la mise sous pression se fait au moyen du circuit d'égalisation de pression du carter.

Veiller tout particulièrement à éviter la pénétration de corps étrangers dans le système de commande et d'étanchéité, les paliers, les jeux de garnitures et les zones d'étanchéité du rotor.

Cette contamination accidentelle peut résulter d'une mise en pression ou d'une décompression excessivement rapides.

En cas de contamination avérée ou suspectée, la machine et le circuit de gaz de barrage doivent être complètement démontés pour être contrôlés et nettoyés. [6]

III.1.9.3. Effets du Méthanol sur les paliers magnétiques :

Le méthanol sont souvent utilisés dans les procédés à turbodétendeur pour empêcher la formation d'hydrates durant la dilatation cryogénique. Dans le cas des installations à turbodétendeurs équipés de paliers magnétiques, garder à l'esprit que l'exposition au méthanol a résulté en des défaillances d'enroulements et de capteurs de palier magnétique.

Comme le gaz de procédé est utilisé, en tant que « gaz de barrage », pour le refroidissement des paliers magnétiques durant la marche, il est essentiel d'assurer que le gaz de procédé utilisé en guise de gaz de barrage ne contient méthanol. [1]

III.1.9.4 Procédure préalable au démarrage

La majorité des problèmes de détendeur-compresseur se produisent durant la période de démarrage initial de l'installation.

Cette période critique dure généralement plusieurs semaines depuis le lancement initial du détendeur jusqu'à ce que les pressions et températures de l'installation soient normalisées et que tout l'équipement associé soit stabilisé.

III.1.9.4.1. Contrôle

Durant le transport, l'installation et l'exploitation, les raccords de tuyaux et les boulons de brides peuvent se desserrer. Contrôler et resserrer le cas échéant, Vérifier que tous les circuits électriques, commutateurs, sondes, commandes et dispositifs de sécurité sont correctement raccordés, réglés et opérationnels. Vérifier que tous les systèmes d'arrêt sont opérationnels.

III.1.9.4.2. Vanne anti-pompage

Vérifier que tous les raccordements électriques et pneumatiques des appareils sont corrects et bien serrés.

III.1.9.4.3 Systèmes pneumatiques

Vérifier que tous les circuits et composants pneumatiques sont correctement réglés,

raccordés et opérationnels.

III.1.9.4.4 Système d'équilibrage de poussée

En raison de la nature des paliers magnétiques, chaque palier axial exerce un effort d'environ 40% de sa capacité (21,3 kN ou 4 800 lb à 13 A), même en l'absence de charges externes. [1]

III.1.10. Avantages et inconvénients du Turbo Expander :

III.1.10.1. Avantage

Les avantages qu'apporte l'utilisation d'un Turbo Expander sont :

- Utiliser dans les procédés de traitement, de séparation et de liquéfaction de gaz.
- Il assure un bon rendement comparé aux autres systèmes de détente.
- Il apporte une meilleure récupération des fractions condensables du gaz naturel.
- L'utilisation du travail fournit par la détente pour alimenter le compresseur.[1]

III.1.10.2. Inconvénients

Les inconvénients qu'apporte l'utilisation d'un Turbo Expander sont :

- Il s'affronte au problème d'usure mécanique, comme toute les machines tournantes.
- Problème de réfrigération lié à la température très basse.
- Formation des gouttelettes qui peut abimer les ailettes de l'Expander. [1]

III.2. Description de la Vanne Joule Thompson (JT)

III.2.1. Définition :

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. L'étanchéité est assurée par le siège, les garnitures et les joints. La noix de connexion relie la tige à l'axe de commande de l'actuateur .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.

Et la figure III.12 Le schéma détaillé de la Vanne Joule Thompson :



Figure III.12 : Le schéma détaillé de la Vanne Joule Thompson.

La figure ci-dessous montre une model d'une vanne de Joule Tompson.



Figure III.13 : model d'une vanne de Joule Tompson

III.2.2. Principe de fonctionnement

L'empilage permet des variations de débit tout en limitant la vitesse de l'écoulement à travers l'élément, l'empilage consiste en un certain nombre de disques dans lesquels les labyrinthes ont été creusés de manière à permettre un débit déterminé.

L'indépendance de passage est développée par une série de coudes à angle droit, chaque passage ayant un nombre déterminé de coudes pour limiter la vitesse à la valeur prévue. Chaque disque possédant une capacité donnée, le débit total à travers l'élément peut facilement être mené et contrôlé avec précision. La position du piston à l'intérieur de

l'empilage détermine le débit en découvrant plus ou moins de passages dans les disques.. [8]

La figure ci-dessous montre principe de fonctionnement d'une vanne de Joule Thompson

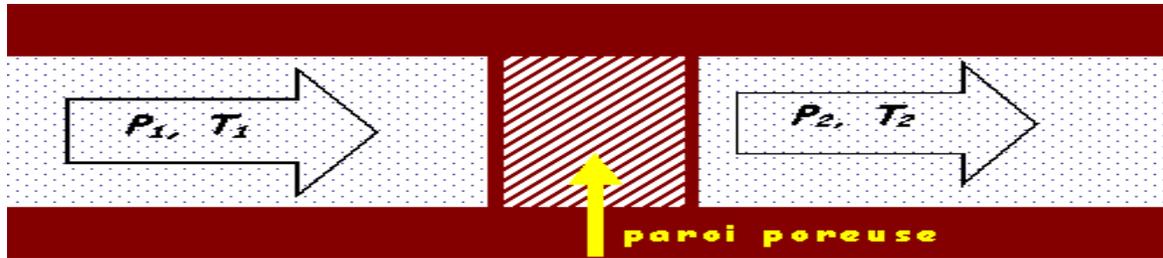


Figure III.14 : Principe de fonctionnement de la Vanne Joule Thompson.

III.2.3 Avantages et inconvénients de l'utilisation de la vanne joule Thompson (JT)

III.2.3.1. Avantages

- Procédé simple donc Investissement faible.
- Insensible aux variations de débits de gaz à traiter.
- Permet de déshydrater le gaz simultanément.

III.2.3.2. Inconvénients :

- Faible taux de récupération de condensat.
- Sensible aux variations de pression du gaz à traiter.
- Nécessite une injection d'inhibiteur pour éviter la formation d'hydrates.
- La pression du gaz est considérablement abaissée. [1]

Introduction

Ce chapitre contiennent les rappels de méthode de calcul (les notions de la thermodynamique talque entropie et enthalpie généralités sur la simulation HYSYS) pour obtenir les résultats et l' interprétation.

IV.1 Les notions thermodynamiques

IV.1.1 Entropie [9]

IV.1.1.1 Définition

L'énoncé du second principe, la définition de la fonction entropie et de l'échelle absolue de température sont inséparables :

Etant donné un système décrit par son volume, son énergie interne et la quantité de matière de chacun de ses constituants, il existe une propriété du système.

L'entropie S : c'est une fonction extensive. Au cours d'une transformation ses variations se décomposent en deux termes : S_i et S_e ou la variation d'entropie égale à :

$$dS = dS_e + dS_i$$

Le terme dS_e est lié aux échanges thermiques par la relation : $dS_e = \frac{\partial Q}{T}$

Dans la quelle T est une propriété du système qui ne dépend que de sa température, et nous désignerons cette propriété comme «température absolue ».

dS_i est un terme lié aux modifications internes du système ; il est constamment positif pour les transformations spontanées, nul pour les transformations réversibles : $dS_i \geq 0$

Par conséquent : $dS_i \geq \frac{\partial Q}{T}$

Les définitions qui précèdent laissent indéterminées les signes (qui sont liés) à la température absolue et de l'entropie. Par convention on posera $T > 0$.

Nous remarquons que les propriétés du fluide à faible densité permettent de déterminer le rapport de deux températures absolues; l'échelle absolue sera donc fixée pour déterminer un certain point.

IV .1.1.2. Relation entre l'énergie interne et l'entropie [9]

La variation de l'énergie interne entre deux états peut être évaluée en suivant toute transformation liant ces deux états, on peut donc le faire selon une transformation quasi-statique le long de laquelle on aura constamment, si le travail apporté au système se limite à celui des forces de pression :

$$\partial W_r = p \cdot dV$$

dV est une variation infinitésimale de volume du système qui correspond sur un plan mathématique, à la différentielle du volume.

Pour respecter la règle des signes qui veut que le travail fourni par le système moteur au milieu extérieur soit négatif, dV étant positif (détente), il convient d'ajouter le signe moins.

$$\partial W_r = -p \cdot dV$$

Donc $\partial W_r = -p \cdot dV$:

$$\partial Q_r = T \cdot dS$$

- Q_r : la quantité de chaleur absorbée par le système.
- W_r : le travail fourni par le système.

On obtient donc les expressions fondamentales, liant le premier et le second principe :

$$dU = T dS - P \cdot dV$$

$$dS = \frac{1}{T} \cdot dU - \frac{P}{T} \cdot dV$$

Condition d'équilibre :

Cette condition d'équilibre sera illustrée en considérant un système isolé, c'est-à-dire n'échangeant avec l'extérieur ni chaleur, ni travail (d'aucune sorte) :

- $dW = 0, dQ = 0$.

- L'énergie interne et le volume sont donc constants : $dU = 0, dV = 0$
- Et selon le second principe, l'entropie ne peut qu'augmenter ou être maximale: $dS \geq 0$.

IV.1.2. Enthalpie [9]

IV.1.2.1. Définition

Si la pression extérieure est constante, et qu'à l'origine et au terme de cette transformation le système est en équilibre de pression avec l'extérieur, alors le travail des forces de pressions exprime par la relation : $W_p = -P_{ext} \Delta V$

Compte tenu de la condition d'équilibre de pression au début et à la fin de la transformation, On peut écrire : $P_{ext} \Delta V = \Delta(PV)_p$

P désignant la pression du système, en sorte que le premier principe permet d'évaluer la quantité de chaleur mise en jeu : $Q_p = (U + PV)_p$

La somme $U + PV$ est « l'enthalpie » du système ; c'est une propriété extensive au même titre que l'énergie et le volume. Elle est plus couramment utilisée dans les calculs pratiques en raison de la relation qui précède qui lie ses variations aux échanges thermiques isobares, d'une part, et pour son intervention dont l'expression du premier principe applique aux systèmes ouverts, comme nous le verrons ultérieurement. Elle est désignée par le symbole H .

$$H = U + PV$$

En sorte que l'on écrira : $Q_p = \Delta H_p$

En régime permanent, on dit qu'un système ouvert est en régime stationnaire lorsqu'en tout point il n'y a pas de variation ni de la quantité de matière ni de l'énergie au cours du temps. La température, la pression, la composition peuvent varier d'un point à l'autre dans le système mais restent, en tout point, invariables dans le temps.

Donc le bilan énergétique s'écrit :

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

Appliqué à un système ouvert en régime stationnaire, et dans la mesure où les variations d'énergie potentielle dans le champ de pesanteur et des énergies cinétiques des courants de

matière peuvent être négligés, le premier principe établit un bilan exact entre la variation d'enthalpie, de l'entrée à la sortie du système d'une part, et d'autre part, la quantité de chaleur et les travaux reçus par le système, abstraction faite de ceux accompagnant les échanges de matière.[10]

IV.1.3. Transformations thermodynamiques

IV.1.3.1 Transformation isotherme

La transformation isotherme est une transformation au cours de laquelle la température du système reste constante (il ne suffit pas que les températures externes soient égales).

Elle ne doit pas être confondue avec une transformation adiabatique, qui n'est généralement pas isotherme. A cause de lenteur des échanges de chaleur, une transformation isotherme est presque toujours lente, et assimilable à une suite d'états équilibre.

Lorsqu'on comprime un gaz, sa température augmente ; la transformation rapide est pratiquement adiabatique. Si on veut réaliser une compression isotherme, il faut retirer sans cesse de la chaleur : la transformation doit être lente si on ne veut pas que la température du gaz varie sensiblement [10].

IV.1. 3.2 Transformation isobare

La pression extérieure reste constante ; par exemple, si le système reste en contact avec l'atmosphère, et si la transformation n'est pas trop rapide (il n'y a pas de dépression ou de surpression extérieur), le volume variant de V_1 à V_2 ; le travail est :

$$W = -P(V_2 - V_1)$$

A pression constante, la quantité de chaleur mise en jeu dans une transformation est égale à la variation d'enthalpie :

$$Q = H_2 - H_1$$

IV.1.3.3 Transformation isochore

Si la transformation considérée se fait à volume constant, alors, le travail des forces de

pression étant nul, la relation qui précède se réduit à :

$$\Delta U_v = Q_v$$

$$dU_v = \partial Q_v$$

Cette transformation a pour seul effet une variation de la température du système (il n'y a pas de changement de phase ni de transformation chimique), alors les échanges thermiques peuvent s'exprimer en fonction de la capacité calorifique à volume constant, C_v , et de cette variation de température [10] :

IV.1.3.4 Transformation adiabatique

Est une transformation sans échange de chaleur avec l'extérieur. Elle est pratiquement possible parce que les échanges de chaleur sont lents et qu'on connaît des corps (le feutre, la laine de verre, le liège) qui, intercalés entre d'autres corps en interaction, rendent les échanges plus lents encore. Une transformation rapide est souvent assimilable à une transformation adiabatique.

Et puisque, les échanges thermiques étant nuls ($Q = 0$), la transformation adiabatique s'exprime par la relation [10] :

$$W_{ad} = \Delta U$$

Nous avons détaillé les calculs par la suite.

$$dU_v = C_v dT$$

IV.1.4. Equations suivies pour une étude de TE [10]

Les paramètres utilisés dans les équations sont groupés dans le tableau suivant :

Symbole	Paramètre
F	Fraction molaire totales à l'entrée
L	Phase liquide dans le mélange
V	Phase vapeur dans le mélange
Z _i	Fraction de constituant i dans F
Y _i	Fraction de constituant i dans V
X _i	Fraction de constituant i dans L
K _i	Constante d'équilibre de chaque constituant
H ⁰ _i	Enthalpie d'un constituant à l'état pure, elle dépend de la température
X _i	Fraction molaire de chaque constituant dans le mélange
(H ⁰ -H) / RT _C) ⁰	Effet de la pression sur l'enthalpie pour un fluide simple
(H ⁰ -H) / RT _C) ¹	Effet de la pression sur l'enthalpie pour un fluide réel
P _c , T _c	(P _c)Pression critique du mélange,(T _c) Température critique du mélange
W _{mél}	Facteur acentrique du mélange
W _i	Facteur acentrique ou d'expansion de chaque constituant
R	Constant des gaz parfaits (R=8.314566 kj/ kmol.K)
T	Température de service en K
T _c	Température critique en K
T _r	Température réduite
T _{ci}	Température critique de chaque constituant K
P	Pression de service en atm
P _c	Pression critique en atm
P _{ci}	Pression critique de chaque constituant en atm
S ⁰ _i	Entropie d'un constituant à l'état pure elle dépend de la température
(S ⁰ -S) / R) ⁰	Effet de la pression sur l'entropie pour un fluide simple
(S ⁰ -S) / R) ¹	Effet de la pression sur l'entropie pour un fluide réel

H_l, h_v	Enthalpie du liquide , Enthalpie de vapeur
H_{mt}	Enthalpie totale

Tableau IV.3 : Paramètres à calculer

IV.1.4.1. Procédure de calcul d'un flash

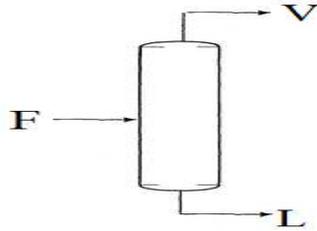


Figure IV.1 : Ballon de flash.

On pose:

$$F = V + L$$

Pour chaque constituant i , $F \cdot Z_i = V \cdot y_i + L \cdot x_i$

La définition de la constante d'équilibre K de chaque constituant est donnée par :

$$Y_i = K \cdot X_i$$

En supposant que $F=1$, on aura: $\sum X_i = \frac{\sum Z_i}{(L+VK_i)} = 1$

$$\sum Y_i = \frac{\sum Z_i}{(V + (\frac{L}{K_i}))} = 1$$

Par la méthode itérative, et en supposant des valeurs à L ou V , la solution est convergée lorsque : $\sum X_i = 1, \sum Y_i = 1$ [10]

En vue du nombre important d'itérations pour le calcul de la composition du mélange à la sortie du TE, la méthode analytique est difficilement réalisable. On va donc utiliser une simulation afin de remédier à cette difficulté à l'aide du logiciel HYSYS et on détaille son fonctionnement par la suite.

IV.1.4.2. Lois thermodynamique [9]

IV.1.4.2.1. Enthalpie d'un mélange de vapeur ou liquide

L'enthalpie d'un mélange de vapeur ou liquide à une température et une pression données est déterminé à l'aide de la formule suivante :

$$(H_0 - H)_{\text{mél}} = RT_c \left[\left(\frac{H^0 - H}{RT_c} \right)^0 + W_{\text{mél}} \left(\frac{H^0 - H}{RT_c} \right)^1 \right]$$

Avec : $H^0_{\text{mél}} = \sum X_i \cdot H_i^0$

Ces deux derniers paramètres sont déterminés graphiquement en fonction de la pression réduite P_r et la température réduite T_r du mélange (voir annexe numéro 02 et 03).

$$W_{\text{mél}} = \sum X_i \cdot W_i$$

Les quantités $\left(\frac{H^0 - H}{RT_c} \right)^0$ et $\left(\frac{H^0 - H}{RT_c} \right)^1$ sont déterminées graphiquement à partir des diagrammes des entropies en fonction des pressions réduites et températures réduites (voir annexe numéro 02 et 03) [6].

Les coordonnées pseudo- critiques - règles de KAY - sont tirées à partir des relations suivantes : $T_r = \frac{T}{T_c}$

La valeur de la température critique est calculée par la formule suivante : $T_c = \sum X_i \cdot T_{ci}$

De même pour déterminer : $P_r = \frac{P}{P_c}$

La valeur de P_c est calculée d'après la formule suivante : $P_c = \sum X_i \cdot P_{ci}$

IV.1.4.2.2. Entropie d'un mélange de vapeur ou liquide [9]

L'entropie d'un mélange de vapeur ou liquide à une température et à une pression donnée (P_1, T_1) est donnée par la formule suivante :

$$S_{1 \text{ mél}}(P_1, T_1) = S^0_{\text{mél}} - (S^0 - S)_{\text{mél}}$$

Avec $(S^0 - S)_{\text{mél}} = R \left[\left(\frac{S^0 - S}{R} \right)^0 + W_{\text{mél}} \left(\frac{S^0 - S}{R} \right)^1 + \ln P \right]$

$$\text{Et } S^0_{\text{mél}} = \sum X_i \cdot S^0 - R \sum (X_i \cdot \ln X_i)$$

Ces deux derniers paramètres sont déterminés graphiquement en fonction de la pression réduite P_r et la température réduite T_r du mélange (voir annexe numéro 04 et 05).

$$W_{\text{mél}} = \sum Y_i \cdot W_i$$

Les quantités $\left(\frac{S^0-S}{R}\right)^0$ et $\left(\frac{S^0-S}{R}\right)^1$ sont déterminées graphiquement à partir des diagrammes des entropies en fonction des pressions réduites et températures réduites (voir annexe numéro 04 et 05).

IV.1.4.2.3. Enthalpie totale d'un mélange vapeur/liquide [9]

L'enthalpie totale d'un mélange vapeur /liquide est donnée par la formule suivante :

$$H_{mT} = (LHl) + (VHv)$$

IV.1.4.2.4. Entropie totale d'un mélange vapeur/liquide [9]

De même façon pour l'entropie totale d'un mélange est donnée par la formule suivante :

$$S_{mT} = (LSl) + (VSv)$$

IV.1.4.2.5. Facteur acentrique [9]

La Loi des états correspondants définie précédemment ne s'applique strictement qu'aux constituants dont la molécule est sphérique et apolaire. Pitzer (1939) a introduit le facteur acentrique W pour prendre en compte les déviations dues aux écarts par rapport aux conditions précédentes. Il a observé que dans le cas de l'argon, représentatif des fluides simples qui répondent aux conditions indiquées, $P_S/P_C=0.1$ pour $T_R=0.7$. Le facteur acentrique W est défini par la relation : $W = -\log\left(\frac{P_S}{P_C}\right) - 1$

IV.1.5. Lois thermodynamiques appliquées sur les machines : [9]

IV.1.5.1. Turbo-Expander

La variation d'entropie, quand on passe d'un état A à un état B est toujours la même, quel que soit le trajet de A à B, réversible ou non puisque l'entropie dépend uniquement de l'état du système. Toutefois, ce n'est quand le trajet est réversible que la variation de l'entropie est donnée par :

$$\Delta S = S_B - S_A = \int dQ/T \dots \dots \dots (1)$$

Il est nécessaire, pour calculer la variation d'entropie pendant un processus irréversible, de trouver un procédé réversible pour aller du même état initial au même état final, et appliquer ensuite l'équation (1).

Dans un système parfaitement isolé, on est limité au phénomène adiabatique, puisque ce système ne peut ni céder ni recevoir de chaleur.

On a donc pour un phénomène réversible dans un système isolé,

$$dQ = 0 \text{ et } dS = dQ/T = 0 \dots \dots \dots (2) \text{ Ou } S = \text{Constant isentropique.}$$

On va maintenant démontrer que l'entropie d'un système isolé augmente toujours au cours d'un phénomène réversible, en se basant sur l'inégalité de CLAUSIUS

$$\int dQ / T < 0 \dots \dots \dots (3)$$

Considérons dans la figure a un phénomène irréversible absolu général dans un système isolé, conduisant de l'état A à l'état B. il est représenté par la figure pointillée

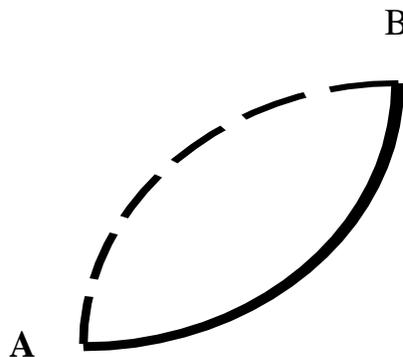


Figure IV.2 : Le phénomène irréversible.

Admettons ensuite que le système revient à son état initial A par un trajet réversible représenté par le trait continu de B à A. Il est inutile d'isoler le système pendant ce parcours réversible, puisque l'ensemble du cycle est potentiellement irréversible, l'équation de CLAUSIUS s'applique :

$$\iint dQ/T < 0 \dots \dots \dots (4)$$

Si l'en écrit l'équation du cycle en fonction de ces deux parties, on a :

$$\int_{AB} dQ (\text{irrev})/T + \int_{BA} dQ (\text{rev})/T < 0 \dots \dots \dots (5)$$

La première intégrale est nulle puisque pendant le parcours $A \rightarrow B$, le système n'est par hypothèse isolé et que par conséquent il n'y a aucun transfert de chaleur.

La seconde intégrale déduite de l'équation (1) est égale à $S_A - S_B$.

L'équation (5) devient donc :

$$S_A - S_B < 0 \dots \dots \dots (6) \text{ ou } S_B - S_A > 0 \dots \dots \dots (7) \text{ Le cas réel du Turbo-Expander.}$$

On a donc démontré que l'entropie de l'état final B est toujours supérieure de l'état initial A si l'on passe de A vers B de manière irréversible dans un système isolé.

Nous considérons le cas idéal (pas de fuites) c'est à dire que si : l'entropie d'une partie du gaz diminue, l'entropie de la partie restante doit augmenter de la même quantité dans ce cas, on aura :

$$S_B - S_A > 0 \Rightarrow S_B = S_A ; \text{ isentropique}$$

Donc au niveau du Turbo-Expander nous avons une détente isentropique.

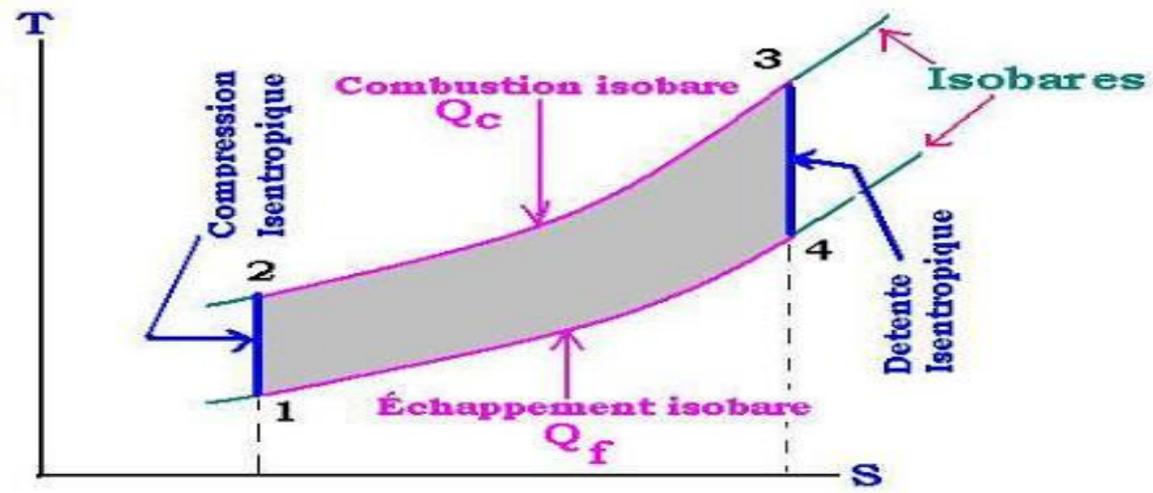


Figure IV.3 : diagramme montre la détente isentropique. [11]

IV.1.5.2. Vanne de Joule Thompson

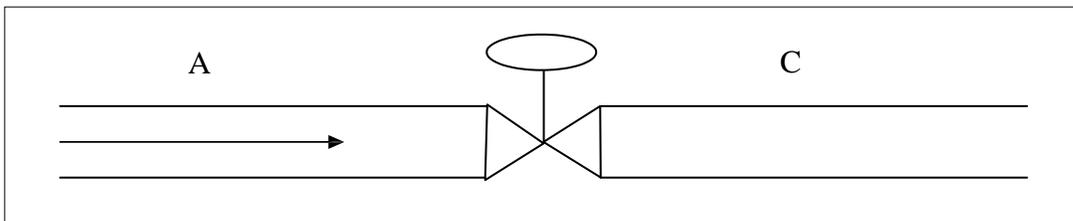
On peut définir une fonction appelée énergie interne U .

Dans tout phénomène, la variation de l'énergie interne ΔU , en passant de l'état A à l'état B est égale à la somme de la quantité de chaleur Q fournie par celui-ci de cette manière

$$\Delta U = U_B - U_A = Q - W \dots \dots \dots (8)$$

Le premier principe de la thermodynamique énonce alors que cette différence ΔU d'énergie ne dépend que de l'état initial A et de l'état final B et non du chemin suivi de A vers B.

Q et W dépendent tous les deux du chemin suivi, mais non de leur différence.



Le principe de la vanne est de produire une détente c'est à dire créer une perte de charge à l'aide du système de disque (empilage). L'ensemble du système est isolé thermiquement, si bien que le phénomène est adiabatique et que $Q = 0$.

Supposons que la pression en A soit égale à P_1 , celle en C à P_2 ; et que les volumes par mole de gaz sous ces pressions soient respectivement V_1 et V_2 . Le travail par mole, reçu par le gaz, quand on le force à passer à travers l'empilage (disques) est égal à $P_1 V_1$ et celui effectué par le gaz quand il se détend de l'autre côté est $P_2 V_2$.

Le travail net effectué par le gaz est par suite égal à $W = P_2 V_2 - P_1 V_1$.

Il en résulte que la détente Joule-Thompson s'effectue à enthalpie constante, puisque :

$$\Delta U = U_2 - U_1 = Q - W = -W \text{ adiabatique } (Q = 0) \dots \dots \dots (9)$$

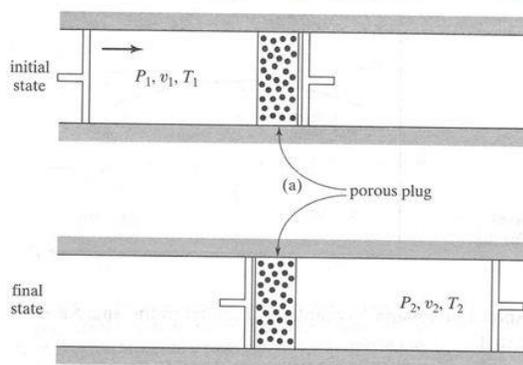
$$U_2 - U_1 = P_1 V_1 - P_2 V_2$$

$$U_2 + P_2 V_2 = U_1 + P_1 V_1 \dots \dots \dots (10)$$

$H_2 = H_1$: détente isenthalpique à travers la vanne Joule Thompson. [9]

La Figure IV.4 montre le principe de détente de la vanne Joule Thompson :

The Joule-Thomson Experiment



$$w_1 = \int_{v_1}^0 P_1 dv = -P_1 v_1$$

$$w_2 = \int_0^{v_2} P_2 dv = P_2 v_2$$

$$w = w_1 + w_2 = P_2 v_2 - P_1 v_1$$

$$= -\Delta u = u_1 - u_2$$

$$\Rightarrow u_1 + P_1 v_1 = u_2 + P_2 v_2 \quad \text{or} \quad h_1 = h_2$$

- Thus, a **throttling** process occurs at constant enthalpy.
- The experiment then involves throttling the gas for different values of P_2 . If h depends on P , then T will change during a constant h throttling process (next slide).
- This contrasts the previous experiment where the search was for a change in T during a constant u expansion.

Figure IV.4 : principe de détente de la vanne Joule Thompson [11]

IV. 2.Généralités sur la simulation

IV.2.1. Définition de la simulation

La simulation est définie comme étant la représentation d'un phénomène physique à l'aide de modèles mathématiques simples permettant de décrire son comportement.

La simulation permet de représenter par des modèles mathématiques les différents phénomènes de transfert de masse et d'énergie et de quantité mouvement qui se produisent dans les différentes opérations unitaires.

La simulation permet l'étude et l'analyse des résultats d'une action sur un élément sans réaliser l'expérience.[11]

IV.2.2. Modèle mathématique

Le modèle mathématique est composé d'une série d'équations développées dans l'objectif de décrire le comportement d'un système donné (opération unitaire: séparation des phases, fractionnement de composants, compression, détente, échange de chaleur ou autre).

Ce sont des équations de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement.

Ces équations peuvent être algébriques ou différentielles. [11]

IV.2.3. Utilisation du simulateur

- Le développement de l'informatique dans le domaine de simulation, a permis de résoudre le problème de calcul Manuel long, en utilisant comme outil des logiciels de simulation.
- Réduit le temps du design et permet de tester plusieurs procédés en un temps relativement court.
- **Importances des simulateurs** Ils permettent d'établir, de manière efficace et rigoureuse, les bilans de matière et d'énergie sur les procédés déchargeant ainsi l'utilisateur de calculs fastidieux et répétitifs.[11]

IV.2.4. Vue générale sur le HYSYS

IV.2.4.1. Présentation de HYSYS

HYSYS n'est pas le logiciel de simulation le plus flexible, ni le plus utilisé dans l'industrie, mais il a l'avantage d'être convivial et facile à utiliser une fois que les éléments de base sont compris. HYSYS a été développé pour l'industrie du pétrole, bien qu'il soit utilisé pour d'autres types de procédés chimiques. Les simulations sont accomplies en utilisant les outils des menus.

En plus, il dispose d'une interface graphique pour la construction des diagrammes du procédé (PDF – Process Flow Diagrams).

IV2.4.2. Mode de fonctionnement

- À l'état stationnaire (steady state).
- À l'état dynamique (dynamic).

IV.2.4.3. Domaine d'application

- Procédés de l'industrie gazière.
- Procédés de raffinage et de la pétrochimie. [11]

IV2.4.4. Fonctionnement de HYSYS

- l'utilisateur doit spécifier les constituants du gaz, du liquide ou du mélange.
- Il choisit un modèle thermodynamique.
- Il doit établir le schéma de procédé (PFD).
- Il doit aussi spécifier les paramètres nécessaires pour le calcul de chaque opération unitaire.
- HYSYS résout le schéma de procédé.
- HYSYS peut aussi dimensionner quelques équipements.[11]

IV.2.5. Spécification des constituants du gaz Composition :

L'utilisateur sélectionne les constituants purs qui forment le mélange Comme c'est montré sur la figure IV.5.

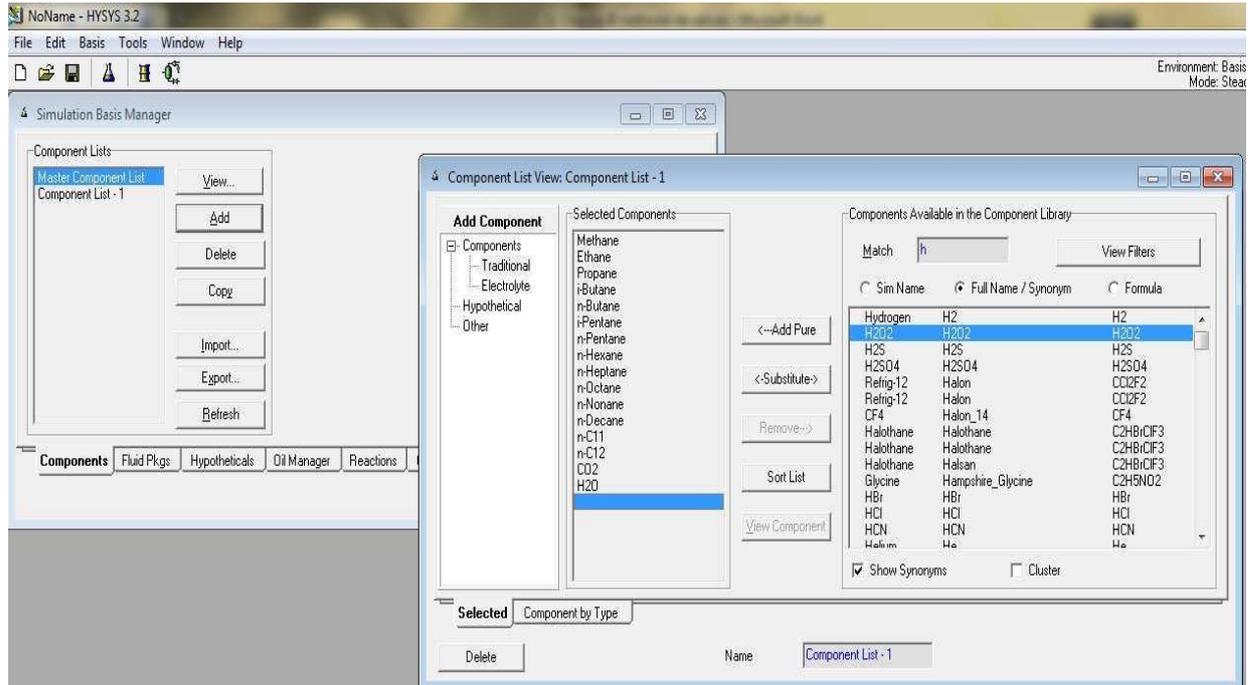


Figure IV.5 : Sélection de la composition de la charge par HYSYS.

IV.2.6. Le choix du modèle thermodynamique (fluide packages) :

Les modèles thermodynamiques sont souvent utilisées pour la détermination des propriétés thermodynamique, volumétriques et l'état de la composition des mélanges. Pour les applications de raffinage du pétrole, de traitement de gaz et de pétrochimies. [12].

L'équation d'état de PENG ROBINSON est généralement le modèle recommandé [12].

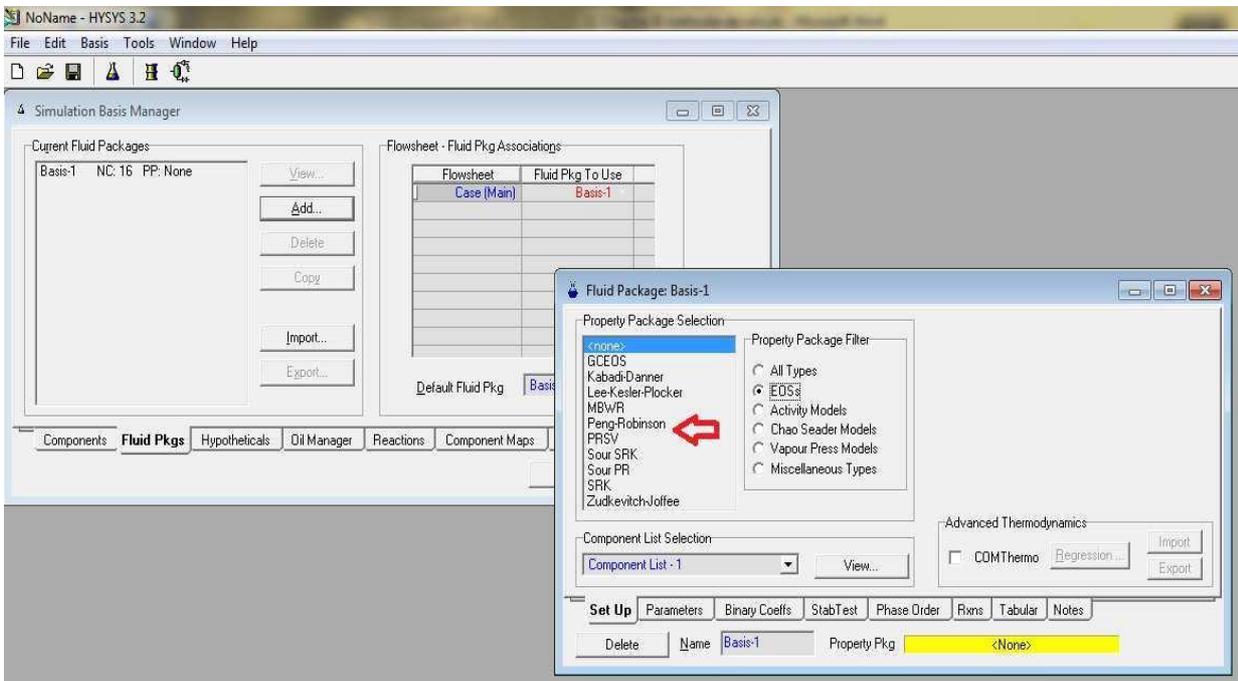


Figure IV.6 : choix du modèle thermodynamique

. IV.2.7. simulation de la section G11 de l'usine :

On a simulé la section G11 de l'usine dans les cas de marche :

- Turbo-expander en service et joule thomson en arrêt.
- Turbo-expander en arrêt et joule thompson en service.

La simulation est présentée dans les deux figures suivantes :

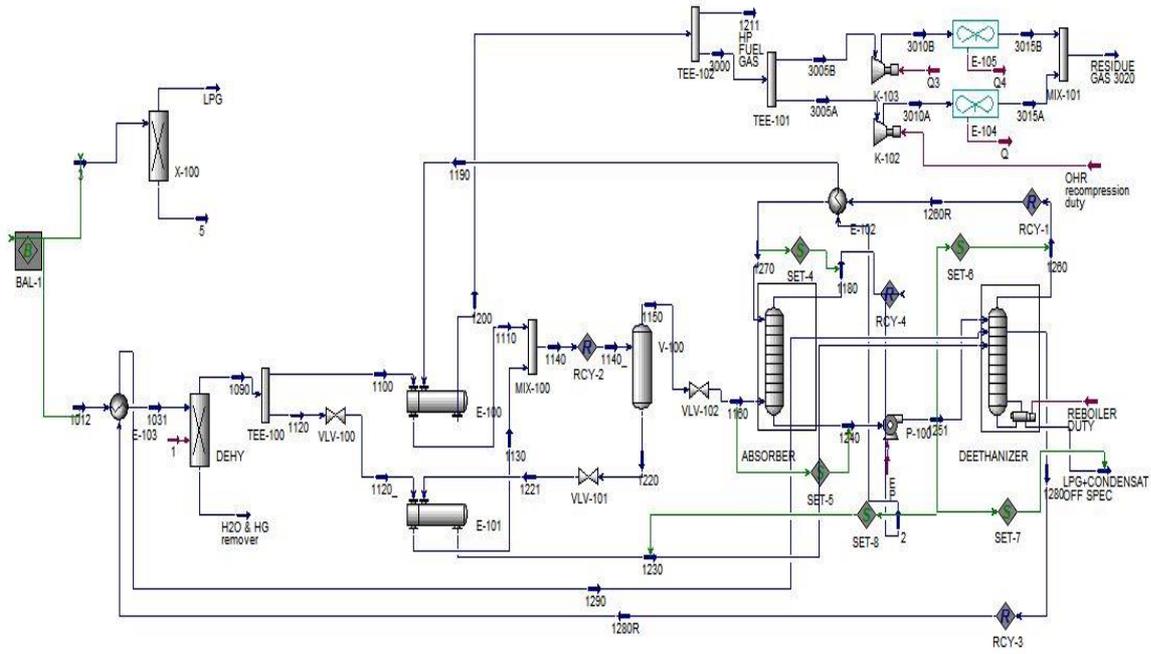


Figure IV.7 : Section G11 en mode vanne joule Thompson.

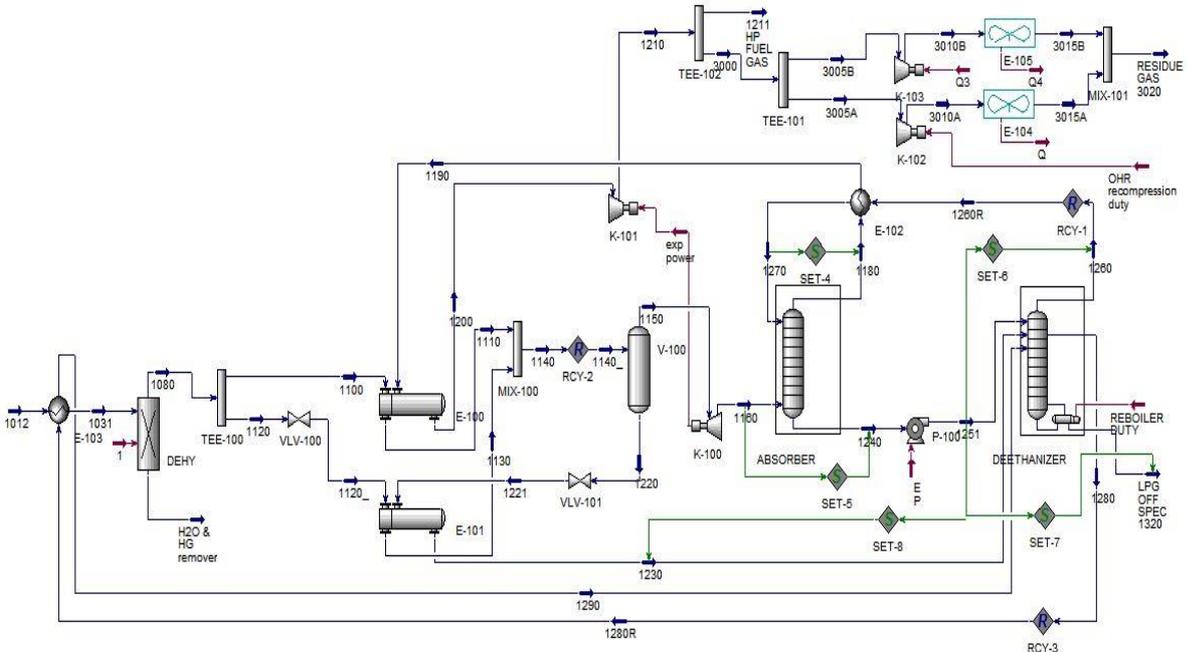


Figure IV.8 : Section G11 en mode Turbo ex

V. Résultats et interprétation

L'importance de ce chapitre :

- ❖ détermination de la température de sortie de deux organes (Turbo-expander, la vanne Joule Thompson).
- ❖ Calcul des quantités du GPL et Condensat récupérées et comparer les deux détente (isentropique pour TE et isenthalpique pour JT).
- ❖ calcul monétaire permettra de déterminer la différence du gain entre ces deux détente.

Le gaz peut suivre deux voies possibles pour assurer la détente :

- La voie A : détente par le turbo Expander TE.
- La voie B : détente par la vanne de Joule Thompson.

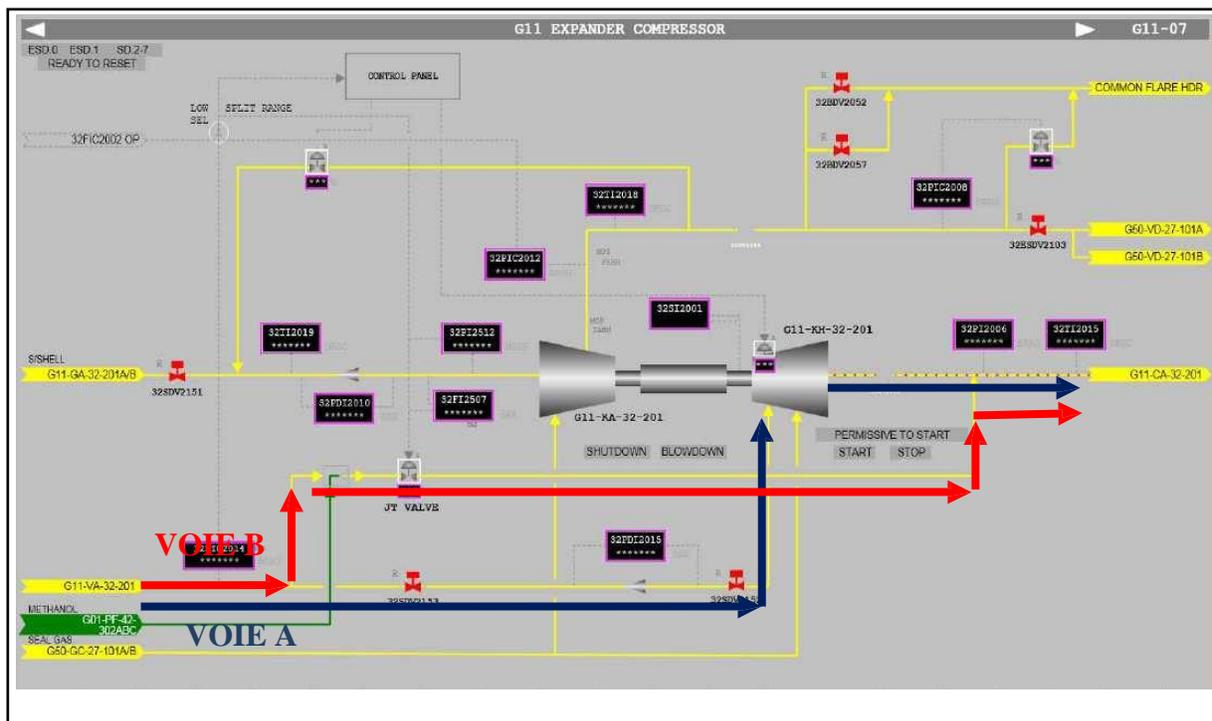


Figure V.1. Schéma descriptif des deux circuits A et B.

V.1. Hypothèses et données

- On suppose que le régime de fonctionnement de l'usine est stationnaire.
- La composition du gaz sortie ballon G11-VA-32-201 est déterminée par analyse chromatographique aux conditions de service actuelle (pression et température).

A. Turbo-Expander en service :

- ✚ la pression d'entrée Absorbeur G11-CA-32-201 es égale à 26 bars.
- ✚ L'efficacité du Turbo-Expander est de 83% . .
- ✚ Le gaz qui alimente le Turbo-Expander du ballon G11-VA-32-201. La pression de service de ce ballon est 65.7 bar et sa température de service est : $T = -19.7^{\circ}\text{C}$

B. Vanne Joule-Thomson en service :

- ✚ Durant l'arrêt du Turbo-Expander (la vanne JT en service) la pression entrée Absorbeur G11-CA-32-201 est égale à 32 bars.
- ✚ Le gaz qui alimente la vanne Joule Thomson du ballon G11-VA-32-201. La pression de service de ce ballon est 65.7 bar et sa température -12°C .

Le tableau suivant donne la composition du gaz sortant du ballon G11-VA-32-201 par l'analyse chromatographique :

Composants	%molaire
N ₂	2.25
CO ₂	0.9
CH ₄	86.30
C ₂ H ₆	7.30
C ₃ H ₈	2.22
iC ₄ H ₁₀	0.36
nC ₄ H ₁₀	0.42
iC ₅ H ₁₂	0.12
nC ₅ H ₁₂	0.07
nC ₆ H ₁₄	0.04
nC ₇₊	0.01
TOTAL	100%

Tableau V.1 : Composition molaire des composants de gaz.

Le gaz sortant de ballon G11-VA-32-201 subit :

- ❖ Une détente **isentropique** à travers le Turbo-Expander (voie A), de pression d'entrée $P_1 = 65.7$ bar et température d'entrée $T_1 = -19.7$ °C à une pression de sortie $P_2 = 26$ bar et une température $T_2 = T_s$;
- ❖ Une détente **isenthalpique** à travers la vanne de Joule Thompson (voie B), de pression d'entrée $P_1 = 65.7$ bar et température d'entrée $T_1 = -12$ °C à une pression de sortie $P_2 = 32$ bar et une température $T_2 = T_s$.

On suppose des différentes valeurs de température de sortie de Turbo-Expander et de la vanne Joule Thompson T_s et à chaque température on calcule le flash pour déterminer la composition chimique de la phase liquide et la phase vapeur. et pour calculer l'entropie S et les chutes enthalpies $\Delta H = H_i - H_s$ des mélanges vapeur et liquide à chaque température supposée T_s on utilise les équations d'états de LEE and KESSLER (améliorées par PITZER). Et on trace les courbes $S = f(T_s)$ et $\Delta H = f(T_s)$ et on détermine les températures de sortie Turbo-Expander et la vanne Joule Thompson T_s graphiquement .

V.2. Détente par le Turbo-Expander

V.2.1. Calcul de flash sorti Turbo-Expander

On a utilisé la simulation le logiciel HYSYS pour le calcul de flash à plusieurs valeurs de températures $T_s = -58, -64, -68$ °C et à $P_2 = 26$ bar. On a trouvé les résultats des compositions liquides et vapeurs :

Comp	%mol gaz G11-VA-32- 201	T= - 58°C		T= - 64°C		T= - 68°C	
		Fraction mol		Fraction mol		Fraction mol	
		Liq	vap	Liq	vap	Liq	vap
N ₂	2.25	0.002	0.0237	0.0017	0.0238	0.0015	0.0239
CO ₂	0.90	0.0124	0.0088	0.0129	0.0088	0.0133	0.0087
CH ₄	86.30	0.3362	0.8933	0.3184	0.8981	0.3066	0.9012
C ₂ H ₆	7.3	0.2542	0.0626	0.2739	0.0601	0.2876	0.0583
C ₃ H ₈	2.22	0.2323	0.0101	0.2397	0.0082	0.2433	0.0071
iC ₄ H ₁₀	0.36	0.0540	0.0007	0.0519	0.0005	0.0506	0.0004
nC ₄ H ₁₀	0.42	0.0679	0.0005	0.0640	0.0004	0.0617	0.0003
iC ₅ H ₁₂	0.12	0.0212	0.0001	0.0194	0.00	0.0184	0.00
nC ₅ H ₁₂	0.07	0.0126	0.00	0.0114	0.00	0.0108	0.00
nC ₆ H ₁₄	0.04	0.0073	0.00	0.0066	0.00	0.0062	0.00
nC ₇ H ₁₆	0.01	0.0001	0.00	0.0001	0.00	0.0001	0.00
Mw	18.68	17.79	34.03	17.69	34.06	17.62	34.09

Tableau V.2 : Les résultats des compositions liquides et vapeurs.

V.2.2. Calcul des entropies et enthalpies à l'entrée de T-E à T = -19.7 °C .

A. Exemple de calcul de l'entropie à l'entrée de Turbo-Expander

Le tableau suivant représente les données nécessaires pour le calcul de l'entropie de mélange S₁ (T= -19.7 °C, P= 65.7 bar) à l'entrée Turbo-Expander (déterminées à partir des abaques, voir annexe).

Comp	Mw (kg/kmol)	X _i Mol	Entropie S° à T= -19.7°C		T _c (°K)	P _c (atm)	Facteur acentrique(w)
			(Kj/Kg.°K)	(Kj/Kmol.°K)			
N ₂	28.00	0.0225	3	84	126.2	33.5	0.0400
CO ₂	44.01	0.009	0.30	13.23	304.2	72.9	0.2667
CH ₄	16.04	0.8630	4.50	72.18	191.1	45.8	0.0108
C ₂ H ₆	30.07	0.0730	2.50	75.18	305.5	48.2	0.0972
C ₃ H ₈	44.09	0.0222	2.20	97	370	42	0.1515
iC ₄ H ₁₀	58.12	0.0036	1.5	87.18	408.1	36	0.1852
nC ₄ H ₁₀	58.12	0.0042	1.30	75.36	425.2	37.5	0.1981
iC ₅ H ₁₂	72.15	0.0012	1.5	108.22	461	32.9	0.2286
nC ₅ H ₁₂	72.15	0.0007	1.03	74.31	469.8	33.3	0.2510
nC ₆ H ₁₄	86.18	0.0004	1.28	110.31	507.9	29.9	0.298
nC ₇₊	100.2	0.0001	1.5	150.3	540.2	27	0.349

Tableau V.3 : Entropies à l'entrée de T.E à (T = -19.7°C, P = 65.7bar).

L'entropie du mélange à (P₁, T₁) est donnée par les relations suivantes :

$$S_{1\text{ mél}} (P_1, T_1) = S^{\circ}_{\text{mél}} - (S^{\circ} - S)_{\text{mél}}$$

L'équation suivante permet de calculer :

$$S^{\circ}_{\text{mél}} = \sum X_i S^{\circ}_i - R \sum X_i \ln X_i$$

R : constant des gaz (R=8.3145 Kj/ Kmol °K)

L'équation de Pitzer's est donnée pour calculer :

$$(S^{\circ} - S)_{\text{Mél}} = R [(S^{\circ} - S / R)^{\circ} + W_{\text{mél}} (S^{\circ} - S / R)^1 + \ln P]$$

$$W_{\text{mél}} = \sum X_i \cdot W_i$$

Avec

- W_i : facteur acentrique ou d'expansion de chaque constituant.
- X_i : composition molaire de chaque constituant du mélange.

Les quantités (S° - S / R)[°] et (S° - S / R)¹ sont déterminées graphiquement à partir des diagrammes des entropies en fonction des pressions réduites Pr et températures réduites Tr

(Voir annexe).

Les coordonnées pseudo-critiques T_{PC} , règles de KAY sont données par les relations suivantes : $T_r = T / T_{pc}$.

Avec :

- T : température de service en °K.
- T_{pc} : température pseudo critique en °K.
- T_r : température réduite.

La valeur de T_{pc} est calculée par la formule suivante : $T_{pc} = \sum X_i \cdot T_{ci}$.

Avec :

- T_{ci} : température critique de chaque constituant °K, dans le tableau V.3.
- X_i : composition molaire de chaque constituant du mélange.

De même pour déterminer : $P_r = P / P_{pc}$

Avec :

- P : pression de service en atm .
- P_{pc} : pression pseudo critique en atm.
- P_r : pression réduite.

La valeur de P_{pc} est calculée d'après la formule suivante : $P_{pc} = \sum X_i P_{ci}$

- P_{ci} : pression critique de chaque constituant en atm, déterminée dans le tableau V.3.
- X_i : composition molaire de chaque constituant du mélange.

Il faut d'abord calculer les valeurs des : $\sum X_i S^{\circ}_i = 70$. Kj/Kmol. °K et $\sum X_i \ln X_i = -0.5909$.

D'où (2) $S^{\circ}_{mél} = 70.44 - [(-1.32) * 8.3145] = 81.47$ Kj/Kmol. K.

Pour déterminer $(S^{\circ} - S)_{mél}$ il faut calculer : $T_{pc} = \sum X_i \cdot T_{ci}$ et $P_{pc} = \sum X_i \cdot P_{ci}$

Le calcul donne : $T_{pc} = 205.374$ °K et $P_{pc} = 45.75$ atm

Connaissant les valeurs de :

- $P_1 = 65.7$ bar = 64.85 atm
- $T_1 = -19.7$ °C = 253.45 °K
- $M_w = 18.68$ Kg/Kmol

On peut déterminer :

$$T_r = 253.45 / 205.374 = 1.23 \quad \text{Et} \quad P_r = 64.85 / 45.75 = 1.42$$

Alors pour :

$T_r = 1.23$ et $P_r = 1.42$ on peut déterminer les quantités : $(S^{\circ} - S / R)^{\circ}$ et $(S^{\circ} - S / R)^1$.

À partir des abaques (voir annexe) on trouve donc :

$$(S^\circ - S / R)^\circ = 1.47 \text{ et } (S^\circ - S / R)^1 = 0.28.$$

Le calcul du facteur acentrique $W_{\text{mél}}$ donne : $W_{\text{mél}} = \sum X_i W_i = 0.02518$.

D'ou: $(S^\circ - S)_{\text{mél}} = 8.314566 [1.47 + (0.28 * 0.02518) + \ln 64.85] = 46.97 \text{ Kj/Kmol. } ^\circ\text{K}$ En Fin

$$(1): S_{1 \text{ mél}}(P_1, T_1) = S^\circ_{\text{mél}} - (S^\circ - S)_{\text{mél}} = 81.47 - 46.97 = 34.5 \text{ Kj/Kmol. } ^\circ\text{K}$$

$$S_{1 \text{ mél}}(p = 65.7 \text{ bar}, T = -19.7 \text{ } ^\circ\text{C}) = 34.5 \text{ Kj/Kmol. } ^\circ\text{K}$$

B. Exemple de calcul de l'enthalpie à l'entrée de Turbo-Expander

Le tableau suivant représentent les données nécessaires pour le calcul de l'enthalpie de mélange H_1 entrée Turbo-Expander (déterminées à partir des abaques (voir annexe) :

Comp	Mw (kg/kmol)	Xi mol	Enthalpie H° à $T = -19.7^\circ\text{C}$		TC ($^\circ\text{K}$)	Pc (atm)	Facteur Acentrique (w)
			(Kj/Kg)	(Kj/Kmol)			
N2	28.00	0.0225	520	14560	126.2	33.5	0.0400
CO2	44.01	0.009	380.00	16723.80	304.2	72.9	0.2667
CH4	16.04	0.8630	850.00	13940	191.1	45.8	0.0108
C2H6	30.07	0.0730	520.00	15636.40	305.5	48.2	0.0972
C3H8	44.09	0.0222	465.00	20501.85	370	42	0.1515
iC4H10	58.12	0.0036	400	23248	408.1	36	0.1852
nC4H10	58.12	0.0042	365.00	21213.8	425.2	37.5	0.1981
iC5H12	72.15	0.0012	410.00	29581.50	461	32.9	0.2286
nC5H12	72.15	0.0007	313.00	22582.95	469.8	33.3	0.2510
nC6H14	86.18	0.0004	340	29301.2	507.9	29.9	0.298
nC7+	100.2	0.0001	382.5	38326.5	540.2	27	0.349

Tableau V.4 : Enthalpies à l'entrée de T.E à ($P = 65.7\text{bar}$, $T = -19.7 \text{ } ^\circ\text{C}$).

L'enthalpie du mélange à (P_1, T_1) est donnée par les relations suivantes :

$$H_{1 \text{ mél}}(P_1, T_1) = H^\circ_{\text{mél}} - (H^\circ - H)_{\text{mél}}$$

L'équation suivante permet de calculer : $H^\circ_{\text{mél}} = \sum X_i H^\circ_i$

L'équation de Pitzer's est donnée pour calculer :

$$(H^\circ - H)_{\text{mél}} = R T_c [(H^\circ - H / RT_c)^\circ + W_{\text{mél}} (H^\circ - H / RT_c)^1], \text{ avec } W_{\text{mél}} = \sum X_i \cdot W_i$$

Avec :

- W_i : facteur acentrique ou d'expansion de chaque constituant, il est déterminé dans tableau V.3.
- X_i : composition molaire de chaque constituant du mélange.

Les quantités $(H^\circ - H / RT_c)^\circ$ et $(H^\circ - H / RT_c)^1$ sont déterminées graphiquement à partir des diagrammes des entropies en fonction des pressions réduites et températures réduites (voir annexe).

Les coordonnées pseudo- critiques - règles de KAY – sont données par les relations suivantes :

$$T_r = T / T_{pc}$$

Avec :

- T : température de service en °K,
- T_{pc} : température pseudo critique en °K,
- T_r : température réduite.

La valeur de T_{pc} est calculée par la formule suivante : $T_{pc} = \sum X_i \cdot T_{ci}$

Avec :

- T_{ci} : température critique de chaque constituant °K, Déterminée dans le tableau V.3.

De même pour déterminer : $P_r = P / P_{pc}$

Avec

- P : pression de service en atm,
- P_{pc} : pression pseudo critique en atm,
- P_r : pression réduite.

La valeur de P_{pc} est calculée d'après la formule suivante : $P_{pc} = \sum X_i \cdot P_{ci}$

Avec :

- P_{ci} : pression critique de chaque constituant en (atm), déterminée dans le tableau v.3.
- X_i : composition molaire de chaque constituant du mélange.

$$H^\circ_{\text{mél}} = \sum X_i H^\circ_i = 14286.45 \text{Kj/Kmol.}$$

$$\text{Il faut calculer } T_c = \sum X_i T_{ci} \quad \text{et} \quad P_c = \sum X_i P_{ci}$$

Le calcul donne :

- $T_c = 205.40 \text{ }^\circ\text{K}$
- $P_c = 45.75 \text{ atm}$

Connaissant $P_1 = 65.7 \text{ bar} = 64.85 \text{ atm}$,

$T_1 = -19.7^\circ\text{C} = 253.45 \text{ }^\circ\text{K}$ et $M_w = 18.68 \text{ Kg/Kmol}$

On peut déterminer :

- $T_r = 253.45 / 205.4 = 1.23$
- $P_r = 64.85 / 45.75 = 1.42$

Alors pour : $T_r = 1.23$ et $P_r = 1.42$.on peut déterminer les quantités $(H^\circ - H / R T_c)^\circ$ et $(H^\circ - H / R T_c)^1$ à partir des abaques (voir annexe) on trouve donc :

- $(H^\circ - H / R T_c)^\circ = 1.466$
- $(H^\circ - H / R T_c)^1 = 0.280$.

Le calcul du facteur acentrique $W_{mél}$ donne : $W_{mél} = \sum X_i W_i = 0.025184$

D'où : $(H^\circ - H)_{mél} = 8.314566 * 205.4 * [1.466 + (0.025182 * 0.28)] = 2515.69 \text{ Kj/Kmol}$

$H_{1 \text{ mél}} (P_1, T_1) = H^\circ_{mél} - (H^\circ - H)_{mél} = 14286.45 - 2515.69 = 11770.76 \text{ Kj/Kmol}$

$H_{1 \text{ mél}} (P = 65.7 \text{ bar}, T = -19.7 \text{ }^\circ\text{C}) = 11770.76 \text{ Kj/Kmol}$.

V.2.3. Calcul des entropies et enthalpies à la sortie de Turbo-Expander

De la même façon on calculées Les entropies S_2 et les enthalpies H_2 à différentes températures T sortie et $P_2 = 26 \text{ bar}$.

$S_{2 \text{ mél}} (P = 26 \text{ bar}, T = T_s, -58, -64, -68)$ et $H_{2 \text{ mél}} (P = 26 \text{ bar}, T = T_s = -58, -64, -68)$

Les résultats trouvés sont présentés dans le tableau suivant :

	T (°C)	P (bar)	H (Kj/Kmol)	ΔH (Kj/Kmol)	S (Kj/Kmol°K)
Entré TE	-19.7	65.7	11770.76	0	34.5
Sortie TE	-58	26	11606.48	164.28	36.51
	-64	26	11230.5	540.26	33.89
	-68	26	10987.88	782.88	32.95

Tableau V.5 : Valeurs des entropies et enthalpies à l'entrée et à la sortie de TE.

V.2.4. Détermination de la température sortie Turbo-Expander réel :

Une détente isentopique correspond à $S_2 = S_1$ c.à.d. $\Delta S = 0$.

On trace les courbes $S = f(T)$ et $\Delta H = f(T)$, les résultats sont donnés dans le tableau V.5.

-Pour cela nous avons multiplié les valeurs d'entropie de mélange fois 15 pour assurer le même échelle que la différence d'enthalpie ΔH .

On trace les courbes par logicielle MATLAB de tableau VI.6 :

	T (°C)	P (bar)	$\Delta H(Kj/Kmol)$	S(Kj/Kmol°K)	S*15
Entré TE	-19.7	65.7	0	34.5	517.5
Sortie TE	-58	26	164.28	36.51	547.65
	-64	26	540.26	33.89	508.35
	-68	26	782.88	32.95	494.25

Tableau V.6 : Valeurs des entropies et enthalpies à l'entrée et à la sortie de TE avec (S*15)

La Figure V.2 présente la variation d'Enthalpie et l'Entropie en fonction de température de sortie de TE

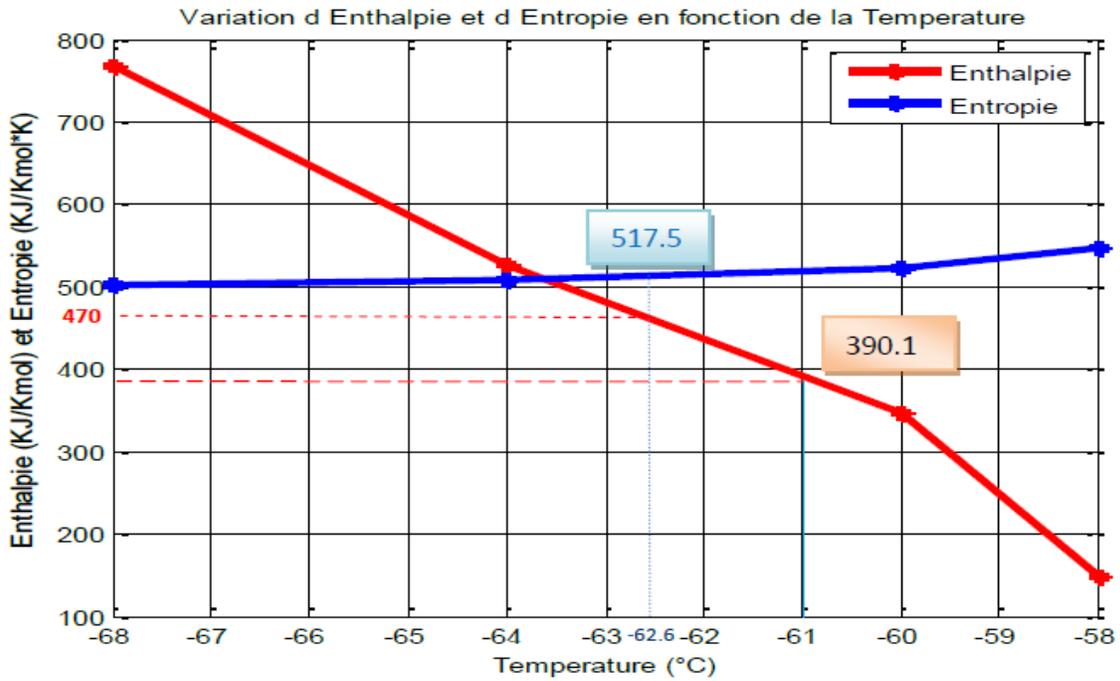


Figure V.2 :la variation d’Enthalpie et l’Entropie en fonction de température de sortie de TE

Pour déterminer la température de sortie de TE on utilisant l’équation suivante

$$S_1 = aT_1 + b \quad (1)$$

et $S_2 = aT_2 + b \quad (2)$

A partir de graphe on prend les valeurs S_1 , S_2 et T_1 , T_2 pour trouve a et b présent dans le tableau suivant:

T_1	S_1	T_2	S_2
-58	547.65	-64	508.35

$$S = f 20,4101T + 2626,83$$

Retrouve $a=6.55$ et $b=927.55$

Une détente **Isentropique** correspond à $S_2 = S_1 = 34.5 \text{ kj/kmole.K}$ c’est à dire $\Delta S = 0$ donc nous multiplions ($S_1 * 15$). $S = 34.5 * 15 = 517.5 \text{ kj/kmole.K}$

- la température théorique de sortie de TE retrouve par deux méthodes : a partir extrapolation sur le graphe ou calcule les constante des équations a et b.

Retrouve $a=6.55$ et $b=927.55$.

On est $S_1 = aT_1 + b \quad (1)$.

$$517.5 = 6.55 T_1 + 927.55. \text{ Trouve } T_1 = \mathbf{-62.6} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Donc $T_s \text{ theo} = \mathbf{-62.6} \text{ } ^\circ\text{C}$

On est $T_s \text{ theo} = \mathbf{-62.6} \text{ } ^\circ\text{C}$ Qui correspond à $\Delta S = 0$.

Et après extrapolation sur le graphe a $\Delta S = 0$.

trouve $\Delta H \text{ theo} = \mathbf{470} \text{ kJ /kmol}$.

Pour une efficacité du Turbo-Expander de 83%, la variation de l'enthalpie sera :

$\Delta H_{\text{réel}} = \Delta H_{\text{theo}} * 0,83$ donc : $\Delta H_{\text{réel}} = 390.1 \text{ kJ/kmole}$ et la température réelle trouvée sortie du Turbo-Expander sera : $T_{s \text{ réel}} = \mathbf{-61} \text{ } ^\circ\text{C}$.

À cette température $T_s \text{ réel} = \mathbf{-61} \text{ } ^\circ\text{C}$ on aura $S_2 \text{ réel} = \mathbf{35.2} \text{ kJ/kmole } ^\circ\text{K}$.

(a partir l'équation $S_2 = aT_{s \text{ réel}} + b$. se trouve $S = 528 \text{ kJ/kmole } ^\circ\text{K}$. et on divise par 15. trouve $S_2 = 35.2$)

L'hypothèse de détente est donc vérifier par l'équation :

$$\Delta S = S_2 - S_1 = 35.2 - 34.5 = \mathbf{0.7} \text{ kJ/kmol K.} \quad \text{qui est résultat presque nulle.}$$

Les résultats de calcul des températures T_s sont présentés dans le tableau suivant :

T (°C)	Ts (°C) théorique Calculée à (100%)	Ts (°C) réelle calculée à (83%)	Ts (°C) Actuelle
Sortie Turbo-Expander	-62.6	-61	-61.5

Tableau V.7 : Valeurs de Ts de Turbo Expander

.Les valeurs de Ts de Turbo Expander montre que :

- Les températures obtenues et les températures actuelles du procédé sont quasiment égaux , ce qui valide le modèle thermodynamique utilisé pour déterminer les paramètres opératoires.
- On trouve un écart de $\mathbf{0.5} \text{ } ^\circ\text{C}$ entre la Température de sortie calculé et celle du procédé ; cette petite différence peut être lié aux erreurs commis lors d'utilisation des abaques et le traçage du graphe et aussi aux incertitudes des calculs.
- La température réelle obtenue à la sortie du Turbo-Expander est supérieure à celle prévue théoriquement et cela en raison des frottements des molécules de gaz sur la roue du

Turbo-Expander.

- La abaissement de pression provoque une énergie mécanique récupérable et abaissement de température provoque une augmentation de récupération de liquide (GPL et Condensats) .

V.2.5 Détermination des quantités de GPL et condensat récupérés

Le débit du gaz sortant de G11-VA-32-201 est égale à 19285 kmole / hr (12 millions de m³/Jour).

Nous calculons le flash à la sortie de Turbo-Expander : T_s= - 61°C réel et P = 26 bar

Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau suivante :

	Entrée TE	Vap Sortie TE	Liq Sortie TE
N ₂	0.0225	0.0238	0.0018
CO ₂	0.009	0.0087	0.0131
CH ₄	0.8630	0.8985	0.331
C ₂ H ₆	0.0730	0.0597	0.2719
C ₃ H ₈	0.0222	0.0082	0.2320
iC ₄ H ₁₀	0.0036	0.0005	0.0500
nC ₄ H ₁₀	0.0042	0.0003	0.0617
iC ₅ H ₁₂	0.0012	0.0000	0.0187
nC ₅ H ₁₂	0.0007	0.0000	0.0110
nC ₆ H ₁₄	0.0004	0.0000	0.0063
nC ₇₊	0.0001	0.0000	0.0015
M _w	18.68	17.69	33.71
Fraction mol	1	0.937	0.0625

Tableau V.8 : Résultats du calcul du flash à la sortie du TE.

La quantité de GPL récupérée dans la phase liquide de G11-CA-32-201 est :

- Qmassique GPL = [M_wC₃ * % mol C₃ + M_wiC₄ * % mol iC₄ + M_wnC₄ * % mol nC₄]
- Qmassique GPL = (44.09 * 0.2320 + 58.12 * 0.0500 + 58.12 * 0.0617)

$$\text{Qmassique GPL} = 16.72 \text{ kg / kmole.}$$

La quantité de condensât récupérée dans la phase liquide de G11-CA-32-201 est :

- Qmassique condensât = [M_wiC₅ * % mol iC₅ + M_wnC₅ * % mol nC₅ + M_wC₆ * % mol C₆ + M_wC₇₊ * % mol C₇₊]
- Qmassique condensât = (72.15*0.0187+72.15*0.0110+86.15*0.063+100.2* 0.0015)

$$\text{Qmassique condensât} = 7.72 \text{ kg / kmole.}$$

Donc la quantité de GPL récupérée dans le G11-CA-32-201 est :

- $Q_{\text{GPL}} = (Q_{\text{massique GPL}} * \text{fraction molaire de liquide} * \text{débit molaire journalier de gaz entrée Turbo-Expander}) / 1000.$
- $Q_{\text{GPL}} = (16.72 * 0.0625 * 19285 * 24) / 1000$

$$Q_{\text{GPL}} = 483.66 \text{ Tonnes/Jour}$$

Et la quantité de condensât récupérée dans le G11-CA-32-201 est :

- $Q_{\text{condensat}} = (Q_{\text{massique condensât}} * \text{fraction molaire de liquide} * \text{débit molaire journalier de gaz entrée Turbo-Expander}) / 1000$
- $Q_{\text{condensat}} = (7.72 * 0.0625 * 19285 * 24) / 1000$

$$Q_{\text{condensat}} = 223.32 \text{ Tonnes / Jour.}$$

Les quantités du GPL et de condensât calculées sont présentées dans les tableaux suivants :

	GPL	Condensat
Quantité (kg/kmole)	16.72	7.72

Tableau V.9 : Résultats des quantités récupérées.

	GPL(T/Jour)	Condensât (T/Jour)
Turbo-Expander	483.66	223.32

Tableau V.10 : Quantités du GPL et condensat produites dans le T.E

Les quantités du GPL et de condensât représentatif dans l'Histogramme suivante :

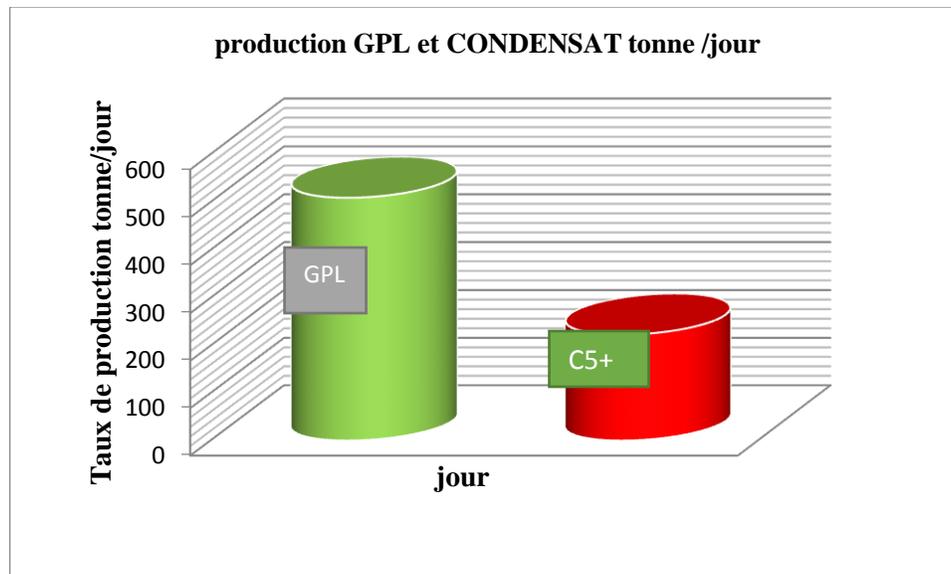


Figure V.3 : Production journalière du GPL et condensat produites par le T.E récupérée dans le G11-CA-32-201

V.3. Détente par la Vanne de Joule-Thompson

- ❖ La vanne Joule Thomson exerce une détente **Isenthalpique** sur Le gaz sortant du ballon d'expander G11-VA-32-201 [$P_1=65.7$ bar et une $T_1=-12^\circ\text{C}$ à une pression de sortie $P_2=32$ bar d'une température $T_2= T_s$]; Pour déterminer la température sortie de la Joule Thomson T_s :
- ❖ On suppose différentes valeurs de température sortie T_s de la vanne Joule Thomson JT, ($T_s = -29,-33,-37^\circ\text{C}$) et à chaque température on calcule le flash pour déterminer la composition chimique de la phase liquide et la phase vapeur.
- ❖ On utilise les équations d'états de LEE and KESSLER (améliorées par PITZER) pour calculer les chutes enthalpies $\Delta H = H_i - H_s$ des mélange vapeur et liquide à chaque température T_s supposée.
- ❖ On trace les courbes $\Delta H = f(T_s)$ et on détermine la température sortie vanne Joule Thomson T_s graphiquement.

V.3.1. Calcul de flash sorti de la vanne Joule Thompson :

Pour le calcul du flash à plusieurs valeurs de températures $T_s = -29,-33,-37^\circ\text{C}$ et à $P_2=32$ bar on utilise un logiciel (HYSYS) pour calculer un seul flash et vu le nombre de flash.

Les résultats des compositions liquides et vapeurs trouvés par la simulation par le logiciel HYSYS sont présentés dans le tableau suivant :

Comp	%mol gaz G11-VA- 32-201	T= -29 °C		T= - 33°C		T= -37°C	
		Fraction mol		Fraction mol		Fraction mol	
		Liq	vap	Liq	vap	Liq	vap
N ₂	2.25	0.0021	0.0226	0.0018	0.0227	0.0016	0.0227
CO ₂	0.90	0.0085	0.0090	0.0082	0.0090	0.0079	0.0090
CH ₄	86.30	0.2957	0.8678	0.2677	0.8694	0.2454	0.8704
C ₂ H ₆	7.3	0.1639	0.0722	0.1667	0.0720	0.1674	0.0718
C ₃ H ₈	2.22	0.1878	0.0208	0.2042	0.0202	0.2161	0.0198
iC ₄ H ₁₀	0.36	0.0716	0.0030	0.0786	0.0027	0.0839	0.0026
nC ₄ H ₁₀	0.42	0.1150	0.0032	0.1247	0.0029	0.1321	0.0026
iC ₅ H ₁₂	0.12	0.0622	0.0006	0.0630	0.0005	0.0638	0.0004
nC ₅ H ₁₂	0.07	0.0436	0.0003	0.0426	0.0002	0.0423	0.0002
nC ₆ H ₁₄	0.04	0.0380	0.0000	0.0329	0.0000	0.0308	0.0000
nC ₇ H ₁₆	0.01	0.0111	0.0000	0.0090	0.0000	0.0082	0.0000
Mw	18.68	17.79	34.03	17.69	34.06	17.62	34.09

Tableau V.11 : Les résultats des compositions liquides et vapeurs

V.3.2. Calcul des entropies et enthalpies à l'entrée et à la sortie de la joule Thompson

De la même façon que pour le Turbo-Expander, l'enthalpie H à l'entrée de la vanne Joule Thompson est calculée à T= -12 °C et à P = 65.7 bar, les enthalpies H2 à la sortie sont calculées aux conditions : P = 32 bar et à T = Ts = -29,-33,-37°C.

Les résultats trouvés sont présentés dans le tableau suivant :

	T (°C)	P (bar)	H (Kj/Kmol)	$\Delta H = H_1 - H_2$
Entrée JT	-12	65.7	12228.1	
Sortie JT	-29	32	12659.87	-431.77
	-33	32	11890.71	337.39
	-37	32	11616.35	611.75

Tableau V.12 : Valeurs des enthalpies à l'entrée et à la sortie de JT.

V.3.3. Détermination de la température sortie vanne Joule Thompson Ts

On trace $\Delta H = f(T)$, Une détente **Isenthalpique** correspond à $H_2 = H_1$ c.à.d. $\Delta H = 0$.

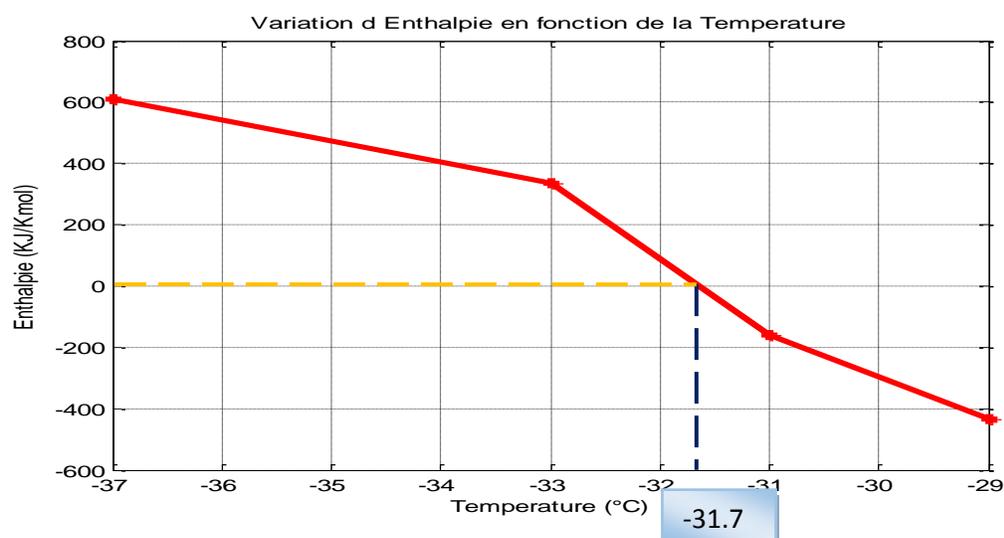


Figure V.4 : Variation de $\Delta H = f(T)$.

Après extrapolation sur le graphique, la température trouvée sortie vanne Joule Thomson est : $T_s = -31.7$ °C qui correspondre à $\Delta H = 0$.

Donc la température T_s sortie vanne Joule Thomson est : $T_s = -31.7$ °C .
Les résultats de calcul des températures T_s sont présentés dans le tableau suivant :

T (°C)	T_s (°C) théorique calculée (100%)	T_s (°C) réelle	T_s (°C) actuelle
Sortie JT	-31.7	-31.7	- 33

Tableau V.13 : Valeurs de T_s de la Joule Thompson.

L'analyse des valeurs du tableau V.13 montre que :

- Les températures obtenues se rapprochent des températures actuelles du procédé, ce qui valide le modèle thermodynamique utilisé pour déterminer les paramètres opératoires.
- La température de sortie actuelle est différente de la température de sortie de **1.3°C**. Cette différence minime peut être expliquée par les erreurs liées à l'utilisation des abaques et au tracé du graphe et aussi aux différentes erreurs des calculs.
- La pression bas et la température de sortie bas mais trouve une manque de récupération de liquide (GPL et Condensats) et perte totale de l'énergie mécanique.

V.3.4. Détermination des quantités de GPL et condensat récupérés

Le débit du gaz sortant de G11-VA-32-201 est égale à 19285 kg mole / hr (12 million Sm³/Jour). Nous calculons le flash à la sortie de la vanne **JT** : $T_{s \text{ réel}} = - 31.7 \text{ °C}$ et $P = 32 \text{ bar}$.

	Entrée JT	Sortie JT Vap	Sortie JT Liq
N ₂	0.0225	0.0227	0,0019
CO ₂	0.009	0.0090	0,0083
CH ₄	0.8630	0.8689	0,2777
C ₂ H ₆	0.0730	0.0720	0,1660
C ₃ H ₈	0.0222	0.0204	0,1985
iC ₄	0.0036	0.0028	0,07618
nC ₄	0.0042	0.0030	0,1213
iC ₅	0.0012	0.0005	0,0627
nC ₅	0.0007	0.0002	0,0429
nC ₆	0.0004	0.0000	0,0344
nC ₇	0.0001	0.0000	0,0096
M _w	18.68	18,45	41.67
Fraction mol	1	0.9700	0.0300

Tableau V.14 : Résultats du calcul du flash à la sortie du JT

La quantité de GPL récupérée dans la phase liquide de G11-CA-32-201 est :

- Qmassique GPL = $[MWC_3 * \% \text{ mol } C_3 + MWiC_4 * \% \text{ mol } iC_4 + MWnC_4 * \% \text{ mol } nC_4]$
- Qmassique GPL = $(44.09 * 0.1985 \% + 58.12 * 0.1213\% + 58.12 * 0.07618\%)$

$$\text{Qmassique GPL} = 20.23 \text{ kg/kmole.}$$

La quantité de condensât récupérée dans la phase liquide de G11-CA-32-201 est :

- $Q_{\text{massique condensât}} = [M_{W_i} C_5 * \% \text{ mol } iC_5 + M_{W_n} C_5 * \% \text{ mol } nC_5 + M_{W_C_6} * \% \text{ mol } C_6 + M_{W_C_{7+}} * \% \text{ mol } C_{7+}]$.
- $Q_{\text{massique condensât}} = (72.15 * 0.0627\% + 72.15 * 0.0429\% + 86.15 * 0.0344\% + 100.2 * 0.0096\%)$

$$Q_{\text{massique condensât}} = 11.54 \text{ kg /kmole}$$

Donc la quantité de GPL récupérée dans le G11-CA-32-201 est :

- $Q_{\text{GPL}} = [Q_{\text{massique GPL}} * \text{fraction molaire de liquide} * \text{débit molaire journalier de gaz entrée Turbo-Expander}] / 1000$.
- $Q_{\text{GPL}} = (20.23 * 0.03 * 19285 * 24) / 1000$

$$Q_{\text{GPL}} = 280.90 \text{ Tonnes/Jour}$$

Et la quantité de condensât récupérée dans le G11-CA-32-201 est :

- $Q_{\text{condensat}} = [Q_{\text{massique condensât}} * \text{fraction molaire de liquide} * \text{débit molaire journalier de gaz entrée Turbo-Expander}] / 1000$
- $Q_{\text{condensat}} = (11.54 * 0.03 * 19285 * 24) / 1000$

$$Q_{\text{condensat}} = 160.235 \text{ Tonnes/Jour.}$$

Les quantités du GPL et de condensât calculées sont présentées dans le tableau suivant :

	GPL (T/Jour)	Condensât (T/Jour)
JT	280.90	160.235

Tableau V.15 : Quantités du GPL et condensat produites dans la JT.

Les quantités du GPL et de condensât représentatif dans l'Histogramme suivante :

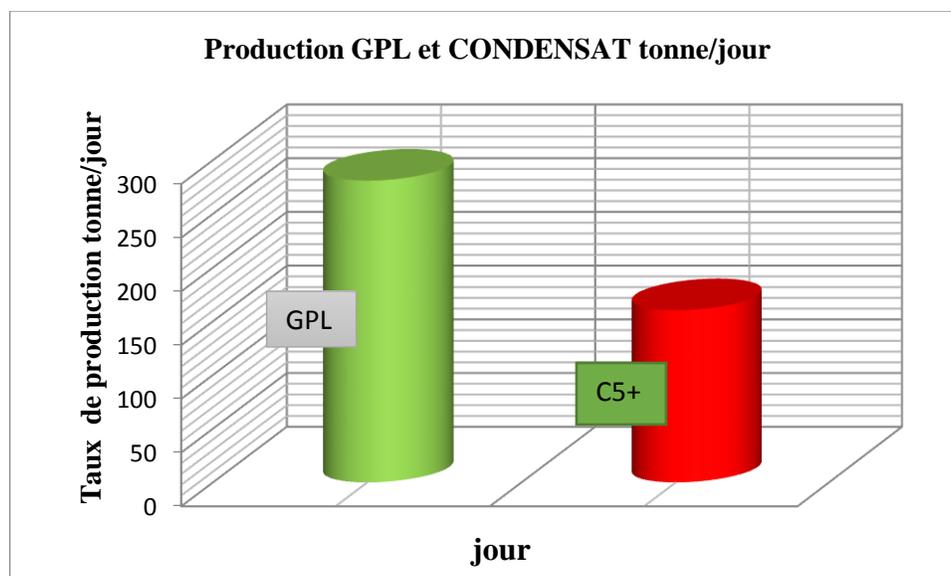


Figure V.5 : production journalière du GPL et condensat produites par vanne Joule Thompson récupérée dans le G11-CA-32-201.

V.4. Comparaison entre Turbo - Expander et la Vanne Joule Thompson :

Le but de cette partie consiste à faire une comparaison entre TE et la vanne JT afin de montrer l'intérêt du Turbo-Expander dans le procédé par rapport à la vanne Joule Thomson et cela en se basant sur les résultats précédents.

V.4.1 comparaison des températures de sorties

Les résultats trouvés sont dans le tableau VI.16 :

	T entrée °C	Ts (°C) à 100%	Ts (°C) à 83%	Ts actuelle
TE	- 19.7	- 62.6	- 61	- 61.5
JT	- 12	- 31.7	- 31.7	- 33

Tableau V.16 : Résultats de calcul des températures de sortie de TE et JT.

D'après les résultats on constate que :

- L'écart de la température de TE (42.9°C) est plus grand que celui de la JT (19.7°C).
 - la température de sortie de TE (- 61°C) est plus froide que celle de JT (-31.7°C),
- Le Turbo-Expander assure un bon refroidissement du gaz donc une bonne récupération du GPL (le turbo-Expander contrôle point de rosée)

V.4.2 Comparaison des quantités de GPL et condensât récupérées

Le tableau ci-dessous résume les quantités du GPL et condensat récupérées à travers TE et JT :

	GPL (T / J)	Condensat (T / J)	Perte (T / J)
TE	483.66	223.32	202.76
JT	280.90	160.235	63.08

Tableau V.17 : Résultats des quantités GPL et condensât récupérées par TE et JT.

D'après les résultats on peut dire que :

Production avec Turbo –Expender =483.66 Tons /Jour de GPL .

Production sans Turbo-Expender =280.90 Tons/Jour de GPL.

L'utilisation du Turbo-Expender à un grand avantage pour la récupération dehydrocarbures liquides (condensât et surtout le GPL).

Donc la production sans expender provoque un manque de récupération de varie entre 40à 45% , et perte totale de l'énergie mécanique **qui démontre le caractère stratégique de cet équipement .**

Ces résultats montrent l'intérêt de faire une bonne maintenance du Turbo- Expender à fin d'éviter les arrêts prolongés de cette machine .

Avec le Turbo-Expender ,la production du GPL a augmenté de **63.25 %** tandis que la production de condensât a augmenté de **58.22 %**.

Pour le GPL. Ona $483.66+280.90=764.56$ T/J .

Donc $(483.66*100\%) /764.56=63.25\%$.

Pour le Condensat. Ona $223.32+160.235= 383.55$ T/J.

Donc $(223.32*100\%) /383.55=58.22\%$.

V.5. Impact économique

Le prix de vente d'une tonne de GPL est de 500 \$, la perte monétaire de la récupération s'évalue à :

- **Perte GPL = Q perdue * prix de vente.**
- **Perte GPL = 202.76 * 500**

$$\text{Perte GPL} = 101380 \text{ \$ /jour.}$$

le prix de vente d'un barrel du condensat est de 65 \$, la perte se chiffre à :

- **Perte C5+ = Q perdue * 1000 * (1 / ρ_{C5+} * $1.589783 * 10^{-1}$) * 65**

Puisque : 1 barrel = $1.589783 * 10^{-1} m^3$ et $d_{c5+} = 0.625$

Avec :

- $\rho_c^{5+} = d_{c5+} * 1000 = 625 \text{ Kg/m}^3$
- Perte $c^{5+} = Q \text{ perdue} * 1000 * [1 / \rho_c^{5+} * 1.589783 * 10^{-1}] * 65$
- Perte $c^5 = 63.08 * 1000 * [1 / 625 * 1.589783 * 10^{-1}] * 65$

$$\text{Pertes Condensat} = 1042.94 \text{ \$/jour .}$$

D'après les résultats on peut dire que :

- Le gain total de 101380 \$/jour de GPL et 1042.94 \$/jour de condensât.
- Le prix de bénéfice total de GPL gagnée et largement supérieur par rapport à la prix du condensât.

Pendant l'utilisation de la vanne Joule Thompson, la récupération des GPL sera réduite.

Après ce calcul la perte de GPL nous avons conclu qu'on a une grande perte en terme de coût .
(un manque de 202.76 tons par jour de GPL = une perte de \$101380 de revenu par jour).

