



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE EPOULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
Université Kasdi Merbah Ouargla



Faculté des sciences appliquées
Département de Génie des Procédés
Domaine : Science technique
Filière : Industries pétrochimique
Spécialité : Génie pétrochimique

Présenté Par :

Mohammed BENSADIA et AZZDINE Madani

Thème

**Comparaison de la détente dans un Turbo Expander et dans la
Vanne de Joule-Thomson**

Soutenu publiquement le :

Devant le jury composé de

Mr. Oussama BACHA

MCB(UKMO)

Président

M^{me} Khadidja BOUZIANE

MAB(UKMO)

Examinatrice

M^{elle} Souad ZIGHMI

MCB(UKM O)

Encadreur

Année Universitaire :2020-2021

Remerciements

- ❖ *Nous remercions en premier lieu notre dieu.*
- ❖ *Nous remercions notre encadreur Dr. Souad Zighmi qui nous a aidé pour finir ce Modest travail.*
- ❖ *Nous remercions aussi les membres de jury accepter d'évaluer notre travail.*
- ❖ *Nous remercions tous ceux qui nous a aidé de près ou de loin*
- ❖ *Nous remercions vont aussi a tous les enseignants du département génie des procédés*

Dédicaces

Ce modeste travail est dédié :

A nos parents

A nos frères et nos familles

A nos professeurs et nos amis

A tout la famille Ben Sadia et Madani

الملخص

الهدف من هذه الدراسة هو إجراء مقارنة بين التمدد في Turbo - Expander وفي صمام Joule Thomson. هذا العمل عبارة دراسة نظرية ،حيث سنتطرق إلى معرفة خصائص كل منهما وايجابيات وسلبيات كل نظام ,في شروط معينة (درجة حرارة وضغط) .ويجمع كل ما يتعلق بالتمدد في هذين النظامين ، من وجهة نظر الديناميكا الحرارية.

الكلمات المفتاحية

جهاز *Turbo Expander* .صمام جول تومسون , التمدد

Résumé

L'objet de cette présente étude, est de faire une comparaison entre la détente dans le Turbo - Expander et dans la Vanne Joule Thomson. Nous discuterons de la connaissance des caractéristiques de chacun d'eux et des avantages et inconvénients de chaque système, dans certaines conditions (température et pression).Ce travail est une synthèse bibliographique, regroupe tous ce qui concerne la détente dans ces deux systèmes, de point de vue thermodynamique.

Les mots clés : Détente, Turbo - Expander , Vanne Joule Thomson

Summary

The object of this present study is to make a comparison between the expansion in the Turbo - Expander and in the Joule Thomson valve. We will discuss the knowledge of the characteristics of each of them and the pros and cons of each system, in certain conditions (temperature and pressure). This work is a bibliographical synthesis, brings together all that concerns the expansion in these two systems, from a thermodynamic point of view.

Key words: Relaxation, Turbo - Expander, Joule Thomson valve

Sommaire

Introduction générale :	0
Chapitre I : Généralités sur la détente	
I.1.Introduction.....	2
I.2. Généralités sur la détente.....	2
I.2.1.Définition :	2
I.2.2. Notion sur la détente.	3
I.2.3.Dètente sans production de travail (j.T)	3
I.2.4.Détente avec production de travail (Turbo-Expander).....	4
I.2.5. Méthode de calcul l'enthalpie et de l'intropie.....	5
I.2.5.1. Enthalpie d'un mélange de vapeur ou liquide :	5
I.2.5.2. Entropie d'un mélange de vapeur ou liquide :	6
I.2.5.3.Enthalpie d'un total de vapeur ou liquide :	6
I.2.5.4.Entropie d'un total de vapeur ou liquide,	7
I.3.Conclusion :	7
ChapitreII :Généralités sur le Turbo Expander et la vanne (JT)	
II.1 .Introduction :	8
II.2 . Généralités sur le Turbo Expander et la vanne (JT).....	11
II.2.1. Définition d'un Turbo-Expander	8
II.2.2.Domaine d'utilisation du Turbo Expander	8
II.2.3.Principaux caractéristiques d'un Turbo Expander.....	9
II.2.4. Rôle d'un Turbo-Expander	9
II.2.5. Description des parties et des principales fonction de la machine.....	9
II.2.5.1.Parties composants la machine	9
II.2.6.La roue de détente (Expander).....	10
II.2.7. La roue du compresseur.....	11
II.2.8. L'arbre	11
II.2.9.Description du système de lubrification et d'étanchéité du Turbo-Expander.....	12
II.2.9.1.Système de gaz d'étanchéité	12
II.2.9.2.Système de lubrification	13
II.2.9.3. Fonctionnement du Système de lubrification	13
II.2.9.4.Facteurs influençant négativement sur le procédé de traitement de gaz naturel.....	14
II.2.10.Avantages et inconvénients du Turbo Expander	15
II.2.10.1 Avantages.....	15
II.2.10.2.Inconvénients	15

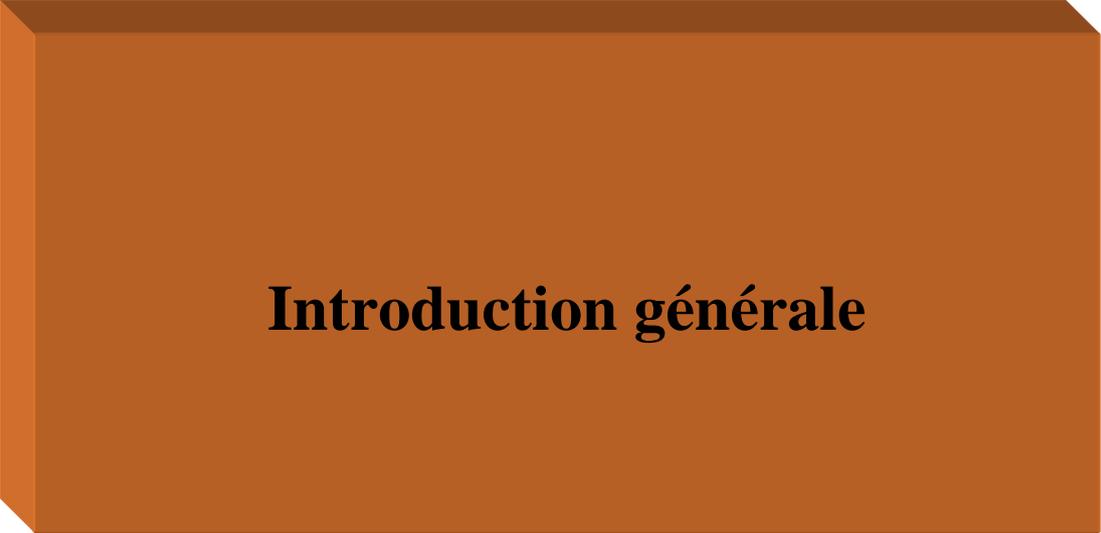
II.2.11 sécurité du Turbo Expander.....	16
II.3.Généralités sur la vanne Joule Thompson	16
II.3.1.histoire	16
II.3.2.définition	17
II.3.3.Descriptio	17
II.3.4. Principe de fonctionnement.....	18
II.3.5. Bilan énergétique de la détente de Joule -Thomson	18
II.3.5.1. Bilan entropique de la détente de Joule-Thomson	21
II.3.6. Propriété	22
II.3.7. Généralisation	22
II.3.8.Bilan entropique de la détente de Joule-Thomson.....	22
II.8.4 Application	24
II.4. Conclusion :	22
ChapitreIII :Comparaison entre le Turbo-Expander et la vanne Joule Thompson	
III. 1.Introduction.....	27
III.2. Hypothèses et données pour la partie calcul	23
III.3.Turbo-Expander en service.....	24
III.3.1.Calcul du flash à la sortie du Turbo-Expander	24
III.3.2..Calcul des entropies et enthalpies à l'entrée de Turbo-Expander.....	25
III.3.3.Calcul des entropies et enthalpies à la sortie de Turbo- Expander	28
III.4.Vanne Joule Thompson en service.....	34
III.4.1. Calcul du flash à la sortie de la vanne Joule Thompson.....	34
III.4.2. Calcul des enthalpies à la sortie de la vanne Joule Thompson.....	35
Conclusion générale :	35
Référence	

Liste des Figures

Figure (I.1) : Détente à travers un orifice	5
Figure (I .2) : machine turbo Expander	6
Figure (II.3) : Description de la machine	13
Figure (II.4) : roue du compresseur	14
Figure (II.5) : Roue de la turbine	14
Figure (II.6) : l'arbre de l'Expandre compresseur	15
Figure (II.7) : Circuit huile de lubrification et gaz d'étanchéité du Turbo-Expander	17
Figure (II.8) : la vanne Joule Thompson	21
Figure (II.9) : Schéma de la vanne Joule Thompson	21
Figure (II.10) :détente joule Thomson .1bmp	22
Figure (II.11) :détente joule Thomson .2bmp	22
Figure (II.12) : détendeur bouteilles de gaz	23
Figure (II.13) : détendeur thermostatique	24

Liste des tableaux

Tableau 01 : L'analyse chromatographique du gaz sortant du ballon D102	28
Tableau 02 : Composition du mélange liquide-vapeur à la sortie de Turbo-Expandre	29
Tableau 03 : Données nécessaires pour le calcul de l'entropie du mélange S1	29
Tableau 04 : données nécessaires pour le calcul de l'enthalpie du mélange	31
Tableau.05 : Résultats de Calcul des entropies et enthalpies à la sortie et à l'entrée du Turbo-Expander	31
Tableau 06 : la composition du mélange liquide-vapeur à la sortie de la vanne Joule Thompson	33
Tableau 07 : Résultats de Calcul des entropies et enthalpies à la sortie et à l'entrée de la vanne Joule Thompson	34



Introduction générale

Introduction générale :

Le gaz est un élément important car il est adopté dans certains pays comme source d'énergie, de sorte que l'utilisation des gaz comprimés se développe de plus en plus à l'heure actuelle tant dans le domaine d'utilisation que dans le domaine de la télédistribution de gaz naturel. Sa fabrication dépend des conditions à respecter (débit, pression).

Détente est une transformation thermodynamique au cours de laquelle le système contenant un fluide, passe d'un état initial caractérisé par une pression initiale à un état final caractérisé par une pression finale inférieure à la pression initiale. et lié à moi les turbines (turbo expander et vanne (JT)).

L'objectif de cette étude est L'étude comparative de la détente dans un Vanne de Joule Thomson et l'un dans un Turbo Expander pour détermine l'impact de détente sur la valeur de pression.

Dans le premier chapitre, nous avons parlé de la dilatation thermique, qui est une transformation thermodynamique par laquelle passe un système contenant un liquide, d'un état initial caractérisé par une pression initiale à un état final caractérisé par une pression finale inférieure à la pression initiale. Aux deux turbines (turbine et turbine à soupapes (JT)).

Dans le deuxième chapitre, nous avons parlé des turbines et des vannes (vanne JT) et de leur principe de fonctionnement dans la production et la conversion de gaz car elles sont un élément important de son traitement car elles nécessitent des turbines de détente, ou Turbo-Expander, qui ont reçu une attention croissante en raison de succès de son application, principalement en raison de son rendement élevé et de sa fiabilité de fonctionnement. La vanne (JT) joue un rôle important dans la détente du gaz qui la refroidit lorsque le liquide traverse la batterie de l'extérieur vers l'intérieur et s'écoule vers l'ouverture du port.

Dans le troisième chapitre, nous avons fait une comparaison entre le turbo détenteur et la vanne (j.t), et nous avons remarqué leur travail et leur objectif dans le processus de production et de conversion de gaz.

Chapitre I :

Généralités sur la détente

Chapitre I: généralités sur la détente

I.1.Introduction

Détente est une transformation thermodynamique au cours de laquelle le système contenant un fluide, passe d'un état initial caractérisé par une pression initiale à un état final caractérisé par une pression finale inférieure à la pression initiale.

Dans ce chapitre, nous explorons la relation entre la détente êtes turbines (turbo Expander et vanne (JT)).

I.2. Généralités sur la détente

I.2.1.Définition

***détente** : est une transformation thermodynamique au cours de laquelle le système contenant un fluide, passe d'un état initial caractérisé par une pression initiale à un état final caractérisé par une pression finale inférieure à la pression initiale.

- Les détentees d'un fluide permettent de connaitre ses propriétés .
- Deux détentees historiques ont joué un rôle important dans la détermination des propriétés des fluides et dans les machines produisant du froid : détente de joule-Lussac et la détente de Joule-Kelvin appelé aussi détente de Joule-Thomson. [1]

*** L'entropie** : l'entropie représente physiquement le degré de désordre dans le système. Donc, l'entropie est une mesure du désordre du système et l'augmentation de l'entropie d'un système isolé (seconde principe) comme une image de la tendance vers un état plus probable

***. L'enthalpie** : l'enthalpie, qui est une propriété thermique des fluides prenant en compte l'état physique et les conditions de température et pression auxquels ils sont soumis, permette résoudre ces problèmes de manière relativement simple.

***Energie interne** : un corps possède une certains "énergie interne" du fait des forces qu'exercent entre les molécules, atomes et particules élémentaires qui le constituent et leur mouvement de translation, rotation et vibration.

***fonction d'état** :c'est une grandeur dont la valeur est déterminée dès lors que celles de toutes les variables d'état le sont . Autrement dit, la valeur de cette fonction ne dépend que de l'état du système à l'instant considéré, et pas de son histoire [2]

I.2.2. Notion sur la détente

Détente ou l'expansion est l'opération qui permet produire froid dans une installation récupération du GPL. Peut être réalisée de deux façons [3]

- * par une vanne (appelée aussi de joule__Thomson).
- * par une machine (Turbo__Expander)

I.2.3. Détente sans production de travail (j.T)

La détente joule Thomson (J.T) s'effectue au moyen d'un orifice réduit, à travers lequel s'écoule le gaz de P_1 à P_2 ($P_1 > P_2$), le gaz étant isolé thermiquement. On appelle cette détente "laminage du gaz". Elle consiste en une expansion sans production de travail extérieur. D'après le premier principe, elle s'effectue à enthalpie constante. Pour un gaz réel, la détente devrait s'accompagner de baisse de température (refroidissement). Reprenons le dispositif schématisé de la détente vanne J.T, qui résume l'évolution du fluide dans un détendeur (Figure I.1) [4]

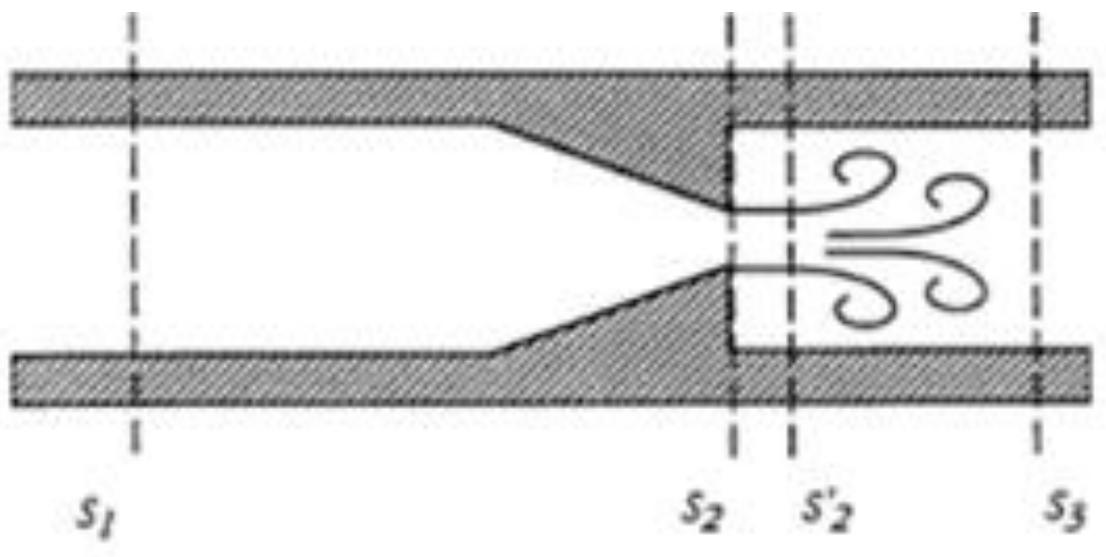


Figure (I.1) : Détente à travers un orifice [01]

On a vu qu'entre S_1 et S_3 il y a eu une génération d'entropie importante. On constate sur un tel écoulement qu'il est régulier en S_1 , en amont de l'orifice de détente, reste dans celui-ci, jusqu'en S_2 , et même en S'_2 , et le devient à nouveau en S_3 , suffisamment en La génération d'entropie dans ces parties de l'écoulement est donc négligeable. Ce n'est plus entre S'_2 et S_3 où le jet de gaz issu de l'orifice s'épanouit pour occuper toute la section de la conduite, en créant de

nombreuses turbulences qui sont le siège d'une importante génération d'entropie par viscosité, ou hétérogénéité de température. On a donc une détente sensiblement isentropique dans l'orifice de détente (car pratiquement adiabatique et sans irréversibilité) conduisant à un refroidissement du gaz qui peut être important [4].

I.2.4. Détente avec production de travail (Turbo-Expander)

Un autre type de détente peut s'effectuer dans une turbine d'expansion, l'énergie du gaz comprimé étant convertie en travail.

L'expansion est isolée thermiquement, l'évolution s'effectue donc adiabatiquement et on observe un refroidissement du gaz.

Dans le processus réel, l'évolution est évidemment irréversible à cause des frottements dans la turbine. Cependant, dans les processus idéalisés, on admet que l'évolution est réversible est peut-être considérée comme réversible [4]

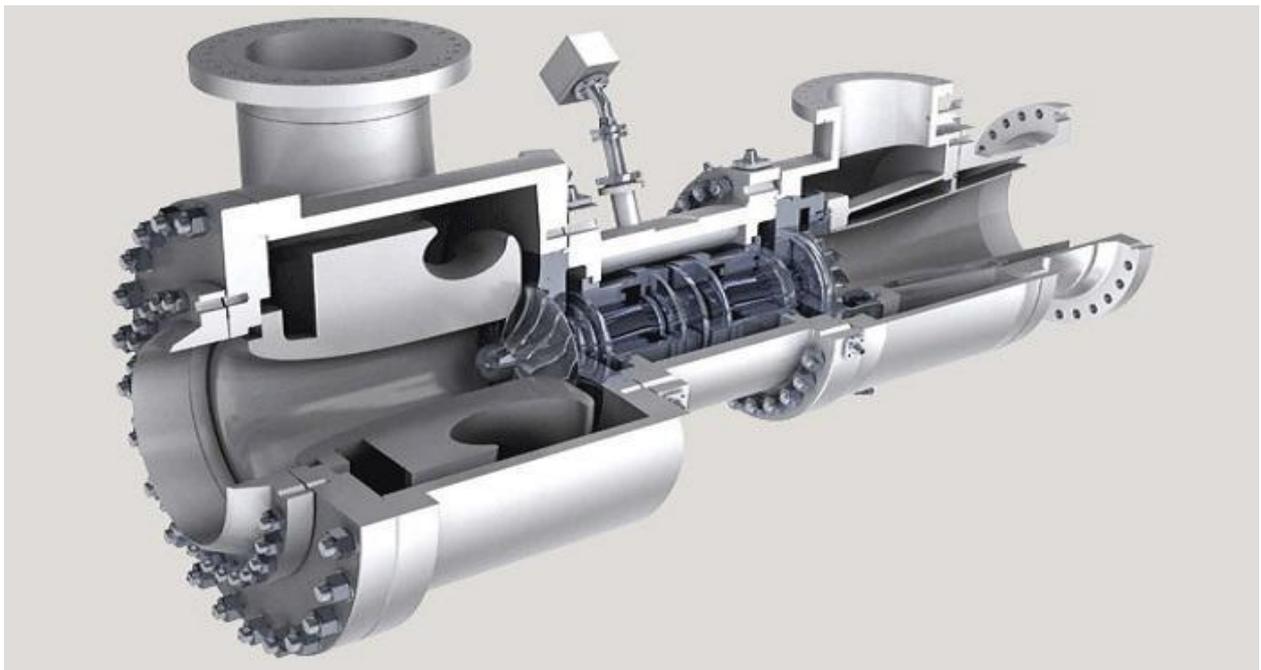


Figure (I .2) : machine turbo Expander

I.2.5. Méthode de calcul d'enthalpie et de l'entropie

I.2.5.1. Enthalpie d'un mélange de vapeur ou liquide

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

$$H_m = H_m^0 - (H_m^0 - H_m) \dots \dots \dots (\text{éq.I.1})$$

Avec $H_m^0 = \sum y_i H_i^0$

$$Et(H_m^0 - H_m) = RT_c [(H^0 - H) / RT_c]^0 + W_m (H^0 - H) / RT_c^1]$$

H_i^0 : Enthalpie d'un constituant i à l'état pure elle dépend de la température.

Y_i : fonction molaire de chaque constituant i dans la mèleange.

R : constante des gaz.

W_m : facteur acentritique d'un mèleange : $W_m = \sum y_i W_i$

W_i : facteur acentrique d'un constituant i à l'état pure

$(H^0 - H) / RT_c)^0$ L'effet de la pression sur l'enthalpie pour un fluide simple

$(H^0 - H) / RT_c)^1$ L'effet de la pression sur l'enthalpie pour un fluide réel

Ces deux derniers paramètres sont déterminés graphiquement en fonction de la pression réduite P_r et la température réduite T_r du mèleange

Avec :

P_c et T_c la pression et la température critique du mèleange. W_m = le facteur acentrique du mèleange

$$W_m = \sum y_i W_i \dots \dots \dots (\text{éq.I.2})$$

W_i = le facteur acentrique d'un constituant i à l'état pure

P_r : pression réduite du mèleange. $P_r = P / P_c$

P_c : pression critique du mèleange.

T_c : température réduite du mèleange. $T_r = T / T_c$

T_r : température critique du mèleange

I.2.5.2. Entropie d'un mélange de vapeur ou liquide

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

$$S_{m\grave{e}l} = S_{m\grave{e}l}^0 - (S^0 - S)_{m\grave{e}l} \dots \dots \dots (\acute{e}q.I.3)$$

Avec :

$$(S^0 - S)_{m\grave{e}l} = R [(S^0 - S)/R]^0 + W_{m\grave{e}l} + R [(S^0 - S)/R]^1 + \ln P$$

$$\text{Et } S_m^0 = \sum y_i S_i^0 - R \sum Y_i \ln y_i$$

S_i^0 : l'enthalpie d'un constituant i à l'état pure elle dépend de la température.

$[(S^0 - S)/R]^0$: l'effet de la pression sur l'enthalpie pour un fluide simple.

$[(S^0 - S)/R]^1$: l'effet de la pression sur l'enthalpie pour un fluide réel,

P : la pression de service.

y_i : fraction molaire de chaque constituant i dans le mélange.

Ces deux derniers paramètres sont déterminés graphiquement en fonction de la pression réduite (Pr) et la température réduite (Tr) du mélange

Les propriétés volumétriques et thermodynamiques des substances non polaires sont classées sous forme de tableaux, dont la température réduite est de 0.8 à 4, et la pression réduite de 0 à 9. Cette corrélation ne peut pas être utilisée dans la région critique, pour les liquides à basse température.

Lee et Kesler [9] ont modifiés l'équation de Curl - Pitzer pour élargir l'intervalle de température à $0.3 \leq Tr \leq 0.4$ et la pression à $0 \leq Pr \leq 10$. Cette corrélation est plus efficace et utile par rapport à la loi de Curl -Pitzer, pour un calcul proche de la région critique ou à basses températures.

I.2.6.3. Enthalpie d'un total de vapeur ou liquide :

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

$$H_{mt} = Lh_l + Vh_v \dots \dots \dots (\acute{e}q.I.4)$$

Avec ;

L : phase liquide dans le mélange

V ; phase vapeur dans le mélange

h_l ; Entropie du liquide.

h_v ; Enthalpie de vapeur .

H_{mt} = Enthalpie totale du mélange

I.2.5.4. Entropie d'un total de vapeur ou liquide :

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

$$S_{mt} = L S_l + V S_v \dots \dots \dots (\text{éq.I.5})$$

Avec ;

L : phase liquide dans le mélange .

V : phase vapeur dans le mélange.

S_v : Entropie de vapeur.

S_l : Entropie du liquide.

S_{mt} : Entropie totale du mélange.

I.3. Conclusion

Dans un processus de limitation (soupape de commande, buse ou orifice), le processus global est isenthalpique. Cependant, le processus isentropique se produit pendant une courte période de temps.

Néanmoins, le processus isentropique se produit pendant une courte période de temps, il ne doit pas être ignoré. Le processus isentropique conduit à une diminution de la température du fluide.

Chapitre II : Généralités sur le Turbo

Expander et la vanne (JT)

II.1. Introduction

L'utilisation des gaz comprimés se développe de plus en plus tant dans le domaine d'application que dans le domaine de la télédistribution de gaz naturel. Leur construction dépend des conditions à remplir (débit, pression). Dans le traitement cryogénique du gaz naturel, la turbine de détente, ou Turbo-Expander, a connu un intérêt croissant pour les turbines de récupération d'énergie en raison du succès de son application principalement en raison de son rendement élevé et de sa fiabilité opérationnelle élevée, ainsi que de la vanne. (jt) qui joue un rôle dans la détente du gaz qui traverse l'aile d'un groupe de corps La vanne dans laquelle le liquide circule, les parties internes de l'ensemble de corps de vanne se distinguent par leur simplicité et leur efficacité. Le liquide traverse la pile de l'extérieur vers l'intérieur et s'écoule vers l'orifice de sortie, ce chapitre est dédié à la présentation du sujet des machines dans cette étude.

II.2. Généralités sur le Turbo Expander et la vanne (JT)

II.2.1. Définition d'un Turbo-Expander

Un Turbo-Expander ou turbine à expansion est une machine qui convertit l'énergie d'un gaz ou de la vapeur d'eau en un travail mécanique lors de son expansion dans la turbine. Cette expansion se faisant très rapidement, cela réduit énormément la quantité de chaleur cédée où Reçue par le système, en conséquence et en accord avec le 1^{er} principe de la thermodynamique : l'énergie interne d'un gaz décroît lorsque le travail est cédé ce qui a pour résultat une grande baisse de température. Ceci fait que le Turbo-Expander fonctionne soit comme producteur du froid (dans un circuit de réfrigération) ou comme producteur de travail mécanique dans les circuits de puissance. D'où la grande utilisation des Turbo-Expander dans le domaine de la cryogénie pour la production du froid [5].

II.2.2. Domaine d'utilisation du Turbo Expander

Les turbo-Expander sont utilisés dans divers applications dans le domaine pétrochimique à savoir :

- Cryogénie (refroidissement par détente d'un gaz) ;
- Récupération d'énergie sur champs pétroliers (réduction de la pression) ;
- Liquéfaction de l'air et Séparation de O₂ et N₂ ;
- Purification des gaz : H₂ et He ;
- Récupération d'éthane et GPL à partir du gaz naturel ;
- Liquéfaction du gaz naturel. [4].[5] .

II.2.3.Principales caractéristiques d'un Turbo Expander

Les principales caractéristiques d'un Turbo-Expander sont [6] ;

- Turbine a 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].[5]

II.2.4. Rôle d'un Turbo-Expander

Les procédés de traitement de gaz naturel sont caractérisés par les moyens 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, très répandue, est justifiée par son efficacité pour atteindre des températures très basses qui favorisent la récupération des produits lourds.

Le Turbo-Expander a pour fonction de récupérer l'énergie qui se produit lorsqu'un gaz 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 Thompson (PRCV 108). Donc permet de récupérer une grande quantité de liquide. Cette Energie est destinée pour entraîner le compresseur en vue d'augmenter la pression du gaz avant d'être envoyé comme gaz de vente.[6]

II.2.5. Description des parties et des principales fonctions de la machine

II.2.5.1. Parties composants 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.

Les composantes sont trois éléments principaux figure (II.3)

- La section turbine avec bride d'aspiration et refoulement,

- La partie centrale (intermédiaire) avec le mobile,
- Le compresseur avec bride d'aspiration et refoulement.

La conception de cet ensemble, exige une très haute précision dans les tolérances de fonctionnement, et de qualité des matériaux de fabrication, pour répondre aux conditions de service (vitesse et température). [6]

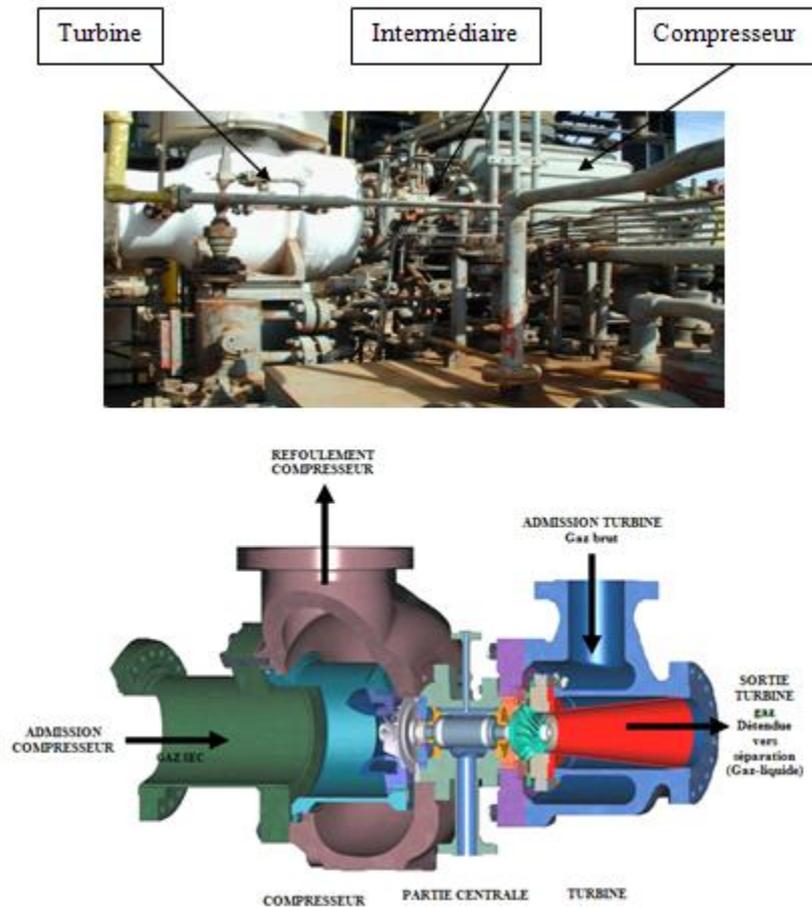


Figure (II.3) : Description de la machine

II.2.6. La roue de détente (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 « Pour casser la charge de gaz et faire chuter la pression ainsi que la température. Les paramètres d'entrée de cette turbine sont : $P = 95 \text{ kg/cm}^2$, $T = -11^\circ\text{C}$ et ceux à la sortie : $P=67,3\text{kg/cm}^2$, $T = -31^\circ\text{C}$. La perte de charge est d'environ 32 kg/cm^2 . [6]

II.2.7. La roue du compresseur

La roue du compresseur récupère l'énergie cinétique fournie par la roue Expander et la transformé en énergie mécanique pour comprimer (compresseur centrifuge a un seul étage) le gaz résiduel léger C1, C2 de 67 à 72,1 kg/cm² et l'acheminer vers les stations de compression pour la réinjection dans le gisement ou l'expédier pour la vente.

Les roues de la turbine et du compresseur, sont usinées à partir de plaque et de barre et dépièces forgées massives, (figures 4 et 5). Chaque roue a été soumise à des essais de résistance aux vibrations, aux fréquences de résonance de la lame et du disque. [6]



Figure (II.4) : roue du compresseur



Figure (II.5) : Roue de la turbine

II.2.8. L'arbre

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

Une bande d'aluminium plaquée à chaud est appliquée sur l'arbre, dans la zone surveillée par les sondes de détection de vibrations. Cette technique est très bénéfique sur certaine turbine de MAFI-TRENCH. [6],[7]



Figure (II.6): l'arbre de l'Expander compresseur

Les roues sont fixées à l'arbre sur un profil taraudé spécial, avec des clavettes, et des rainures de clavettes cylindriques. Cette conception évite les concentrations des contraintes associées aux languettes et aux rainures des clavettes classiques. Ce montage garantit une fixation des roues stables même en condition de vitesses et de températures extrêmes.

II.2.9. Description du système de lubrification et 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 lubrification et de gaz d'étanchéité, (figure07) [7].

II.2.9.1. Système de gaz d'étanchéité

Le Turbo-Expander est alimenté en gaz d'étanchéité par le gaz du refoulement produits par le compresseur pendant le fonctionnement normal de la machine. Il peut aussi être alimenté à partir du gaz sec du réseau commun des trois trains, cette dernière source d'alimentation est prévue pour maintenir une pression voulue du gaz d'étanchéité dans les systèmes. Aussi elle est utile pendant le démarrage de la machine, 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 de la turbine étant plus élevée que la pression d'admission au 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 injectés au niveau des labyrinthes et qui devra diffuser vers le dos des roues compresseur et turbine, et vers les paliers remplissant ainsi un double rôle [7].

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

II.2.9.2. Système de lubrification

Paliers et butées nécessitent la présence d'une quantité d'huile suffisante pour permettre leur bon fonctionnement. En particulier, le débit d'huile doit être tel qu'il permettra d'évacuer la quantité de chaleur dégagée par frottement au sein des films d'huile, ainsi que la chaleur du gaz transmise par conduction dans l'arbre aux paliers et butées. L'élévation acceptable de température de l'huile au passage des paliers et de la butée est comprise entre 10 et 20 °C.

Une élévation de température des paliers supérieure a pour conséquence une baisse de la viscosité de l'huile qui perd ainsi ses caractéristiques mécaniques et ne permet plus la formation de films d'huile.) [7]

II.2.9.3. Fonctionnement du Système de lubrification

Le système de lubrification du Turbo-Expander est conçu pour fournir de l'huile lubrifiante, refroidie, filtrée et sous pression aux paliers de la machine.(figure 07) A partir de la caisse d'huile, deux pompes à vis (une en stand-by et l'autre en service) aspirent et foulent l'huile à une pression d'environ 80 kg/cm² à travers une vanne à trois voies(TIC1001) qui règle la température à 42 °C en amont des filtres, dans le cas où la température est dessus de 42 °C, une quantité d'huile passe à travers un aéroréfrigérant (E1011).

L'huile filtrée dans les filtres (F3, F4) passe à travers les accumulateurs d'huile à une basse pression d'huile (AC1, AC2 et AC3). Ces derniers, inclus dans le système de lubrification, permettent de conserver la pression d'huile pendant le temps mis par la pompe auxiliaire pour atteindre la pression de service. Ils continuent également à fournir l'huile aux paliers pendant un arrêt dû à une basse pression d'huile.

L'huile, avant d'arriver aux paliers de la machine, est filtrée une deuxième fois dans les filtres (F1, F2). Une fois les organes de la machine lubrifiée, l'huile s'écoule à travers trois sorties, une principale située au milieu dont 80% de la quantité d'huile s'achemine directement vers la caisse d'huile. Les 20% restante passe dans deux draineurs situés du côté compresseur et turbine de la machine pour la débarrasser des hydrocarbures et termine dans la caisse d'huile.)[7].

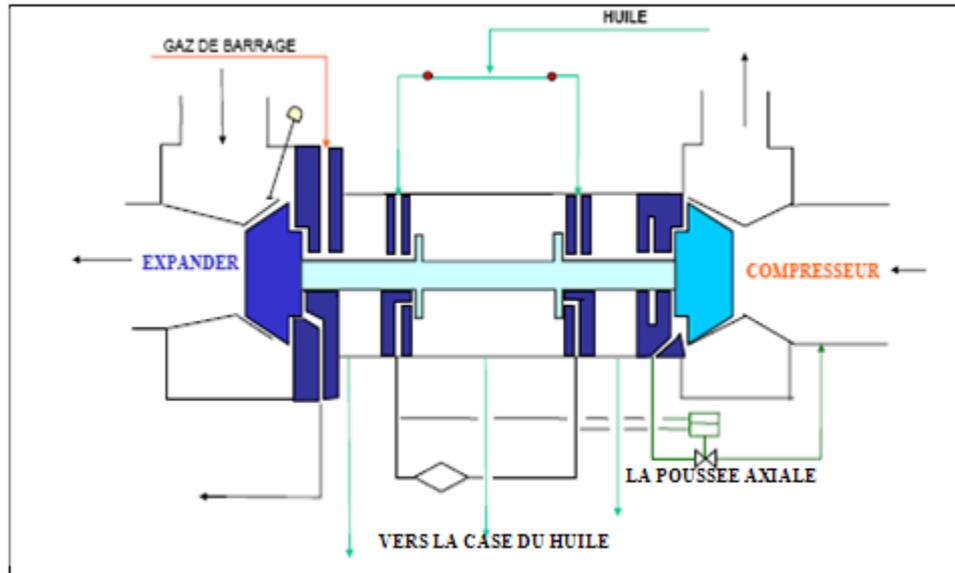


Figure (II.7) : Circuit huile de lubrification et gaz d'étanchéité du Turbo-Expander

II.2.9.4. Facteurs influençant négativement sur le procédé de traitement de gaz naturel

La présence d'eau dans le gaz naturel et les conditions de service, haute pression et basse température dans un procédé de traitement de gaz brut sont des paramètres qui peuvent favoriser la formation des hydrates (givre), phénomène qui peut porter atteinte au déroulement normal du procédé et à la bonne récupération d'hydrocarbures liquides, provoquant ainsi le [5] bouchage des conduites et des équipements (mauvaise séparation dans les ballons, mauvaise régulation des vannes...etc.). [8]

Pour empêcher la formation des hydrates, une injection de glycol est exigée dans différents endroits à basses températures. Néanmoins, un deuxième facteur peut aussi surgir et influencer négativement la bonne récupération des hydrocarbures lourds, ce phénomène qu'est le moussage est causé par la présence :

- Du glycol dégradé (pH élevé),
- Des solides en suspension,
 - Des inhibiteurs de corrosion en réaction avec d'autres produits chimiques,
 - Des sels.

Il existe aussi d'autres problèmes au niveau des ballons, qui sont d'ordre mécanique et qui peuvent engendrer :

- Des dépister (tamis) détériorés ;

- Des chicanes déplacées de leur position d'origine ;
- Des déflecteurs détachés.

Ces derniers inconvénients peuvent être aussi favorisé par une grande vitesse d'hydrocarbures.

Afin de remédier au problème de givrage on doit faire :

- Un suivi et contrôle rigoureux de la concentration et du pH de la solution du glycol,
- Un suivi et contrôle rigoureux des débits d'injection calculés en fonction de la charge,
- Un débouchage des injecteurs de glycol,
- Une injection momentanée du glycol dans les points givrés,
- Un régime chaud.

Pour remédier au problème de moussage on doit soit :

- Injecter un produit anti mousse (MEA),
- Purger les cages à flotteur (si la mousse existe dans les ballons) des hydrocarbures liquidés ou celles du glycol,
- Faire un régime chaud.

II.2.10. Avantages et inconvénients du Turbo Expander

II.2.10.1. Avantages

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

- Leur application dans différents 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,
 - Leur grande capacité de production (pour les grandes installations). [8]

II.2.10.2. Inconvénients

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

- Le Turbo Expander come toute les machine tournante à grande vitesse s'affronte au problème d'usure mécanique .
- Coût élevé de l'installation dut au matériau utilisé et à la fabrication de ces Eléments.) .
- Problème de réfrigération lié à la température très basse .
- Formation des gouttelettes qui peut abime les ailettes de l'Expander. [8]

II.2.11. Sécurité du Turbo Expander

Pour que turbo-Expander, offre un Fonctionnement fiable et sûr, il faut qu'il soit donc Système de sécurité adéquat qui le protège en cas de perte partielle des caractéristiques Pour cette raison le turbo-Expander est équipé d'installations de contrôle qui émettent des signaux d'alarmes [8], Survitesses :

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

D'autre part la machine est équipée d'un système anti-pompage qui est mis en service or de d'émarge du turbo-Expander. Le système de détection de la pression différentielle enter/sortie du compresseur commande la fermeture progressive de la vanne anti-pompage lors du démarrage.

Avant tous les travaux sur le turbo-Expander on doit [6]:

- Isolez la source d'énergie.
- Fermeture des vannes d'admission.
- Vidange complète de turbo-Expander ainsi que ses auxiliaires.
- Isolez l'admission et le refoulement du turbo-Expander à l'aide de joints pleins.
- Bouchez les ouvertures ayant accès à l'intérieur de la machine et des conduites pour éviter pénétration de sable.) [8]

II.3. Généralités sur la vanne Joule Thompson

II.3.1. Historie

Thomson (sir William, alias lord Kelvin) : (Belfast, 1824- Nether Hall, 1907) physicien anglais dont les travaux eurent un retentissement considérable. En 1841 il entre à Cambridge et dès la fin de ses études va rejoindre à Paris le physicien Regnault. A 22 ans il occupe la chaire de physique de l'université de Glasgow où il fera toute sa carrière. Il commença par découvrir que par le biais de cycles de compression-détente on pouvait refroidir les gaz, puis il établit l'échelle des températures absolues (en Kelvin) en 1854, et, en passant, il construisit un galvanomètre à miroir, un enregistreur et un électromètre (ce sont d'ailleurs ces travaux *annexes* qui lui valurent sur le moment la célébrité). Outre ces contributions majeures en électricité et thermodynamique, on lui doit[aussi des travaux importants en mécanique, hydrodynamique, magnétisme, géophysique. [9]

II.3.2. Définition

La détente de Joule-Thomson est une détente laminaire stationnaire et lente réalisée en faisant passer un flux de gaz au travers d'un tampon (ouate ou soie grège en général) dans une canalisation calorifugée et horizontale, la pression régnant à gauche et à droite du tampon étant différente¹. Dans tous les cas cette détente est isenthalpique.

Lorsqu'un gaz subit une détente de Joule et Thomson sans variation de température on dit qu'il suit la deuxième loi de Joule. C'est le cas notamment des gaz parfaits. Pour les gaz réels en revanche, la détente de Joule-Thomson est généralement accompagnée d'une variation de température : c'est l'effet Joule-Thomson.) [9]

II.3.3. Description

C'est une vanne qui a le rôle de détendre le gaz qui la traverse. Elle est composée d'un corps de vanne dans lequel circule le fluide, d'un mécanisme de commande, d'un 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 latige à l'axe de commande du servomoteur. Les parties internes de l'ensemble du corps de la vanne se caractérisent par une simplicité et une grande efficacité.) [9]



Figure (II.8) : la vanne Joule Thompson

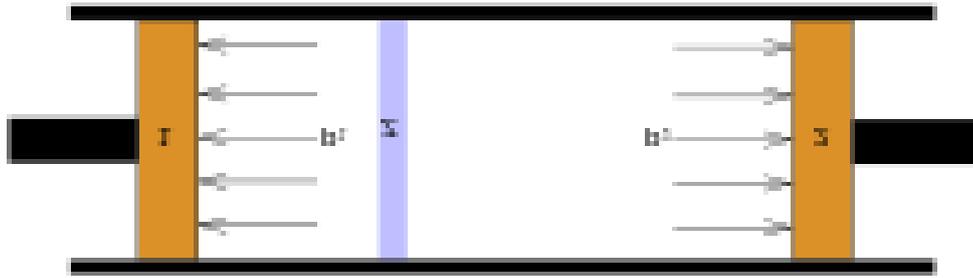


Figure (II.9) : Schéma de la vanne Joule Thompson

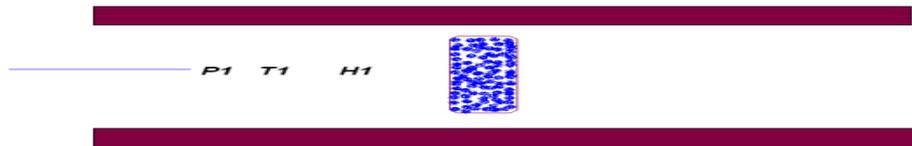
II.3.4. Principe de fonctionnement

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 des 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.)

Le fluide traverse l'empilage de l'extérieur à l'intérieur et s'écoule vers l'orifice des sorties. Une vitesse d'écoulement maximale étant déterminée pour chaque disque. L'élément de contrôle fonctionne à une vitesse fixée et réglée pour minimiser les changements de vitesse qui engendrent du bruit, la vaporisation, la cavitation, des vibrations et l'érosion[9]

II.3.5. Bilan énergétique de la détente de Joule -Thomson

Dans le dispositif de Joule – Gay Lussac, le gaz subit une transformation adiabatique et très brutale car elle se fait dans le vide et donc irréversible, dans l'expérience de Joule-Thomson (1852), on transfère un gaz **lentement** d'une région où la pression est P_1 le long d'un tube rigide et calorifugé comportant en son centre une paroi poreuse (bouchon poreux, verre fritté, coton tassé, robinet à pointeau, . . .) à une région où la pression est P_2 ($P_2 < P_1$), cette **diminution de pression** est due à l'obstacle dans le tube, il y a une perte de charge (de pression) dû aux frottements entre le fluide et l'obstacle. On suppose le régime permanent (ou stationnaire) établi, les grandeurs thermodynamiques ne dépendent donc pas du temps mais uniquement de la position. Écoulement des fluides dans des tubes à paroi fixe calorifugés. P_1 , T_1 et H_1 sont les grandeurs thermodynamiques du fluide en amont



. figure (II.10): détente joule Thomson .1bmp

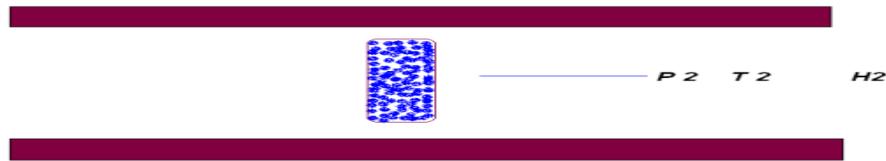


Figure (II.11) : détente joule Thomson .2bmp

P2, T2 et H2 sont les grandeurs thermodynamiques du fluide en aval après la traversée de la paroi poreuse [9]

- I. Pour faire le bilan énergétique, il faut utiliser le premier principe de thermodynamique, valable uniquement pour les circuits fermés, c'est-à-dire sans déplacement de masse vers l'extérieur.

Pendant un intervalle de temps dt, la masse qui entre dans le système est égale à la masse qui sort du système, on peut alors considérer que le système est fermé et on pourra donc appliquer le premier principe pendant l'intervalle de temps dt.

Le travail de transvasement du fluide est le travail W des forces de pression en amont et en aval reçu par le système

$$U = W + Q \dots\dots\dots(\text{éq.I.6})$$

Comme la transformation est adiabatique Q = 0 et on a :

$$U = W \text{ et } \Delta U = U1 - U2 = P2V2 - P1V1$$

Et on en déduit que :

$$U1 + P1V1 = U2 + P2V2$$

Et on en déduit que H 1 = H 2

II.3.6. Propriété :

La détente de Joule-Thomson d'un gaz quelconque est une détente adiabatique, irréversible et isenthalpique.

Cette détente de Joule-Thomson est utilisée pour **refroidir les fluides** dans les machines frigorifiques et les liquéfacteurs de gaz (détendeurs du type capillaire ou à pointeau) [10]

II.3.7. Généralisation :

Un fluide suit la deuxième loi de Joule lorsqu'il ne subit aucune variation de température lors d'une détente de Joule-Thomson.

Expérimentalement, lors d'une détente de joule-Thomson, la température subit une légère variation, on a alors soit un refroidissement, soit un réchauffement en fonction des conditions initiales) [10]

II.3.8. Bilan entropique de la détente de Joule-Thomson

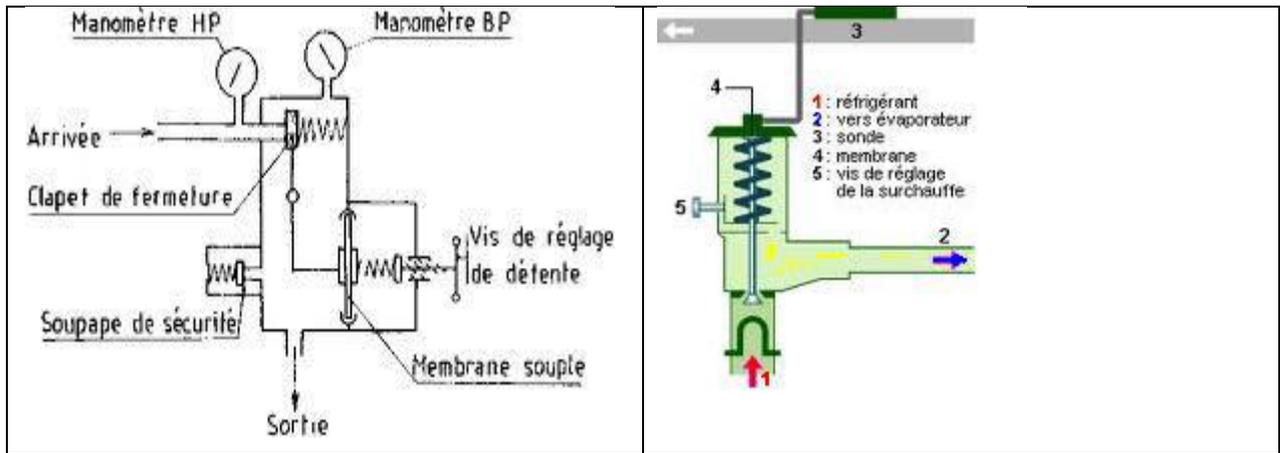
La détente de Joule-Thomson est une détente adiabatique (pas d'entropie échangée) et irréversible (entropie créée toujours positive) et donc lors de cette détente l'entropie du gaz augmente.) [9]

II.3.9. Application

Détendeurs bouteilles de gaz	Détendeurs therm
	

figure(II.12) : détendeur bouteilles de gaz figure (II.13): détendeur thermostatique détendeurs.)

	
---	--



La détente de Joule-Thomson est une détente isenthalpique d'un fluide quelconque, elle permet de produire une diminution de pression ou de température.

II.4. Conclusion

- La détente de Joule-Thomson dans détente isenthalpique d'un fluide quelconque, elle permet de produire une diminution de pression ou de température. Les organes associés sont appelés des détendeurs.
- Quant au travail turbo Expander il est une turbine de détente à grande vitesse (vitesse de fonctionnement de 10000t/min).

*Chapitre III : Etude comparative
enter machine turbo Expander et
vanne (JT)*

III. Comparaison entre le Turbo-Expander et la vanne Joule Thompson

III.1. Introduction

L'industrie gazière comme toute industrie a ses problèmes. Comme Hassi R'mel Eston grand gisement du gaz, qui est exploité depuis presque 50 ans chaque année sa pression cesse de diminuer et qui va atteindre dans les années à venir des valeurs qui ne permettent pas le bon fonctionnement des usines de traitement de gaz installés à HassiR'mel comme le module III.

Donc à titre des exemple pratique nous vous rappellerons les résultats de certains élèves (Ali Madi, Ahmed Rezzag, Mebarek Ben Khalifa da de l'année 2009/2010 sur l'unité Oued Nommer à Hessi R'mel comme comparaison entre turbo Expander et vanne (JT) et les résultats qu'ils ont obtenus [11]

III.2. Hypothèses et données pour la partie calcul

Pour mener à bien notre travail, on est obligé de faire un certain nombre d'hypothèse et de définir les données suivantes :) [9]. [11]

- On supposera que le régime de fonctionnement de l'usine est stationnaire ;
- La composition de gaz sortie D102 est supposée la même aux températures $T = -15\text{ °C}$ et $T = -10\text{ °C}$ L'efficacité du Turbo-Expander est de 83% (donnée par le constructeur (roto flow)) ;
- La composition du gaz sortie ballon D102 est déterminée par l'analyse chromatographie aux conditions de service actuelle (pression et température) ;
- La composition chimique actuelle du gaz à la sortie du ballon D101 n'a pas été analysé au laboratoire car la charge en question contient de l'eau qui rend la chromatographie incapable de donner des résultats valables ;
- Pendant le fonctionnement du Turbo-Expander la pression entrée ballon D103 est égale à $65,4\text{ kg/cm}^2$;
- Pendant l'arrêt du Turbo-Expander la pression entrée du ballon D103 est égale à 72 kg/cm^2 ;
- Le gaz qui alimente le TURBO-EXPANDER ou la vanne JOULE THOMSON provient du ballon D102. La pression de service de ce ballon est de 101 kg/cm^2 et sa température de service est $T = -15\text{ °C}$ quand le Turbo-Expander est en service, et $T = -10\text{ °C}$ quand la vanne Joule Thomson est en service,
- La prise d'échantillon a été faite aux conditions de service actuel. Pression et température du ballon D102 sont $P_1 = 101\text{ kg/cm}^2$, et $T_1 = -15\text{ °C}$;

- L'analyse chromatographique du gaz sortant du ballon D102 a donné la compositionsuivante (Tableau 1) [11]

Tableau 01 : L'analyse chromatographique du gaz sortant du ballon D102

Composant	% molaire
N ₂	4.70
CO ₂	0.17
CH ₄	82.77
C ₂ H ₆	7.72
C ₃ H ₈	2.51
iC ₄ H ₁₀	0.47
NC ₄ H ₁₀	0.8
iC ₅ H ₁₂	0.22
nC ₅ H ₁₂	0.26
C ₆ H ₁₄	0.23
C ₇₊	0.14
Total	100

Le gaz sortant du ballon D102 est détendu d'une manière isentropique à travers le Turbo-Expander, de pression d'entrée $P_1 = 101 \text{ kg/cm}^2$ et de température d'entrée $T_1 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$, pouratteindre une pression de sortie $P_2 = 65.4 \text{ kg/cm}^2$ et une température $T_2 = T_s$.

Pour déterminer la température de sortie T_s :

1. On suppose différentes valeurs de température sortie Turbo-Expander T_s et à chaquetempérature on calcule le flash pour déterminer la composition chimique de la phase liquide et laphase vapeur,) [10],[11]
2. On utilise les équations d'états de LEE et KESSLER (améliorées par PITZER), pourcalculer l'entropie S et les variations des enthalpies $\Delta H = H_i - H_s$ du mélange vapeur-liquide àchaque température T_s supposée,
3. On trace les courbes $S = f(T_s)$ et $\Delta H = f(T_s)$ et on détermine la température sortie Turbo-Expander graphiquement. [11]

III.3. Turbo-Expander en service

III.3.1. Calcul du flash à la sortie du Turbo-Expander

Vu le nombre important d'itérations pour calculer un seul flash et vu le nombre de flash àcalculer, on a utilisé le logiciel Campbellperoleum service, six th 2nd printing, volume 1, chapitre 5 pour le calcul de flash à plusieurs valeurs de températures T_s et à $P_2 = 65.4 \text{ kg/cm}^2$, lescompositions liquides et vapeurs trouvée sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau 02 : Composition du mélange liquide-vapeur à la sortie de Turbo-Expander

Composition	%mol gaz D102	T=30°C %mol Liquide-Vapeur	T=35°C %mol Liquide-Vapeur	T=40°C %mol Liquide-Vapeur	T=45°C %mol Liquide-Vapeur
N ₂	4.70	0.98	4.98	1.07	5.05
CO ₂	0.17	0.19	0.17	0.20	0.17
CH ₄	82.77	46.93	85.41	49.67	85.37
C ₂ H ₆	7.72	17.43	7.01	17.86	6.77
C ₃ H ₈	2.51	13.04	1.75	12.49	1.57
iC ₄ H ₁₀	0.47	0.25	0.23	3.38	0.20
nC ₄ H ₁₀	0.8	0.49	0.33	6.44	0.27
iC ₅ H ₁₂	0.22	2.54	0.05	2.13	0.04
nC ₅ H ₁₂	0.26	3.16	0.05	2.62	0.01
C ₆ H ₁₄	0.23	3.15	0.02	2.54	1.01
C ₇₊	0.14	2.01	0.004	1.60	0.003
Liq-Vap(%)	-	6.77	93.23	8.57	91.43
Mw	19.52	34.07	19.52	32.16	18.34

III.3.2. Calcul des entropies et enthalpies à l'entrée de Turbo-Expander :

III.3.2.1. Exemple de calcul de l'entropie à l'entrée de Turbo-Expande :

Les données dans le tableau ci-dessous représentent les données nécessaires pour le calcul de l'entropie de mélange S₁ entrée Turbo-Expander (déterminées à partir des abaques).

Tableau 03 : Données nécessaires pour le calcul de l'entropie du mélange S₁

Composition	Mw	Xi% molaire	Entropie S° à -15°C Btu/lb. °R Btu/lbmmol. °R	Temp critique (°R)	Pression critique Pc(psia)	Facteur acentrique w	
N ₂	28.00	4.71	1.60	44.8	493.0	227.27	0.04
CO ₂	44.01	0.17	1.12	49.3	1071.0	547.6	0.225
CH ₄	16.04	82.77	3.04	48.7	667.8	343.1	0.104
C ₂ H ₆	30.07	7.72	1.94	58.3	707.8	549.8	0.986
C ₃ H ₈	44.09	2.51	1.4	67.9	616.3	663.7	0.1524
iC ₄ H ₁₀	58.12	0.47	1.28	74.5	529.1	734.7	0.1848
nC ₄ H ₁₀	58.12	0.8	1.24	72.0	550.1	765.3	0.201
iC ₅ H ₁₂	72.15	0.22	1.2	86.6	490.4	828.8	0.2223
nC ₅ H ₁₂	72.15	0.26	1.18	85.1	488.6	845.4	0.2539
C ₆ H ₁₄	86.17	0.19	4.68	403.27	507.4	3012.31	0.299
C ₇₊	100.2	0.14	1.13	113.2	396.8	972.5	0.3498

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

$$S_{1\text{mél}}(P_1, T_1) = S^{\circ}_{\text{mél}} - (S^{\circ} - S)_{\text{mél}} \dots \dots \dots (\text{éq.I.7})$$

L'équation suivante permet de calculer

$$S^{\circ}_{\text{mél}} = \sum X_i S^{\circ}_i - R \sum X_i \ln X_i \dots \dots \dots (\text{éq.I.8})$$

Où R est la constant des gaz (R=1.9859 Btu/ Ib mol °R).

S[°]_i: entropie de chaque constituant, déterminé graphiquement à partir des diagrammes des entropies (Annexe 1) et X_i: composition molaire de chaque constituant.

L'équation de Pitzer est donnée comme suit:

$$S^{\circ} - S_{\text{mél}} = R [(S^{\circ} - S/R)^{\circ} + W (S^{\circ} - S/R)_1 + \ln P] W_{m \text{ é } 1} = \sum X_i W_i$$

Où W_i: facteur acentrique ou d'expansion de chaque constituant, il est déterminé à partir du tableau ci-dessus,

Les quantités (S[°] - S/R)[°], et (S[°] - S/R)₁

sont déterminées graphiquement à partir des

diagrammes des entropies en fonction des pressions réduites et températures réduites

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

$$T_r = T/T_p$$

Avec T: température de service en °R, T_{pc}: température pseudo critique en °R et T_r: température réduite.

La valeur de T_{pc} est calculée par la formule suivante :

$$T_{pc} = \sum X_i T_{ci}$$

Avec T_{ci}: température critique de chaque constituant donnée dans le tableau ci-dessus, X_i: composition molaire de chaque constituant du mélange

De même façon pour déterminer P_r:

$$P_r = P/P_{pc} \dots \dots \dots (\text{éq.I.9})$$

Avec: P: pression de service en psia, P_{pc}: pression pseudo critique en psia et P_r: pression réduite.

La valeur de P_{pc} est calculée d'après la formule suivante :

$$P_{pc} = \sum X_i P_{ci}$$

Avec: P_{ci}: la pression critique de chaque constituant en psia, donnée dans le tableau ci-dessus.

Pour l'équation (27), il faut d'abord calculer les valeurs: $\sum X_i S^{\circ}_i$ et $\sum X_i \ln X_i$ après calcul en trouve: $\sum X_i S^{\circ}_i = 52,43$ et $\sum X_i \ln X_i = -0,678$

De (27) on trouve que $S^{\circ}_{\text{mél}} = 52,43 - (-0,678) \times 1,9858 = 53,77$ Btu/Ib.mol.°R

Pour déterminer la valeur donnée par l'équation (26) il faut calculer $T_{pc} = \sum X_i T_{ci}$ et $P_{pc} = \sum X_i P_{ci}$

Ce qui donne: $T_{pc} = 214,76$ K et $P_{pc} = 4647,01$ psia

Connaissant les valeurs de :

$P_1=101 \text{ kg/cm}^2 = 97,8 \text{ atm} = 1452 \text{ psia}$, $T_1=-15^\circ\text{C}= 464,97 \text{ }^\circ\text{R}$ et $M_w = 19,52 \text{ lb/lb mole}$;

On peut déterminer : $T_r= 464,97 / 371,78 = 1,25$ et $P_r= 1452 / 658,7 = 2,2$

Ayant $T_r=1,25$ et $P_r= 2,2$ on peut déterminer les valeurs $(S^\circ - S/R)_0$ et $(S^\circ - S/R)_1$ à partir des abaques et on trouve: $(S^\circ - S/R)_0 = 1,1$ et $(S_0 - S/R)_1 = 0,44$

Le calcul du facteur acentrique $W_{mél}$

donne:

$$W_{mél} = \sum X_i W_i = 0,017$$

$$D'ou: (S^\circ - S)_{mél} = 1,9858 [1,1 + 0,17 \times 0,44 + \ln 97,8] = 11,41 \text{ Btu/lb.mol. } ^\circ\text{R}$$

En fin de l'équation

$$S_{1 \text{ mél}}(P_1, T_1) = S^\circ_{mél} - (S^\circ - S)_{mél} = 53,77 - (11,41) = 42,36 \text{ Btu/lb mole } ^\circ\text{R}$$

$$S_{1 \text{ mél}}(P_1, T_1) = 2,89 \text{ kcal/kg K.}$$

III.3.2.2.Exemple de calcul de l'enthalpie a l'entrée du Turbo-Expander

Les données dans le tableau suivant représentent les données nécessaires pour le calcul de l'enthalpie du mélange à entrée Turbo-Expander[10]

Tableau 04: données nécessaires pour le calcul de l'enthalpie du mélange

Composition	Mw	Xi% molaire	Entropie S° à -15°C Btu/lb. $^\circ\text{R}$ Btu/lbmmol. $^\circ\text{R}$		Temp critique ($^\circ\text{R}$)	Pression critique P_c (psia)	Facteur acentrique w
N ₂	28	4.71	116	3428	493.0	227.27	0.0400
CO ₂	44.01	0.17	76	3345	1071.0	547.60	0.2250
CH ₄	16.04	82.77	229	3673	667.8	343.10	0.1040
C ₂ H ₆	30.07	7.72	142	4270	707.8	549.80	0.98600
C ₃ H ₈	44.09	2.51	118	5202	616.3	663.70	0.1524
iC ₄ H ₁₀	58.12	0.47	106	6161	529.1	734.70	0.1848
nC ₄ H ₁₀	58.12	0.80	118	6858	550.1	765.30	0.2010
iC ₅ H ₁₂	72.15	0.22	106	7648	490.4	828.80	0.2223
nC ₅ H ₁₂	72.15	0.26	105	7576	488.6	845.40	0.2539
C ₆ H ₁₄	86.17	0.23	104	8962	436.9	913.40	0.3007
C ₇₊	100.2	0.14	103	10321	396.8	972.50	0.3498

L'enthalpie du mélange à (P_1, T_1) est donnée par la relation suivante :

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

L'équation de Pitzer est donnée pour calculer :

$$(H^\circ - H)_{mél} = R T_c [(H^\circ - H / RT_c)_0 + W_i (H^\circ - H / RT_c)_1]$$

Les quantités $(H^\circ - H/RT_c)_0$ et $(H^\circ - H/RT_c)_1$ sont déterminées graphiquement à partir des Diagrammes des entropies en fonction des pressions réduites et des températures réduites

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

$$T_r = T/T_{pc} \text{ et } T_{pc} = \sum X_i T_{ci}$$

De même pour déterminer :

$$P_r = P/P_c \text{ et } P_c = \sum X_i P_{ci}$$

$$\sum X_i H_{oi} = 3814 \text{ Btu/lb.mol, d'où } H_{mél}^{\circ} = 3814 \text{ Btu/lb.mol}$$

Pour déterminer la valeur donnée par l'équation (22) il faut calculer :

$$T_c = \sum X_i T_{ci} \text{ et } P_c = \sum X_i P_{ci}$$

Le calcul donne :

$$T_c = 371,78 \text{ }^{\circ}\text{R et } P_c = 658,7 \text{ psia}$$

Connaissant les valeurs de :

$$P_1 = 101 \text{ Kg/cm}^2 = 97,8 \text{ atm} = 1452 \text{ psia};$$

$$T_1 = -12 \text{ }^{\circ}\text{C} = 464,97 \text{ }^{\circ}\text{R};$$

$$M_w = 19,52 \text{ lb/lb mole};$$

On peut déterminer :

$$T_r = 464,97/371,78 = 1,25 \text{ et } P_r = 1452 / 658,7 = 2,2$$

Donc pour :

$T_r = 1,25$ et $P_r = 2,2$ on peut déterminer les quantités : $(H^{\circ} - H/R T_c)_0$ et $(H^{\circ} - H/RT_c)_1$ à partir

Des abaques (annexes 6 et 7) et on trouve :

$$(H^{\circ} - H/R T_c)_0 = 2 \text{ et } (H^{\circ} - H/RT_c)_1 = 0,34$$

Le calcul du facteur acentrique $W_{mél}$ donne :

$$W_{mél} = \sum X_i W_i = 0,017$$

$$\text{D'où } (H^{\circ} - H)_{mél} = 1,9858 \times 371,78 \times [2 + 0,017 \times 0,34] = 1519 \text{ Btu/lb.mol}$$

$$\text{Enfin : } H_{1mél}(P_1, T_1) = H_{mél}^{\circ} - (H^{\circ} - H) = 3814 - 1519 = 2295 \text{ Btu/lb. Mole}$$

$$H_{1mél}(P_1, T_1) = 117,6 \text{ Btu/lb} \times M_w H_{1mél}(P_1, T_1) = 65,54 \text{ Kcal/kg}$$

III.1.4 Calcul des entropies et enthalpies à la sortie de Turbo- Expander

De la même façon citée en haut, les entropies S_2 et les enthalpies H_2 sont calculées à différentes températures T_s et $P_2 = 65,4 \text{ kg/cm}^2$. [10].[11]

Les résultats trouvés sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau.05 : Résultats de Calcul des entropies et enthalpies à la sortie et

à l'entrée du Turbo-Expander

	Température °C	Pression kg/cm ²	H° en kcal/kg	S° en kcal/kg °K	ΔH= H ₁ -H ₂
Entrée Turbo-Expander	-15	101	65.54	2.89	-
Sortie Turbo-Expander	-30	65.4	66.1	2.94	-0.57
	-35	65.4	61.01	2.90	4.53
	-40	65.4	5.55	2.86	9.99
	-45	6.4	49.61	2.82	15.93

III.4. Vanne Joule Thompson en service

Le gaz sortant du ballon D102 est détendu d'une manière isenthalpique à travers la vanne Joule Thompson, d'une pression $P_1 = 101 \text{ kg/cm}^2$ et une température $T_1 = -10 \text{ °C}$ à une pression de sortie $P_2 = 72 \text{ kg/cm}^2$ et d'une température $T_2 = T_s$. Pour déterminer la température à la sortie de la vanne Joule Thompson (T_s).

1. On suppose différentes valeurs de température à la sortie 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, [10]
2. On utilise les équations d'états de LEE and KESSLER (améliorées par PITZER) pour calculer les variations des enthalpies $\Delta H = H_i - H_s$ des mélange vapeur et liquide à chaque Température T_s supposée,
3. On trace les courbes $\Delta H = f(T_s)$ et on détermine la température à la sortie de la vanne Joule Thompson T_s graphiquement.

III.4.1. Calcul du flash à la sortie de la vanne Joule Thompson

Vu le nombre important d'itérations pour calculer un seul flash et vu le nombre de flash à calculer, on a utilisé le logiciel Cambell peroleum service, six th 2nd printing-volume 1 chapitre 5. Pour le calcul du flash à plusieurs valeurs de températures T_s et à $P_2 = 72 \text{ kg/cm}^2$ les sorties de la vanne Joule Thompson. [11]

Composition	%mol gaz D102	T= -15°C %mol Liquide-Vapeur	T= -20°C %mol Liquide-Vapeur	T= -25°C %mol Liquide-Vapeur	T= -25°C %mol Liquide-Vapeur2
N ₂	4.71	0.93	4.84	1.00	4.88
CO ₂	0.17	0.17	0.17	0.18	0.17
CH ₄	82.77	42.27	84.18	44.71	84.51
C ₂ H ₆	7.72	15.20	7.46	15.855	7.35
C ₃ H ₈	2.51	12.17	2.17	12.27	2.06
iC ₄ H ₁₀	0.47	3.95	0.35	3.82	0.32
NC ₄ H ₁₀	0.80	8.26	0.54	7.81	0.48
iC ₅ H ₁₂	0.22	3.42	0.11	3.05	0.09
nC ₅ H ₁₂	0.26	4.51	0.11	3.94	0.09
C ₆ H ₁₄	0.23	5.35	0.05	4.39	0.04
C ₇₊	0.14	3.75	0.01	2.97	0.01
Liq-Vap(%)	-	3.35	96.65	4.37	95.63
Mw	19.52	38.26	18.87	36.28	18.21

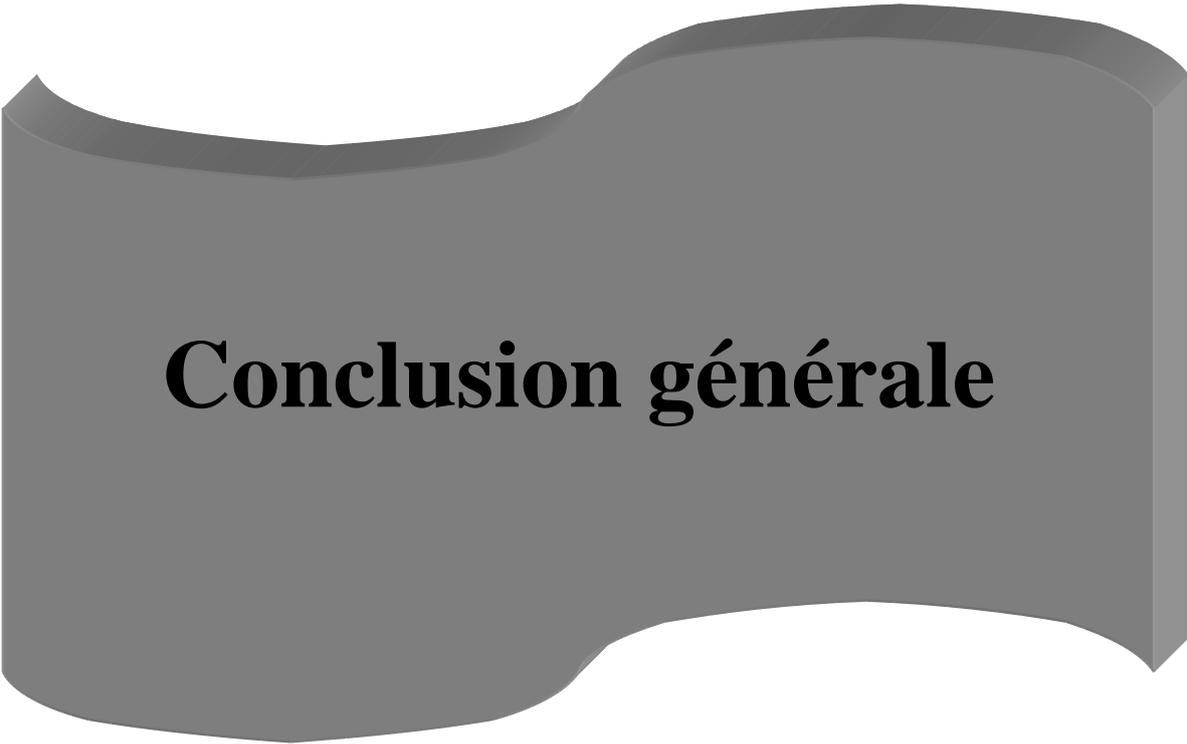
III.4.2. Calcul des enthalpies à la sortie de la vanne Joule Thomson

De la même façon que pour le Turbo-Expander, Les enthalpies H₂ sont calculées à différentes températures T_s et P₂ = 72 kg/cm².

Les résultats trouvés sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 07 : Résultats de Calcul des entropies et enthalpies à la sortie et à l'entrée de la vanne Joule Thomson

	Température °C	Pression kg/cm ²	H° en kcal/kg	ΔH= H ₁ -H ₂
Entrée Turbo-Expander	-10	101	70.58	-
Sortie Turbo-Expander	-15	72	77.2	-6.61
	-20	72	72.64	-2.06
	-25	72	67.87	2.71
	-30	72	62.82	7.76



Conclusion générale

Conclusion générale

Le gaz est l'une des principales sources de production d'énergie en Algérie en particulier, et dans tous les pays en général. C'était l'objet de notre recherche. Nous avons recherché quelques résultats auprès de certaines sources de l'Oued Noumer.

A la lumière des résultats de notre travail sur le traitement du gaz brut niveau de la zone industrielle Oued Noumer en générale et la section haute pression en particulier le Turbo-Expander, on peut affirmer que cette machine rotative à deux roues présente un grand avantage dans la récupération d'hydrocarbures liquides.

Relativement à la vanne Joule-Thomson, le fluide qui traverse une détente isenthalpique.

Par contre. Le fluide qui traverse le Turbo-Expander subit une détente pique atteint une très basse température (-47 C).

Résultat intéressant abouti à une meilleure récupération des liquides et particulièrement le GPL, et cela explique l'intérêt porté au Turbo - Expander dans Industrie, par contre à la vanne Joule Thomson et vue de son grand intérêt, les paramètre de fonctionnement du T.E ont été optimisé dans la température optimale est Top - -6,5 ° C et la pression optimale Pope - 97 bar.

La conclusion générale qui se dégage de cette étude est que le T.E est un organe vital dont il faut donner plus d'attention afin d'éviter les arrêts qui entraînent une perte en quantité appréciable de GPL et de condensat ; et pour cette raison on recommander de :

- Minimiser les arrêts du Turbo Expander sauf pour des raisons de maintenance ;
- Appliquer les nouveaux paramètres optimisés au fonctionnement de Turbo Expander :
- Pour améliorer la récupération du GPL et Condensat (P = 97 bar et Top = -6,5 ° C) :
- Faire un suivi rigoureux des paramètres de son fonctionnement.[11]

Références bibliographiques

- [1] – Daniel fargue ,M .(1996) ;<<Association technique de l'industrie du gaz en France>>école nationale supérieure des mine de paris.
- [2] – Matthier , T . (2002)<< cour de thermodynamique >>. ;.
- [3]- CTIP .(1996) ,<< Extraction du GPL des gaz associés >>.volume II Oued Noumer ;.
- [4]- Jean, P ;<< Thermodynamique chimique>>. Laboratoire de chimie nucléaire et industriel de l'école central de Paris.
- [5]- Dr .Bouhazila ,<<Liquéfaction des gaz>> . Université de Batna ; Algérie .
- [6]- Nouari, O et Laidi,Y.(2007)<< Optimisation des paramètre de fonctionnement de turbo-Expander pour meilleur récupération des hydrocarbures au niveau de ballon D103>> Mémoire fin d'étude. Université de Boumerdes ; Algérie ;.
- [7]- CTIP .(1996)<<Manuel opération de turbo-Expander>> volume I ; Oued Noumer ;.
- [8]-Propjet reflow Oued Noumer.(1994)<<Applied Compresser and Expander>>. Technique USA.
- [9]- bibfac.univ-tlemcen.dz/bibfs/opac_css/doc_num.php?explnum_id=1329 .
- [10]- <http://jam.bouguechal.free.fr> ,30/05/2021
- [11]- thème du étude comparative des déteints isentropique et isenthalpique(2009 /2010.), mémoire fine des étude, Université Ouargla ,Ouargla