

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdès
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbures

Option : Génie mécanique : Transport et distribution des
Hydrocarbures

Présenté par :

DJELLAT ZAHRA

CHAALA BOUCHRA

THEME

Etude technico-économique d'un système de transport de gaz par
canalisation et dimensionnement des principaux équipements des
stations de compression.

	Nom et Prénom	Grade
Examineurs	TIKOBAINI MOURAD	MAA
Examineurs	BOUHAFS SMAIL	MAA
Encadreur:	YOUNSI KARIM	MCB

Boumerdès: 2021

Remerciements

Nous remercions nos parents qui n'ont jamais cessé de nous soutenir et de nous encourager, ainsi que toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Nous tenons à présenter nos plus vifs remerciements à notre encadreur **Mr. Karim Younsi**, pour son aide précieuse et ses conseils constructifs, aussi pour sa patience durant la période de rédaction de notre mémoire.

Nous remercions également tous les enseignants du département TRANSPORT DES HYDROCARBURES particulièrement le chef de département **Mr. Rachid Bouzid**.

DIDCACES

Je dédie ce modeste travail :

- À mon père.
- À l'être le plus cher de ma vie, ma mère.
- À mon frère et mes sœurs.
- À mon bébé iyadoo.
- À toute ma famille qui a résisté à la souffrance d'être loin d'eux.
- À tous mes amis.
- A tous la promotion 2016.
- À tous ceux qui ont semés le bonheur sur mon chemin.
- À tous les enseignants du département transport et équipements des hydrocarbures, particulièrement mon encadreur : **Mr. Karim Younsi.**

CHAALA BOUCHRA

Dédicaces

Avec toute mon estime et mon amour, je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents qui n'ont pas cessé de m'encourager et de prier pour moi.

A mes anges : Raouf, Toufik et Ikhlàs.

A ma tante Zahia.

A mes très chers amis qui m'ont toujours poussé et motivé, aucun mot ne saurait exprimer ma reconnaissance pour votre soutien, amour et encouragements.

À tous mes enseignants de la faculté des hydrocarbures.

DJELLAT ZAHRA

Résumé

L'objectif de ce projet d'étude, est de réaliser une étude de cas considérant toutes les étapes de dimensionnement d'un système de transport de gaz par canalisation permettant de transporter un débit annuel de 12,5 milliards Sm³/an sur une distance de 511 Km. Pour cette étude 3 variantes correspondant à trois diamètres différents 40, 42 et 48 pouces seront envisagés. Chaque variante fera l'objet d'un calcul thermo-hydraulique réalisé sous Excel permettant de déterminer les profils de pressions et de températures utiles pour la détermination du nombre de stations de compression ainsi que la localisation de leur position. Le choix de la variante optimale se fera sur la base d'une étude économique usant du critère de Cout revient économique unitaire. Tout en procédant au choix et au dimensionnement des principaux équipements des stations de compression, compresseurs centrifuges, turbines, filtres à cyclone et aéroréfrigérants, en utilisant l'Excel pour effectuer un calcul thermo hydraulique, et calcul du régime de fonctionnement des stations et le simulateur Hysys pour dimensionner l'aéroréfrigérant.

Abstract

The objective of this study project is to study a case, considering all the steps of dimensioning a gas transport system by pipeline allowing to transport an annual flow of 12,5 billion Sm³/year on a distance of 511 km. For this study 3 variants corresponding to three different diameters 40, 42 and 48 inches . a thermal-hydraulic calculation is done, using Excel to determine the pressure and temperature profiles for each variant to determining the number of compressor stations as well as the location of their position. The choice of the optimal variant will be made on the basis of an economic study using the criterion of economic unit cost. While proceeding to the choice and sizing of the main equipment of the compressor stations, centrifugal compressors, turbines, cyclone filters and air coolers, using Excel to perform a thermo-hydraulic calculation, and calculation of the operating regime of the stations and the Hysys simulator for sizing the air cooler.

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو إيجاد الحل الملائم لنقل كمية 12×10^9 م³/سنة من الغاز الطبيعي على مسافة 511 كيلومترا و من أجل تحقيق هذا الهدف قمنا بدراسة ثلاثة حالات مع تغيير قطر أنبوب نقل الغاز 40, 42, و 48 بوصة في كل مرة نقوم باجراء حساب حراري هيدروليكي من أجل معرفة توزع الحرارة و الضغط على طول الأنبوب و تحديد عدد محطات ضغط الغاز و موقعها باستخدام برنامج EXCEL اختيار الحل المثالي لهذه الحالة يكون باختيار الأقل تكلفة اقتصادية و ذلك بمقارنة CREU الخاص بكل احتمال.

بعد ذلك نقوم بتصميم باقي معدات محطة الضغط من ضاغط و عنفة و مصفيات الغاز و ايضا مكيفات التبريد و ذلك باستخدام برنامج HYSYS.

Sommaire

Introduction générale

Chapitre 01 : généralités sur les gazoducs

I.1.	Le transport du gaz :	2
I.1.1.	Définition d'une canalisation :	3
I.1.2.	Caractéristiques d'une canalisation :	3
I.1.3.	Définition d'un gazoduc :	4
I.1.4.	Les types de gazoducs :	5
I.1.5.	Les stations de compression « SC »:	6
I.1.6.	Les terminaux de départ et d'arriver :	7
I.1.6.1.	Terminal de départ « TD » :	7
I.1.6.2.	Terminal arrivée « TA » :	7
I.1.7.	postes de livraison :	7
I.1.8.	Postes de purges « PP » :	7
I.1.9.	Postes de coupures « PC » :	7
I.1.10.	Postes de sectionnement « PS » :	7
I.1.11.	Postes de prélèvement :	8
I.1.12	Postes de protection cathodiques :	8

Chapitre02 : Propriétés physico-chimiques du gaz

II.1.	Introduction :	9
II.2.	Caractéristique physico-chimique du gaz :	9
II.2.1.	La fraction molaire du gaz Y_i :	9
II.2.2.	La masse molaire moyenne du gaz M_m :	10
II.2.3.	La masse volumique du gaz ρ :	10
II.2.4.	La densité relative du gaz Δ :	10
II.2.5.	Le pouvoir calorifique du gaz :	11
II.2.5.2.	Le pouvoir calorifique inférieur PCI:	11
II.2.6.	La viscosité du gaz :	11

II.2.6.2. La viscosité dynamique μ :	11
II.2.6.2. La viscosité cinématique ν :	12
II.2.7. Le facteur de compressibilité Z :	12
II.2.7.2. Méthodes graphique :	13
II.2.7.2. Détermination du facteur de compressibilité par la corrélation de S.Robestson :	14
II.2.8. La constante du gaz réel R_g :	14

Chapitre 03 : dimensionnement d'un système de transport de gaz

III.1. Dimensionnement d'un système de transport de gaz:	15
III.2. Procédure du calcul thermo-hydraulique :	15
III.3. Le calcul hydraulique d'un gazoduc :	15
III.3.1. Formules principales de calcul :	15
III.3.1.1 Principe de conservation de la masse :	15
III.3.1.2 Principe de conservation des quantités de mouvement :	16
III.3.1.3 L'équation de continuité :	16
III.3.1.4 Équation d'état d'un gaz réel :	16
III.3.2. Ecoulement stationnaire dans les gazoducs :	17
III.3.2.1 Gazoduc horizontal :	17
III.3.2.2 Formule de calcul pour un gazoduc incliné (En tenant compte du profil) :	18
III.3.3. Calcul hydraulique du gazoduc :	18
III.3.3.1 La pression finale au bout du tronçon :	18
III.3.3.2 La répartition de la pression le long de la conduite :	19
III.3.3.3 La pression moyenne :	19
III.3.4. Calcul du régime d'écoulement :	19
III.3.4.1 nombre de Reynolds :	19
III.3.4.2 Coefficient de frottement hydrodynamique λ :	20
III.4. Le calcul thermique :	21
III.4.1 Coefficient de Joule Thomson :	21
III.4.2 La température du sol réduite :	21
III.4.3 La température finale :	21

III.4.4	La répartition de la température le long du gazoduc :.....	21
III.4.5	la chaleur spécifique :.....	22
III.4.6	La viscosité dynamique	22
III.4.7	Le facteur de compressibilité :	22
III.4.8	Organigramme de calcul :	22
III.5	Choix du type et du nombre de compresseurs centrifuges et calcul du Régime de fonctionnement d'une station de compression :.....	24
III.5.1	Pression d'aspiration du compresseur :.....	24
III.5.2	Pression de refoulement du compresseur :.....	24
III.5.3	Débit volumique total à comprimer :.....	25
III.1.	Taux de compression :	25
III.5.5.	Température de refoulement :	25
III.5.6.	Hauteur adiabatique de refoulement totale :	25
III.5.7.	La puissance totale de compression :.....	26
III.5.8.	La puissance exigée par la turbine :.....	26
III.5.9.	Le débit du gaz combustible à consommer :.....	26

Chapitre04 : Étude économique

IV.1.	Introduction :.....	27
IV.2	Principales étapes de l'étude économique d'un gazoduc :	27
IV.3	Calcul les coûts de la configuration technique suggéré :.....	27
IV.3.1	Echéancier des investissements :.....	27
IV.3.2.	Amortissement :	28
IV.3.3.	L'actualisation :	28
IV.4.	Etapes de l'étude économiques :	29
IV.4.1	Coût des investissements (CAPEX) :	29
IV.4.1.1	Les dépenses directes :.....	29
IV.4.1.1.1.	Coût de la ligne :.....	29
IV.4.1.1.2.	Coût de la protection cathodique :.....	30
IV.4.1.1.3.	Coût des vannes et accessoires :	30

IV.4.1.1.4. Coût des terminaux :	30
IV.4.1.2. Les dépenses indirectes :	30
IV.4.1.3. Imprévus :	30
IV.4.2. Coût d'exploitation (OPEX) :	30
IV.5. Choix de la configuration technique optimale :	31
IV.5.1. Valeur actuelle nette (VAN) :	31
IV.5.2. Le taux interne de rentabilité (TIR) :	31
IV.5.3. Délai de récupération :	31
IV.5.4. Le coût de revient unitaire ou coût moyen actualisé {CREU} :	32
IV.6 Méthode de calcul :	33
IV.6.1 Calculer le cout d'investissement CAPEX :	33
IV.6.2. Calculer les charges d'exploitation OPEX :	33
IV.6.3. Calcul des investissements:	34
IV.6.4. Calcul des Amortissements :	34

Chapitre05: Dimensionnement des filtres multi-cyclones

V. Les cyclones :	35
V.1. Les types de séparation dans l'industrie :	35
V.2. Différents types de cyclone :	36
V.2.1. Les cyclones à entrée latérale :	36
V.2.2. Les cyclones à entrée axial :	36
V.2.3. Cyclone à batterie (multi-cyclones):	36
V.3. Principe de fonctionnement du cyclone :	37
V.4. Avantages et inconvénients des cyclones :	38
V.4.1. Avantage des cyclones :	38
V.5.2. Inconvénients des cyclones :	38
V.6. Caractéristique des cyclones :	38
V.6.1. L'efficacité de la séparation en fonction de la vitesse du gaz :	38
V.6.2. L'efficacité de la séparation en fonction du diamètre de particule :	38
V.6.3. L'efficacité de la séparation en fonction des dimensions du cyclone :	38

V.7. filtre à multi-cyclones :	39
V.7.1. Principe de fonctionnement de multi-cyclones :	39
V.7.2. L'efficacité de multi-cyclone :	40
V.7.3. Dimensionnement de multi-cyclone :	41
V.7.4. Caractéristiques de multi-cyclone :	41
V.8. Modèle de calcul pour le dimensionnement d'un multi-cyclone :	43
V.8.1. Caractéristiques générales du gaz :	43
V.8.2. Paramètres entrée/sortie du cyclone :	43
V.8.3. Paramètres du cyclone :	44

Chapitre06: Dimensionnement des aéroréfrigérants

VI. Définition d'un aéroréfrigérant :	46
VI.1. Les différents types d'aéroréfrigérants :	46
VI.1.1. Position du faisceau et du ventilateur :	46
VI.2. Les éléments constitutifs des aéroréfrigérants :	49
VI.3.1. Faisceaux tubulaires :	49
VI.3.6. Tubes à ailettes :	49
VI.3.2.1. caractéristiques des ailettes :	50
VI.3.2.2. Les types des ailettes :	50
VI.4. Boîtes de distribution ou collecteurs :	53
VI.5. Les ventilateurs :	54
VI.5.1. L'entrainement des ventilateurs :	55
VI.6. Système de distribution de l'air :	55
VI.7. Dimensionnement des aéroréfrigérants :	55

Chapitre07 :  tude de cas

VII. Introduction :	60
VII.1. Les données de départ :	60
La composition du gaz naturel :	61
VII.2 Résultats du calcul thermo-hydraulique pour les 3 variantes :	61
VII.3. Choix de la configuration optimale :	68
VII.3.1. Données et résultats économiques :	68

VII.4. Choix et dimensionnement des équipements d'une station de compression :	73
VII.4.1. Choix du compresseur et de la turbine:	73
VII.5. Dimensionnement des filtres à cyclones :	78
VII.6. Dimensionnement des aéroréfrigérants :.....	81
VII.6.1. Dimensionnement de l'aéro devant être installé à la SC2:	84

Conclusion

Listes de figures :

Figure 1.1 : carte du réseau de transport du gaz.....	2
Figure 1.2:chaîne de transport par gazoduc	6
Figure 2.1 :facteur de compressibilité Z.....	14
Figure 5.1:principe de fonctionnement de cyclone	37
Figure 5.2:l'efficacité de la séparation en fonction du diamètre de particule et des dimensions d'un cyclone	39
Figure 5.3: filtres à multi-cyclone	40
Figure 5.4: efficacité de séparation des particules solides.....	41
Figure 5.5:efficacité de séparation des gouttelettes liquides	41
Figure 5.6:Dimensions principales d'un multi-cyclone	42
Figure 6.1: tirage induit	47
Figure 6.2:tirage forcé	48
Figure 6.3: position du faisceau	48
Figure 6.4: photo d'un faisceau tubulaire.....	49
Figure 6.5: tubes à ailettes	49
Figure 6.6: ailette de type " L"	51
Figure 6.7:aillette type double L	51
Figure 6.8:aillette type L avec moletage.....	51
Figure 6.9:aillette extrudée sur tube bimétallique	52
Figure 6.10: ailette encastré dans un tube.....	52
Figure 6.11: manifold à bouchon	53
Figure 6.12: manifold cylindrique.....	53
Figure 6.13:collecteur à bonnet soudé.....	54
Figure 6.14:ventilateur à 4pales	54
Figure 6.15:chambre de distribution d'air .A.air forcé, B.air induit	55
Figure 6.16: étape 1 de simulation choix de l'équipement	56
Figure 6.17: étape 2 de simulation par hysys	56
Figure 6.18: étape 3 de simulation par hysys.....	57
Figure 6.19: étape 4 de simulation introduction des données	57
Figure 6.20: étape 5 de simulation par hysys	58
Figure 6.21: étape 6 de simulation par hysys	58
Figure 6.22: étape 7 de simulation par hysys.....	59
Figure 6.23: étape 8 de simulation par hysys.....	59
Figure 6.24 : la dernière étape.....	59
Figure 7.1 : le profil en long.....	61
Figure 7.2: profil de pression pour le gazoduc de 40 pouce	63
Figure 7.3: profil de température pour un gazoduc de 40 pouces	63
Figure 7.4: profil de pression pour un gazoduc de 42 pouces	65
Figure 7.5: profil de température pour un gazoduc de 42 pouces	65
Figure 7.6: profil de pression pour un gazoduc de 48 pouces	67
Figure 7.7: profil de température pour un gazoduc de 48 pouces	67
Figure 7.8: position des stations de compression.....	73

Figure 7.9: courbe caractéristique du compresseur	75
Figure 7.10: courbe de correction de puissance	76
Figure 7.11: courbe de correction d'altitude	76
Figure 7.12: courbe de caractéristique de la turbine	77
Figure 7.13: profil de température avec le système de refroidissement	83
Figure 7.14: résultat de simulation par hysys	85
Figure 7.15: résultats de simulation par Hysys	85
Figure 7.16: résultat de simulation par hysys	86
Figure 7.17: schéma de l'aéro de la SC2 fourni par le simulateur hysys	86

Listes de tableaux :

Tableau 2.1:les coefficients de sécurités	4
Tableau 2.2: la limite d'élasticité et de rupture	4
Tableau 5.1: épaisseur du cyclone.....	43
Tableau 5.2: nombre de multi-cyclone	44
Tableau 7.1: données de calcul pour le calcul hydraulique	60
Tableau 7.2: composition chimique du gaz	61
Tableau 7.2:dimensions du gazoduc de 1 ere configuration.....	63
Tableau 7.3: résultats de calcul hydraulique pour un diamètre de 40"	65
Tableau 7.4: dimensions du gazoduc de 2ème configuration	67
Tableau 7.5: résultats de calcul hydraulique pour un diamètre de 42"	64
Tableau 7.6: dimensions du gazoduc de 3 ème configuration	65
Tableau 7.7: résultats de calcul hydraulique pour un diamètre de 48"	66
Tableau 7.8: les années d'amortissement	68
Tableau 7.9: les dures d'amortissement le plus utilisées	68
Tableau 7.10: les couts d'investissement.....	68
Tableau 7.11: cout d'exploitation	69
Tableau 7.12: résultats de Capex total pour 1 ère configuration.....	69
Tableau 7.13: résultats d'Opex total pour 1 ère configuration	69
Tableau 7.14: Capex, Opex et le Creu total de1 ère configuration	69
Tableau 7.15: résultats Capex total de 2 ème configuration.....	70
Tableau 7.16: résultats d'Opex total de 2 ème configuration	70
Tableau 7.17: Capex, Opex et le Creu de 2 ème configuration	70
Tableau 7.18: résultats de Capex total de 3 ème configuration	71
Tableau 7.19: résultats d ' Opex total de 3 ème configuration.....	71
Tableau 7.20: Capex, Opex et le Creu total de 3eme configuration	71
Tableau 7.21: résultats de 3 configurations	72
Tableau 7.22: caractéristiques du gazoduc de 40"	72
Tableau 7.23: caractéristiques de fonctionnement des stations	73
Tableau 7.24: données de fonctionnement du compresseur	74
Tableau 7.25: résultats pour le fonctionnement du compresseur	74
Tableau 7.26: caractéristiques du compresseur.....	74
Tableau 7.27: puissance exigé par la turbine dans chaque station.....	75
Tableau 7.28: caractéristiques de la turbine choisit	75
Tableau 7.29: résultats graphiques des facteurs de correction de l'altitude et de température dans chaque station.....	77
Tableau 7.30 : le pourcentage des puissances dans chaque station.....	77
Tableau 7.31: rendement théorique à pression atmosphérique et réel dans chaque station	78
Tableau 7.32: résultats pour le fonctionnement de la turbine	78
Tableau 7.33: débit du gaz combustible de la turbine et de la station.....	78
Tableau 7.34: résultats de dimensionnement des filtres à multicyclones aux TD et SC1	79
Tableau 7.35: résultats de dimensionnement des filtres à multicyclones aux SC2,SC3 et SC4	80

Tableau 7.36: résultats du calcul hydraulique avec le système de refroidissement82

Liste des organigrammes :

L'organigramme du calcul thermo_hydraulique.....23

Introduction générale

Introduction générale :

Le gaz naturel est la source d'énergie fossile qui a connu la plus forte progression depuis les années 70. En effet, elle occupe la troisième position dans la consommation énergétique mondiale. En raison de ses avantages économiques et écologiques, le gaz naturel devient chaque jour plus attractif pour beaucoup de pays.

Le gaz naturel a été l'une des ressources majeurs d'énergie dans le passé et continue à l'être aujourd'hui, étant donné que le gaz naturel fournit 24,4% de la consommation énergétique mondiale. Selon la plupart des estimations, la consommation globale du gaz naturel doit doubler d'ici 2030. Les prévisions de la consommation nationale et des exportations du gaz naturel à moyen et long terme, permettent d'orienter la stratégie de développement concernant le réseau de transport par canalisation et de réaliser des infrastructures futures afin de satisfaire la croissance de la demande.

Pour répondre à l'augmentation de la demande du gaz naturel et pour transporter des quantités de plus en plus importantes sur des distances plus grandes, le système de transport de gaz naturel par canalisation reste le moyen le plus utilisé à travers le monde. Plusieurs centaines de milliers de kilomètres de canalisation de transport et de distribution ont été construites au cours des 30 dernières années à travers le monde. En effet la tendance semble même s'accélérer par les nombreux projets de gazoducs en cours de construction.

Les gazoducs sont des systèmes complexes étendus en longueur, destinés au transport du gaz naturel par canalisation. Ils ont comme mission d'acheminer des quantités énormes du gaz des zones de production vers les zones de consommation.

Pour assurer le déplacement du gaz naturel dans de bonnes conditions d'écoulement, on a besoin d'un certain nombre d'équipements, des compresseurs centrifuges pour vaincre les pertes de charge le long de la ligne, des dispositifs de filtration de gaz permettant l'épuration pour éviter les problèmes d'exploitation et l'endommagement des compresseurs et des aéroréfrigérants permettant de diminuer la température de refoulement de manière à éviter la détérioration du revêtement et de protéger par la même occasion la canalisation.

L'objet de notre travail consiste à réaliser une étude technico-économique permettant de trouver la configuration optimale d'un système de transport de gaz en terme de diamètre et de nombre de stations de compression basé sur le critère du coût de revient économique unitaire. Tout en procédant au choix et au dimensionnement des principaux équipements des stations de compression comme les compresseurs centrifuges, les turbines, les filtres à cyclone et les aéroréfrigérants.

Chapitre 01 :

généralités sur les

gazoducs

I.1. Le transport du gaz :

Le transport du gaz consiste à acheminer le gaz depuis la zone d'extraction jusqu'aux zones de consommation afin d'alimenter les réseaux de distribution à l'échelle nationale ou internationale.

En Algérie le transport du gaz naturel se fait le plus souvent par système de canalisations, ces dernières relie les gisements aux réseaux de distribution de manière efficace, généralement invisible et en toute sécurité, les canalisations de transport du gaz doivent parfois couvrir de longues distances et traverser plusieurs frontières afin de relier les pays producteurs aux pays consommateurs.

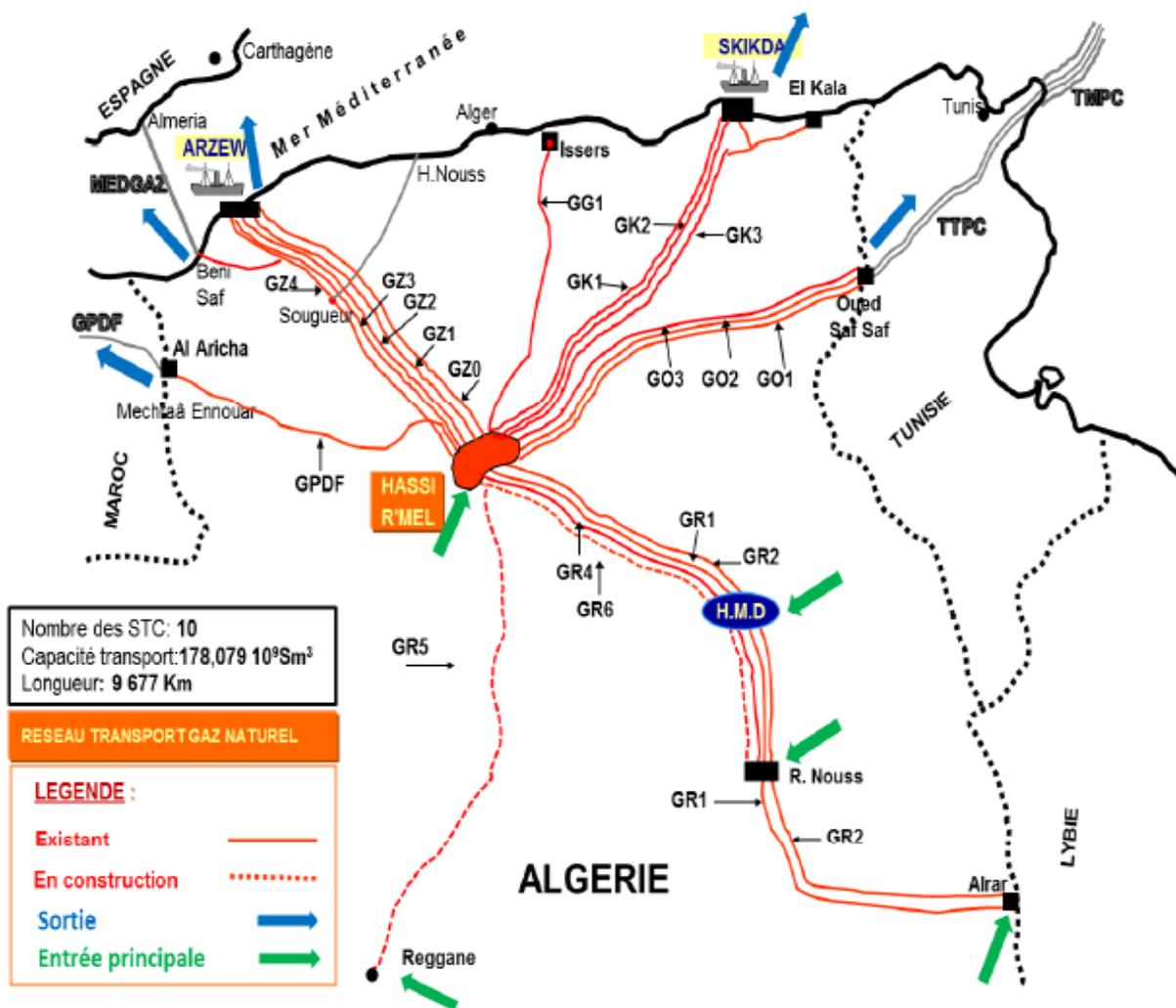


Figure 1.1 : carte du réseau de transport du gaz

I.1.1. Définition d'une canalisation :

Une canalisation ou un pipeline(en anglais) est une conduite destinée à l'acheminement de matières gazeuses, liquides, ou poly-phasiques, d'un endroit à un autre. Les pipelines sont le plus souvent construits à partir de tubes d'aciers soudés bout à bout, Revêtus extérieurement voire intérieurement et généralement enfouis dans le sol. Ces pipelines s'avèrent coûteux et parfois difficiles à mettre en œuvre selon les caractéristiques des terrains traversés.

I.1.2. Caractéristiques d'une canalisation :

Les canalisations se caractérisent essentiellement par leur diamètre et épaisseurs, ces deux paramètres étant étroitement liés au débit transporté et aux pressions de service exigées.

➤ Le diamètre :

$$D_{ext} = D_{int} + 2\delta \quad (2.1)$$

- D_{ext} : Diamètre extérieur ;
- δ : L'épaisseur.

Où le diamètre intérieur est donné par cette relation :

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi v}} \quad (2.2)$$

- Q : Le débit volumique [m³/s] ;
- v : La vitesse du gaz [m/s].

➤ L'épaisseur :

L'épaisseur minimale du tube est calculée par la formule de Barlow.

$$E_{cal} = \frac{PMS D_{ext}}{2 \sigma_{ad}} \quad (2.3)$$

- E_{cal} : Epaisseur calculée de la canalisation (mm) ;
- D_{ext} : Diamètre Extérieur de la canalisation (mm) ;
- PMS : Pression Maximale de Service ;
- σ_{ad} : Contrainte admissible de l'acier (bars).

On définit la contrainte admissible en tenant compte des coefficients de sécurité :

$$\sigma_{ad} = \min\{K_e \sigma_e, K_r \sigma_r\} \quad (2.4)$$

Où :

- σ_e : Limite élastique de l'acier ;
- σ_r : Limite de rupture de l'acier ;

- K_e et K_r : Coefficients de sécurité.

Zones	K_e	K_r
Zone Ia	0,60	0,36
Zone II	0,73	0,55
Zone III	0,80	0,60

Tableau 1.1: les coefficients de sécurités

Les nuances d'acier les plus couramment utilisées dans la construction des pipelines sont définies par la spécification API é (voir tableau 2).

Spécification	Grade	Limite d'élasticité kgf/cm ²	Résistance à la rupture kgf/cm ²
5L	A	2100	3400
5L	B	2500	4200
5LX	X42	2900	4200
5LX	X46	3200	4500
5LX	X52	3700	4700
5LX	X56	3900	5200
5LX	X60	4100	5500
5LX	X65	4600	5600
5LX	X70	4900	6000

Tableau 1.2: la limite d'élasticité et de rupture

La tolérance négative sur les épaisseurs commerciales est de :

- 0,1 mm pour $5\text{mm} < \delta < 15\text{mm}$;
- 1,5mm pour $\delta \geq 15\text{mm}$.

Le nom et le type d'une canalisation dépendent des caractéristiques physiques et des conditions d'acheminement du produit à déplacer.

- Pour le gaz naturel, on parle de **gazoduc**.

I.1.3. Définition d'un gazoduc :

Ils sont le moyen de transport du gaz naturel le plus utilisé sous haute pression entre le point source appelé terminal départ (gisement ou unité de traitement), vers un point de livraison appelé terminal arrivé (GNL, gazoduc sous marin ou une installation industrielle).

Un gazoduc comprend :

- Une canalisation constitué de tubes d'acier soudés pour former une ligne pouvant atteindre plus de 3000 Kilomètres de long. Le diamètre de ces tubes varie entre 20" à 56" (1"pouce"=2.54cm) ;
- Des stations de compression ;
- Les terminaux de départ et d'arriver ;
- Les points de livraison et de prélèvement ;
- Les postes de purge et de protection cathodique ;
- Les postes de sectionnement et de coupures.

Pour des raisons de sécurité et d'environnement, les gazoducs sont le plus souvent enterrés (de 1 à 1.5 mètre).

Cependant, dans les régions désertiques ou lorsque le sol est gelé (ex : pergélisol), le gazoduc est installé à même le sol. Les gazoducs sous-marins sont posés au fond de l'océan.

Chaque gazoduc à sa particularité c'est pour cela qu'il faut affecter à chaque conduite ses propres caractéristiques telles que :

- Les tronçons ;
- La longueur en kilomètres ;
- Le diamètre en pouce ;
- L'épaisseur da la paroi en mm ;
- le produit qu'il transporte ;
- Le nombre de stations de compression ;
- La provenance et la destination ;

I.1.4. Les types de gazoducs :

Il existe deux nappes de gazoducs :

- **Nappe sud :**

Constituée de l'ensemble des gazoducs sud transportant le gaz produit par les gisements vers le Centre national de dispatching gaz CNDG.

- **Nappe nord :**

Constituée de l'ensemble des gazoducs nord transportant le gaz du CNDG vers les principales installations gazières nationales au nord ainsi que les clients de Sonatrach (Espagne, Italie).

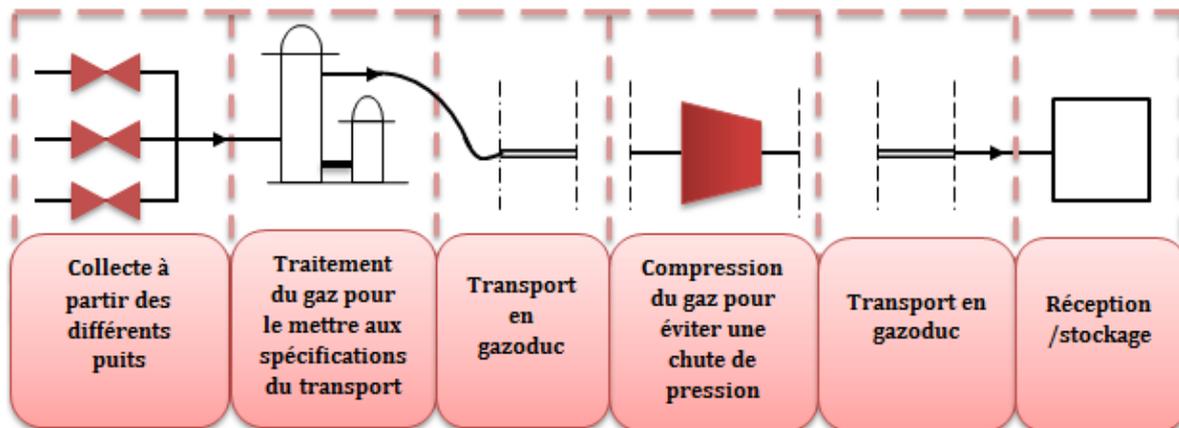


Figure 1.2: chaîne de transport par gazoduc

I.1.5. Les stations de compression « SC » :

Les stations de compression servent à compenser les pertes de pression dues au déplacement du gaz naturel. Elles sont situées sur des intervalles réguliers sur les gazoducs (tous les 120 à 150 km). En effet, en circulant dans les canalisations, le gaz naturel est ralenti par le frottement sur les parois, entraînant une baisse de pression.

Les stations de compression permettent de redonner de la pression au gaz naturel afin que celui-ci soit transporté sur de grandes distances et dispose d'une pression suffisante pour être livré aux points de cession (réseaux de distribution et industriels). Elles rassemblent plusieurs compresseurs qui aspirent le gaz à basse pression pour le rejeter à une pression importante.

Une station de compression est constituée principalement de :

- Plusieurs turbocompresseurs (un compresseur entraîné par une turbine à gaz) ;
- Des aéroréfrigérants ;
- Deux turbogénérateurs ;
- Un bâtiment de contrôle ;
- Un bâtiment de service et de logistique ;
- Une base de vie ;
- Un bac d'eau et une pompe d'incendie.

I.1.6. Les terminaux de départ et d'arriver :**I.1.6.1. Terminal de départ « TD » :**

Un terminal de départ est un point source, il est essentiellement constitué de :

- Une gare de lancement de racleur pour nettoyer périodiquement la conduite ;
- Un réseau de tuyauterie ;
- Un banc de filtration ;
- Un banc de régulation qui a pour but de régler la pression au départ du gazoduc,
- Un banc de comptage.

I.1.6.2. Terminal arrivée « TA » :

Un terminal arrivée est un point de livraison où se terminent un ou plusieurs gazoducs principaux, il est constitué principalement de :

- Une gare de réception de racleur de nettoyage ;
- Un réseau de tuyauterie ;

I.1.7. postes de livraison :

Un poste de livraison est une installation, située à l'extrémité aval du réseau de transport qui permet le filtrage, et la livraison du gaz naturel en fonction des besoins exprimés par le client, et compte la quantité du gaz naturel livré au client.

I.1.8. Postes de purges « PP » :

Permet à l'opérateur de vérifier d'éventuelles présences des liquides (gazoline, eau, huile.) et de les éliminer. Il est situé au niveau des points bas des conduites et aux entrées des postes de coupures.

I.1.9. Postes de coupures « PC » :

Ces postes sont utilisés pour entretenir (nettoyer) les canalisations, ou en cas de travaux sur le réseau lorsqu'il est nécessaire d'isoler une partie des canalisations, et chaque postes de coupure est projeté pour l'installation future d'une station de compression.

I.1.10. Postes de sectionnement « PS » :

Les lignes de gaz en raison des dangers engendrés par les accidents: éclatement, fissure...etc., survenant sur un tube, comportent en général des vannes de sectionnement plus rapprochées que les lignes de liquide. Ces vannes sont équipées de dispositifs de fermeture automatique en cas d'anomalie.

I.1.11. Postes de prélèvement :

Ces postes prélèvent le gaz sur le réseau haute pression, et le détendent à la pression de livraison. Les appareils qui détendent le gaz sont des régulateurs de pression.

I.1.12 Postes de protection cathodiques :

Les systèmes de protection cathodique sont conçus pour atténuer l'effet de la corrosion sur les parties enterrées du gazoduc.

Chapitre02 :

Propriétés physico- chimiques du gaz

II.1. Introduction :

Le gaz naturel est un combustible fossile, il s'agit d'un mélange d'hydrocarbures trouvé naturellement sous forme gazeux. Il est principalement composé de méthane (**90%**), un des hydrocarbures les plus simples d'un point de vue chimique, puisqu'il ne comporte qu'un atome de carbone par molécule. Le gaz naturel contient aussi d'autres composés chimiques, présents en proportions plus ou moins importantes suivant les gisements. Parmi ces composés, on peut trouver de l'éthane, propane, butane, de la vapeur d'eau, du gaz carbonique et du sulfure d'hydrogène (qu'il faut éliminer), et même de l'hélium et d'autres hydrocarbures.

Dans ce chapitre nous allons faire une description des propriétés physico-chimique du gaz naturel qui influent sur l'écoulement à travers le gazoduc. La connaissance de ces propriétés est primordiale dans le domaine du transport, dans le but de calculer la variation de pression et de température du gaz.

II.2. Caractéristique physico-chimique du gaz :

- La fraction molaire du gaz.
- La masse molaire moyenne du gaz M_m .
- La masse volumique du gaz ρ .
- La densité relative du gaz Δ .
- Le pouvoir calorifique supérieur PCS et inférieur PCI.
- La viscosité cinématique ν et dynamique μ .
- Le facteur de compressibilité Z .
- La constante du gaz réel R_g .

II.2.1. La fraction molaire du gaz Y_i :

C'est le nombre de mole du constituant i présent dans le mélange divisé par le nombre total de mole des différents composants du système.

$$Y_i = \frac{N_i}{N} = \frac{N_i}{\sum_{i=1}^n N_i} \quad (2.1)$$

Avec :

N_i : nombre de mole du composant i .

N : nombre total de moles des composants du mélange.

II.2.2. La masse molaire moyenne du gaz M_m :

C'est la somme des produits des masses molaires des éléments qui constituent le gaz par les fractions molaires de chaque constituant.

$$M_m = \sum_{i=1}^n Y_i M_i \quad (2.2)$$

Avec :

M_i : la masse molaire du composant i du gaz.

II.2.3. La masse volumique du gaz ρ :

La masse volumique du gaz est le rapport d'une certaine quantité du gaz au volume qu'elle occupe aux conditions de pression et de température données.

$$\rho = \frac{M_m}{V} \quad (2.3)$$

Avec :

- V : le volume molaire du gaz.

Aux conditions normales :

- Température : 0° c.
- Pression : 1 atm.
- $\rho = \frac{M_g}{22,4}$

Aux conditions standards

- Température : 15°c.
- Pression : 1 atm.
- $\rho = \frac{M_g}{23,7}$

II.2.4. La densité relative du gaz Δ :

C'est le rapport de la masse volumique du gaz sur la masse volumique d'air aux mêmes conditions de références.

$$\Delta = \frac{\rho_{\text{gaz}}}{\rho_{\text{air}}} = \frac{M_{\text{gaz}}}{M_{\text{air}}} \quad (2.4)$$

Avec :

La masse volumique de l'air aux conditions standards est de $1,206 \text{Kg}/\text{m}^3$;

La masse volumique de l'air aux conditions normales est de $1,3 \text{Kg}/\text{m}^3$.

II.2.5. Le pouvoir calorifique du gaz :

C'est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète unitaire de ce combustible (1Kg) à pression atmosphérique et à une température de 0°C.

II.2.5.1 Le pouvoir calorifique supérieur PCS :

L'eau formée lors de la combustion est supposée à l'état liquide.

$$(PCS)m = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i (PCS)_i}{Z} \quad (2.5)$$

Avec :

Z : facteur de compressibilité du gaz.

II.2.5.2. Le pouvoir calorifique inférieur PCI:

L'eau formée lors de la combustion est supposée à l'état vapeur.

$$(PCI)m = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i (PCI)_i}{Z} \quad (2.6)$$

II.2.6. La viscosité du gaz :

Elle Représente la résistance à l'écoulement. Elle intervient dans tous les phénomènes liés à l'écoulement des fluides. la viscosité d'un gaz varie avec la variation de pression et de la température.

On distingue deux types de viscosité :

II.2.6.2. La viscosité dynamique μ :

C'est la viscosité absolue, elle traduit l'interaction moléculaire au sien du fluide en mouvement. Elle est exprimée en poise [P] ou centipoise [cp] ou en : Pascal. Second [Pa.s]

A basse pression ; la viscosité d'un mélange peut être estimée a partir de la viscosité des corps purs par la relation de (Herming et Zippes 1936) :

$$\mu = \frac{\sum_{i=1}^n \mu_i Y_i M_i^{0,5}}{\sum_{i=1}^n Y_i M_i^{0,5}} \quad (2.7)$$

Avec :

Y_i : fraction molaire de constituant i présente dans le mélange.

M_i : la masse molaire de constituant i.

μ_i : la viscosité dynamique de constituant i.

La corrélation la plus simple à utilisés pour estimer la valeur de la viscosité est celle de (lee and al) :

$$\mu = K_1 10^{-4} \exp(x\rho^y) \quad (2.8)$$

Avec :

$$\rho = \frac{PMm}{ZRT} = 0,00149406 \frac{PMm}{ZT}$$

$$K1 = \frac{(9,4 + 2 * 10^{-2}Mm)T^{1,5}}{209 + 19Mm + T}$$

$$x = 3,5 + \frac{986}{T} + 0,01Mm$$

$$y = 2,4 - 0,2x$$

μ : (CP). ρ : (g /cm²). P : (p s i a) ; T : (°R) Mm : (g/mol)

La corrélation de (Sutherland) permet de déterminer la viscosité du gaz à température donnée et à pression atmosphérique.

$$\mu_i^T = \mu_0 \frac{T_0 + C_i}{T + C_i} \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \quad (2.9)$$

II.2.6.2. La viscosité cinématique ν :

C'est la limite relative ou en d'autre terme c'est la viscosité absolue divisé par la densité.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.10)$$

ν : (st) ou (cts) ou (m²/s).

II.2.7. Le facteur de compressibilité Z :

Il présente la déviation du comportement du gaz réel par rapport au gaz parfait. il est défini comme le rapport du volume de gaz réel au volume que le gaz occuperait si c'était un gaz parfait à des pressions et températures similaire.

$$Z = \frac{V(P,T)}{V_{GP}(P,T)} \quad (2.11)$$

Avec :

V (P, T) : volume occupé par un gaz réel.

V_{GP} (P, T) : volume occupé par un gaz parfait.

Si $Z=1$: le gaz est considéré parfait.

Si $Z<1$: le gaz est considéré réel.

Le facteur de compressibilité peut être calculé par les 3 méthodes suivantes :

II.2.7.2. Méthodes graphique :

Cette méthode consiste à estimer le facteur Z à partir des cordonnées réduites (pression réduit : P_r et la température réduite : T_r).pour les gaz riches en méthane en utilisant l'abaque (Standing et Katz ,1942).

$$P_{PC} = \sum_{i=1}^n Y_i P_{ci} \tag{2.12}$$

$$T_{pc} = \sum_{i=1}^n Y_i T_{ci} \tag{2.13}$$

$P_{CI}; T_{CI}$: pression et température critique de constituant i .

$$P_{PR} = P/P_{PC}$$

$$T_{PR} = T/T_{PC}$$

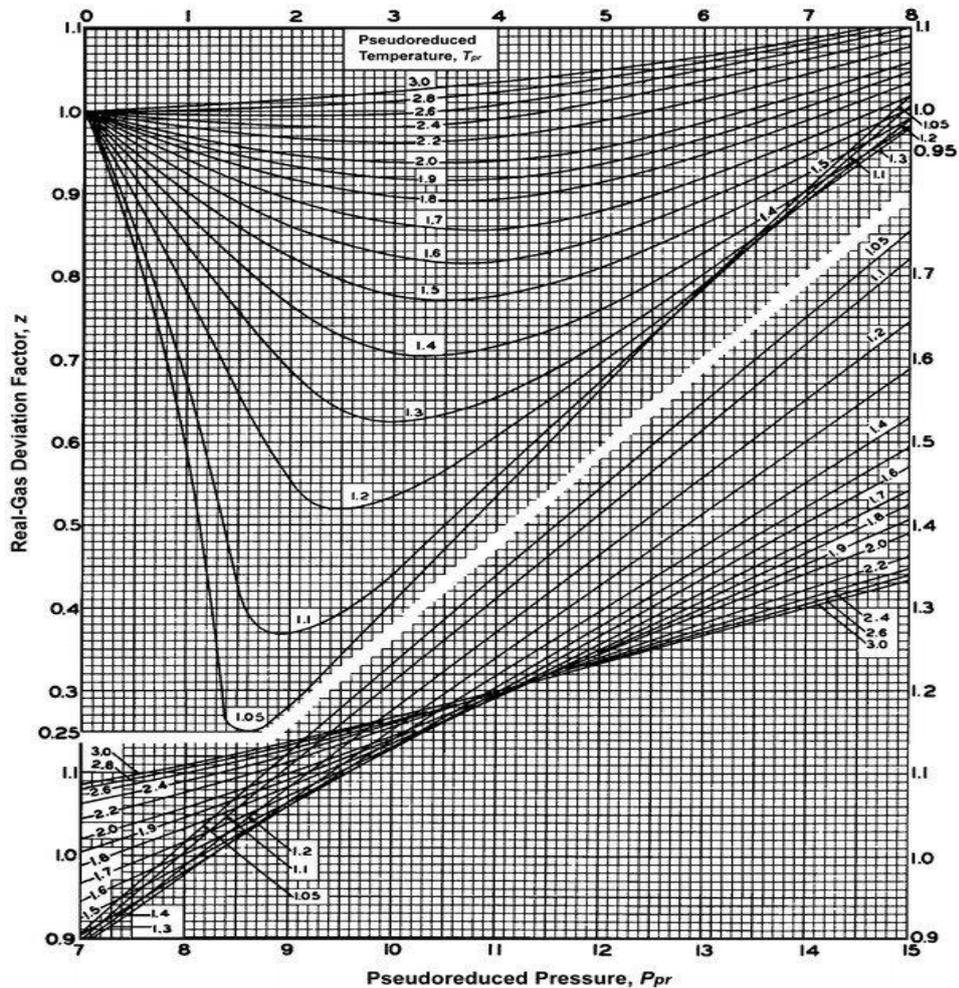


Figure 2.1:détermination du facteur de compressibilité

II.2.7.2. Détermination du facteur de compressibilité par la corrélation de S.Robestson :

$$Z=1+ a(x-b) (1-\exp(-c)) \quad (2.14)$$

Avec :

- $x = PPR/TPR^2$
- $a = 0,1219 TPR^{0,638}$
- $b = TPR - 7,76 + (14,75/TPR)$
- $C = 0,3x + 0,44x^2$

Cette corrélation donne des valeurs de Z qui présente une erreur moyenne de 0,7% par rapport aux abaques de Standing et Katz dans l'intervalle :

$$1,2 \leq Tpr \leq 2,8$$

$$0 \leq Ppr \leq 30$$

Pour calcule technologique des gazoducs ; la formule empirique suivante est la plus utilisée :

$$Z=1-0,4273 (P/P_{PR}) (T/T_{PR})^{-3,668} \quad (2.15)$$

II.2.8. La constante du gaz réel R_g :

Elle est déterminée empiriquement en tant que constante de proportionnalité de l'équation des gaz parfaits. Elle établit le lien entre les variables d'état (P, T, V, n) :

$$R_g = \frac{R}{M_m} \quad (2.16)$$

R_g : constante du gaz réel. (J/Kg. °K).

R : constante du gaz parfait 8314 J/Kmole. °K .

Chapitre 03 :

dimensionnement d'un système de transport de gaz



III.1. Dimensionnement d'un système de transport de gaz:

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes étapes de calcul permettant le dimensionnement d'un système de transport de gaz par l'analyse de différentes variantes permettant de définir le diamètre, le nombre et l'emplacement des stations de compression à installer, cet objectif ne peut être atteint que suite à un calcul thermo-hydraulique. [1]

III.2. Procédure du calcul thermo-hydraulique :

Ce calcul se base sur une méthode itérative, d'abord on prend des hypothèses sur certains paramètres tels que le facteur de compressibilité Z_m , la température moyenne T_m , la chaleur spécifique C_p , le coefficient de joule Thomson D_j , et la viscosité dynamique μ ; après on calcul les paramètres suivants [1] :

1. Le nombre de Reynolds et le coefficient de perte de charge pour calculer la pression finale du tronçon.
2. La température du sol réduite pour calculer la température finale.
3. La température et la pression moyenne.
4. Corriger ensuite les valeurs supposées : le facteur de compressibilité Z_m' , la température moyenne T_m' , la chaleur spécifique C_p' , le coefficient de joule Thomson D_j' , et la viscosité dynamique μ'
5. si $|Z_m - Z_m'| < 10^{-4}$ alors la température et la pression finale sont adoptées.
Sinon, le calcul itératif se poursuit jusqu'à ce que la condition soit respectée.

III.3. Le calcul hydraulique d'un gazoduc :

On considère dans ce qui suit un écoulement permanent unidimensionnel et isotherme ($T=cst$) du gaz dans la conduite, et avec des pressions et vitesses constantes suivant la section.

III.3.1. Formules principales de calcul :

Dans les gazoducs le calcul hydraulique se base sur les principes et les équations suivantes :

III.3.1.1 Principe de conservation de la masse :

C'est un principe physique, qui permet d'établir une relation entre certaines caractéristiques du fluide et ses mouvements, indépendamment des causes qui les provoques :

$$M = \int \rho v dS \quad (3.1)$$

Qui se réduit à :

$$M = \rho v S = cst \quad (3.2)$$

Avec :

M : débit massique (Kg /s) ;
v: vitesse d'écoulement ;
S : section de la conduite.

III.3.1.2 Principe de conservation des quantités de mouvement :

C'est un principe mécanique qui permet d'établir des relations entre les causes qui les produisent (la force) .il se traduit par l'équation des quantités de mouvement ou par l'équation fondamentale de la dynamique (équation vectorielles)

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \lambda \frac{\rho v^2}{2D} + \rho g \frac{\partial z}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial x} = - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (3.3)$$

III.3.1.3 L'équation de continuité :

Elle résulte du principe de conservation de masse :

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} = - \frac{1}{c} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (3.4)$$

C : vitesse du son dans le gaz.

III.3.1.4 Équation d'état d'un gaz réel :

L'équation d'état est représentée à l'aide d'une expression mathématique :

$$(P.V.T) = 0 \quad (3.5)$$

L'équation d'état des gaz réel s'écrit :

$$P = \rho . Z . R . T \quad (3.6)$$

P: Pression du gaz (Pa) ;
 ρ : Masse volumique du gaz (Kg/m³) ;
Z: Coefficient de compressibilité ;
R: Constante du gaz réel (J/Kg °k) ;
T: Température du gaz (°K).

III.3.2 Ecoulement stationnaire dans les gazoducs :

Dans ce type d'écoulement, les paramètres sont invariants par rapport au temps, ce qui permet de simplifier le système d'équations [2] :

$$-\frac{dP}{dx} = \lambda \frac{\rho v^2}{2D} + \rho g \frac{dz}{dx} + \frac{d(\rho v)}{dx} \quad (3.7)$$

$$\frac{d(\rho v)}{dx} = 0 \quad (3.8)$$

$$p = \rho Z R T \quad (3.9)$$

De l'équation (3.8) on peut tirer :

$$\rho v = cte \Rightarrow d(\rho v^2) = \rho v dv = \rho d\left(\frac{v^2}{2}\right)$$

Le système précédent peut être ramené à un système à deux équations :

$$-dP = \lambda \frac{\rho v^2}{2D} + \rho g dz + \rho d\left(\frac{v^2}{2}\right) \quad (3.10)$$

$$v = \frac{M}{\rho S} = \frac{MZRT}{\rho P} \quad (3.11)$$

La relation (3.10) signifie que la variation de pression dans un gazoduc est provoquée par les pertes de charge dues aux frottements, à la différence des hauteurs géodésiques et à la variation des vitesses le long de la conduite.

III.3.2.1 Gazoduc horizontal :

Pour un gazoduc horizontal le terme $(\rho g dz)$ peut être éliminé et en remplaçant les équations (3.9) et (3.11) dans l'équation (3.10) :

$$-dP = \lambda \frac{P}{ZRT} \left(\frac{MZRT}{SP}\right)^2 \frac{dx}{2D} + \frac{P}{ZRT} d\left(\frac{1}{2} \left(\frac{MZRT}{SP}\right)^2\right) \quad (3.12)$$

$$-PdP = \frac{M^2 ZRT}{2S^2} \left(\lambda \frac{dx}{D} + 2 \frac{dP}{P}\right) \quad (3.13)$$

Après intégration et simplification nous obtiendrons la formule suivante qui calcule la masse du gaz qui circule dans la conduite dans un temps t (*débit massique*), valable pour une altitude ΔZ inférieure à 200m :

$$M = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{(P_i^2 - P_f^2) D_{int}^5}{\lambda Z_m T_m R_g L}} \quad (3.14)$$

Où :

- M: Débit massique (Kg/s) ;
 Pi : Pression initiale (Pa) ;
 Pf : Pression finale (Pa) ;
 Tm: Température moyenne (°K) ;
 Zm : Coefficient de compressibilité moyenne ;
 R : Constante du gaz (J/Kg °K) ;
 L : Longueur du gazoduc (m) ;
 λ : Coefficient hydraulique de perte de charges.

III.3.2.2 Formule de calcul pour un gazoduc incliné (En tenant compte du profil) :

Dans le cas où le gazoduc n'est pas horizontal, il est nécessaire de tenir compte du profil dans le calcul des pertes de charges.

Si le gazoduc se compose de f tronçons, la formule du débit massique devient :

$$M = \sqrt{\frac{P_i^2 - P_f^2 (1 + aZ_f)}{bl \left(1 + \frac{a}{2l} \sum_{i=1}^f (Z_i - Z_{i-1}) L_i\right)}} \quad (3.15)$$

Où :

- f : Nombre des tronçons ;
 Zf : Cote du point final par rapport au point initial.

III.3.3 Calcul hydraulique du gazoduc :

III.3.3.1 La pression finale au bout du tronçon :

L'expression de la pression finale est tirée à partir de la formule qui calcule le débit massique :

- ✓ pour un gazoduc dont ($\Delta Z \leq 200$)

$$P_f = \sqrt{P_i^2 - \frac{M^2 \cdot Z_m \cdot T_m \cdot R_g \cdot L}{S^2 \cdot D_{int}^5}} \quad (3.16)$$

- ✓ pour un gazoduc dont ($\Delta Z > 200$)

$$P_f = \sqrt{(P_i^2 \cdot e^{-a \cdot L}) - \left(\frac{b}{a} \cdot M^2 (1 - e^{-a \cdot L})\right)} \quad (3.17)$$

$$\text{Avec :} \quad a = \frac{2 \cdot g \cdot \Delta Z}{Z_m \cdot R_g \cdot T_m \cdot L} \quad ; \quad b = \frac{16 \cdot T_m \cdot Z_m \cdot R_g \cdot \lambda}{\pi^2 \cdot D_{int}^5}$$

III.3.3.2 La répartition de la pression le long de la conduite :

$$P_x = \sqrt{P_i^2 \cdot e^{-aix} - (1 - e^{-aix}) \frac{bM^2}{ai}} \quad (3.18)$$

Avec :

$$i = \frac{\Delta z}{\Delta x} ; \quad a = \frac{2g}{Z \cdot R_g \cdot T} ; \quad b = \frac{16 \cdot Z \cdot T \cdot R_g \cdot \lambda}{\pi^2 \cdot D_{int}^5}$$

$g = 9.81$ accélération de pesanteur [m/s²]

$R_g = R/M_g$; avec

$R = 8314$ constante du gaz réel [J/kmole*k]

M_g : la masse moléculaire du gaz [kg/kmole]

III.3.3.3 La pression moyenne :

La pression moyenne est une pression qui s'établit dans la conduite quand on ferme les extrémités de la ligne en cas de réparation par exemple. Cette valeur est nécessaire pour calculer la quantité de gaz accumulée dans la ligne et le facteur de compressibilité moyen.

$$P_{moy} = \frac{1}{L^2} \int_0^L P_x dx = \frac{1}{L} \int_0^L P_x = \sqrt{P_i^2 - \frac{x}{L} (P_i^2 - P_f^2)} \quad (3.19)$$

Après intégration on obtient :

$$P_{moy} = \frac{2}{3} \left(P_i + \frac{P_f^2}{P_i + P_f} \right) \quad (3.20)$$

III.3.4 Calcul du régime d'écoulement :

L'écoulement du gaz dans un gazoduc s'effectue en régime turbulent, le plus souvent en zone quadratique, parfois en zone mixte.

III.3.4.1 nombre de Reynolds :

Pour des gazoducs de diamètre constant et ne livrent pas du gaz sur leur parcours « débit massique M est constant », le nombre de Reynolds ne dépend que de la viscosité du gaz, c'est-à-dire que de la température. Si l'on considère que l'écoulement du gaz est isotherme, par conséquent la viscosité est plus ou moins constante, ce qui entraîne un Reynolds constant.

$$Re = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu} \quad (3.21)$$

Avec : $M = Q \cdot \rho$ $D_{int} = \frac{\sum D_i \cdot l_i}{L}$

Ou :

- M : le débit massique [kg/s]
- D_{int} : le diamètre intérieur moyen du gazoduc [m]
- μ : la viscosité dynamique [kg/s.m]
- ρ : la masse volumique [kg/m³]
- Q : le débit volumique [m³/s]
- D_i : le diamètre intérieure de chaque tronçon. [m]
- l_i : la longueur du tronçon [m]
- L : la longueur totale. [m]

III.3.4.2 Coefficient de frottement hydrodynamique λ :

✓ **Ecoulement turbulent tube lisse :**

$$\lambda = 0.067 * \left(\frac{158}{Re}\right)^{0.2} \quad (3.22)$$

✓ **Ecoulement turbulent frottement mixte :**

$$\lambda = 0.067 * \left(\frac{158}{Re} + \frac{2e}{D_{int}}\right)^{0.2} \quad (3.23)$$

✓ **Ecoulement quadratique :**

Dans le cas des gazoducs ou le nombre de Reynolds a des valeurs élevés, la couche limite est pratiquement négligeable et λ ne dépend que de la rugosité ξ :

$$\lambda = 0.067 * \left(\frac{2e}{D_{int}}\right)^{0.2} \quad (3.24)$$

Pour tenir compte des résistances locales, il est recommandé d'augmenter le coefficient λ de 5%.

Le passage de régime frottement mixte vers le régime quadratique a lieu quand le Re dépasse le Re transitoire.

$$Re_{tr} = 11 * \left(\frac{D_{int}}{2e}\right)^{1.5} \quad (3.25)$$

e : la rugosité absolu

III.4 Le calcul thermique :

La température de gaz dans la conduite est une fonction des conditions physiques de l'écoulement et des échanges thermiques avec le milieu extérieure.

III.4.1 Coefficient de Joule Thomson :

Pour les gaz réels, on observe une variation de température au cours des détentes isenthalpiques. On définit alors le coefficient de joule Thomson exprimant l'évolution de la température et celle de la pression selon la relation :

$$Dj = \frac{5650}{T_m^{2.13}} \sqrt{224 - Pm} \quad (3.26)$$

III.4.2 La température du sol réduite :

$$T_{sr} = T_s - Dj \frac{P_i^2 - P_f^2}{2aL P_m} \quad (3.27)$$

III.4.3 La température finale :

$$T_f = T_{sr} + (T_i - T_{sr})e^{-al} \quad (3.28)$$

III.4.4 La répartition de la température le long du gazoduc :

La température diminue le long de la conduite ; elle est donnée par la relation suivante :

a) Sans tenir compte de l'effet de joule Thomson :

$$T_x = T_s + (T_i - T_s)e^{-ax} \quad (3.29)$$

Et :

$$T_m = T_s + \frac{t_i - t_f}{al} \quad (3.30)$$

b) En tenant compte de l'effet de joule Thomson :

$$T_x = T_s - \frac{Dj}{a} + \left(T_i - T_s + \frac{Dj}{a}\right)e^{-ax} \quad (3.31)$$

Dans le cas où Dj est en [K/bar] :

$$T_x = T_s - Dj * \frac{P_i^2 - P_x^2}{2ax P_m} + \left(T_i - T_s + Dj * \frac{P_i^2 - P_x^2}{2ax P_m}\right)e^{-ax} \quad (3.32)$$

$$\text{Et : } T_m = T_{sr} + \frac{T_i - T_{sr}}{al} (1 - e^{-al}) = T_{sr} + \frac{T_i - T_f}{al} \quad (3.33)$$

T_x : température au point x de la conduite.

T_s : température du sol.

T_{sr} : température du sol réduite.

T_i : température initiale du gaz

a : coefficient de CHOUKOV.

$$a = \frac{K \cdot \pi \cdot D_{ext}}{M \cdot C_p} \quad (3.34)$$

III.4.5 la chaleur spécifique :

$$C_p = \left(48.13 + \frac{4.58 \cdot 10^{11} P_m}{T_m^5} \right) T_m^{0.665} \quad (3.35)$$

III.4.6 La viscosité dynamique

$$\mu = (0.0316 T_m + 0.0175 P_m + 1.63) 10^{-6} \quad (3.36)$$

III.4.7 Le facteur de compressibilité :

$$Z_m = 1 - \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot d^{1.5} \cdot P_m}{T_m^{3.5}} \quad (3.37)$$

Après le calcul du facteur de compressibilité, on calcul la différence entre la valeur actuelle et la valeur précédente et si cette condition:

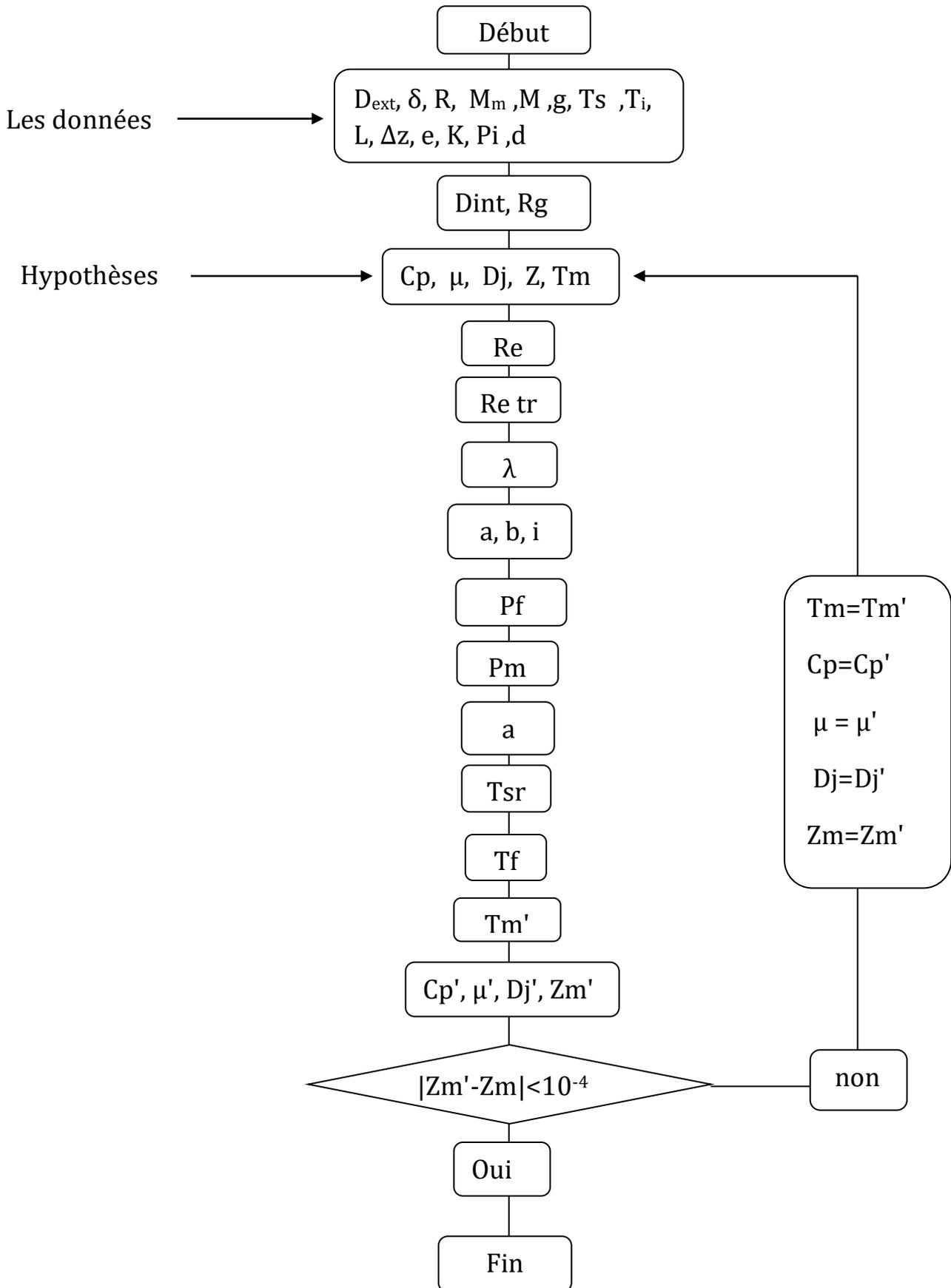
$|Z'_m - Z_m| < 10^{-4}$ est vérifié alors on prend la valeur de P_f et T_f .

Sinon on recommence le calcul et on prend:

- $Z_m \rightarrow Z'_m$
- $T_m \rightarrow T'_m$
- $D_j \rightarrow D'_j$
- $C_p \rightarrow C'_p$
- $\mu \rightarrow \mu'$

III.4.8 Organigramme de calcul :

L'organigramme suivant organise et résume les différentes étapes du calcul thermo-hydraulique [1] :



III.5 Choix du type et du nombre de compresseurs centrifuges et calcul du Régime de fonctionnement d'une station de compression :

Le choix du type et du nombre de compresseurs centrifuges ainsi que leurs configurations « série ou parallèle » dépend essentiellement des grandeurs caractéristiques du problème de compression à savoir [1]:

- Le débit volumique réel à comprimer ;
- Taux de compression total de la station de compression ;
- Hauteur adiabatique de refoulement totale ;
- La puissance totale de compression ;
- Et la température de refoulement

Le débit volumique réel ainsi que le taux de compression ou la hauteur adiabatique de refoulement permet de choisir le type de compresseur centrifuge adéquat après avoir fixé préalablement le nombre de machine à installer.

La détermination du travail de compression permet de déduire la puissance à fournir sur l'arbre du compresseur ce paramètre est primordiale dans le choix du type de turbine assurant l'entraînement.

III.5.1 Pression d'aspiration du compresseur :

Entre l'aspiration de la station de compression et l'aspiration du compresseur, on a une perte de pression qui est due au passage des gaz par les filtres et le système de canalisation à l'entrée de la station.

La pression d'aspiration de compresseur est :

$$P_{asp}^c = P_{asp}^s - \Delta P_{asp} \quad (3.38)$$

$\Delta P_{asp} = 0.5 \text{ bar}$ (absolue).

III.5.2 Pression de refoulement du compresseur :

La pression de refoulement de la station plus les pertes de charges au refoulement nous donne la pression de refoulement du compresseur.

$$P_{ref}^c = P_{ref}^{st} + \Delta P_{ref} \quad (3.39)$$

$\Delta P_{ref} = 0.5 \text{ bar}$ (absolue) sans réfrigération ;

$\Delta P_{ref} = 1.5 \text{ bar}$ (absolue) avec réfrigération du gaz à la sortie du compresseur.

III.5.3 Débit volumique total à comprimer :

C'est le volume réel du gaz à comprimer pendant 1 seconde à partir de principe de la conduite et de l'équation d'état du gaz.

On détermine Q_v à partir de l'équation suivant :

$$Q_v = Q_0 \frac{P_0 \cdot T_{asp} \cdot Z_{asp}}{P_{asp} \cdot T_0 \cdot Z_0} \quad (3.40)$$

Z_{asp} : Coefficient de compressibilité aux conditions d'aspiration ;

T_{asp} : Température du gaz en kelvin à l'aspiration du compresseur ;

P_{asp} : Pression d'aspiration du compresseur en (bar) ;

Q_0 : Débit aux conditions normales (0°C, 1 bar).

III.1. Taux de compression :

Le taux est défini comme étant le rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration de compresseur.

$$\varepsilon = \frac{P_{ref}}{P_{asp}} \quad (3.41)$$

Tel que :

P_{ref} : Pression de refoulement du compresseur ;

P_{asp} : Pression d'aspiration du compresseur.

III.5.5. Température de refoulement :

C'est la température de sortie du compresseur.

$$T_{ref} = T_{asp} \left(\frac{P_{ref}}{P_{asp}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.42)$$

III.5.6. Hauteur adiabatique de refoulement totale :

La hauteur adiabatique correspond au travail nécessaire pour comprimer 1kg du gaz depuis les conditions d'aspiration aux conditions de refoulement.

$$H_{ad} = \frac{1}{g} Z_g T_{asp} Z_{asp} \frac{\gamma-1}{\gamma} \left[\left(\frac{P_{ref}}{P_{asp}} \right)^{\frac{\delta-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.43)$$

Où

- **H_{ad}** : hauteur en [m] ;
- **γ** : Coefficient adiabatique.

III.5.7. La puissance totale de compression :

La puissance totale de compression est définie comme la puissance à fournir au l'arbre du compresseur.

$$N_{abs} = \frac{H_{ad} g M}{\eta_{ad}} \quad (3.44)$$

- M : Débit massique [Kg/s] ;
- η_{ad} : Rendement adiabatique du compresseur.

III.5.8. La puissance exigée par la turbine :

$$N_{turb} = \frac{N_{abs}}{\eta_{acc}} \quad (3.45)$$

- η_{acc} : Rendement d'accouplement.

III.5.9. Le débit du gaz combustible à consommer :

Il est nécessaire de connaître le débit consommé par la turbine à gaz pour pouvoir calculer les frais de consommation de celle-ci, ce dernier peut être déterminé par l'expression suivante :

$$Q_{gaz-comb} = \frac{N_{turb}^{exg}}{\eta_t PCI} \quad (3.46)$$

Chapitre04 :

Étude économique

IV.1. Introduction :

Le domaine énergétique est très complexe par ses structures techniques et économiques, et comme toute réalisation industrielle, la conception d'un gazoduc nécessite d'énormes investissements qui dépendent essentiellement de certains paramètres tel que : la longueur de la canalisation, le diamètre, la masse de l'acier et le débit transporté ...etc.

De ce fait, il est nécessaire d'élaborer une étude économique de toutes les configurations techniques proposées afin de choisir la configuration technique optimale.

IV.2 Principales étapes de l'étude économique d'un gazoduc :

- Calcul les différents coûts de chacune des configurations techniques présentées ;
- Choix de la configuration technique optimale en se basant sur le coût de revient économique unitaire.

IV.3 Calcul les coûts de la configuration technique suggéré :

Le choix de la solution technique la mieux adaptée passe par l'analyse des divers couts à savoir :

- Coût des investissements (CAPEX).
- Coût d'exploitation (OPEX).
- Conditions économiques générales.

De manière a estimer un critère économique dans notre cas le CREU le cout de revient unitaire.

IV.3.1 Echancier des investissements :

C'est le sacrifice de ressources corporels ou incorporels et les certitudes du présent dans l'espoir d'un revenu futur ultérieur incertain.

Les notions qui caractérisent l'investissement sont :

- **La durée** : c'est l'étalement des revenus futurs espérés dans le temps.
- **La rentabilité** : c'est espéré que la somme des revenus futurs sera supérieure à la mise de fond initiale.
- **Le risque** : puisqu'un investissement est un pari sur l'avenir qui n'est jamais connu avec certitude ; la rentabilité est espérée réalisable et risque de ne pas l'être.

L'investissement est réalisé seulement si l'on a mesuré le risque encouru et que l'on puisse avoir de bonne chance de la rentabilité. Il existe plusieurs types d'investissement :

- **Investissement matériels** : correspondent à l'achat ou à la construction de biens d'équipements.

- **Investissements de remplacement** : qui permet de renouveler le matériel obsolète et vétuste.
- **Investissements d'expansion** : qui permet d'accroître le potentiel d'activité de l'entreprise dans le secteur où elle opère ou dans de nouveaux secteurs, ce qu'on appelle investissement de diversification.

IV.3.2. Amortissement :

Il représente la perte de valeur de l'équipement enregistrée au cours d'une année d'exploitation. Il existe deux types d'amortissement selon que la période d'exploitation et définie par l'administration fiscale « amortissement comptable » ou qu'il sera calculé sur toute la durée d'exploitation « amortissement économique ».

- Notion de l'amortissement économique :

La somme des valeurs actualisées de chacun des amortissements économiques doit être égal à l'investissement tel que :

$$I = x / (1+i) + x / (1+i)^2 + x / (1+i)^3 + \dots + x / (1+i)^n \quad (4.1)$$

D'où

- x : annuité constante équivalente à la dépense d'investissement I ;
- N : durée d'exploitation ;
- i : taux d'intérêt.

IV.3.3. L'actualisation :

Le terme actualisation désigne, en économie, un procédé qui permet de comparer l'évaluation d'un même bien ou celle des services qu'il rend en différents moments du temps.

L'application des formules d'investissement et des dépenses d'exploitation du projet conduit à un échéancier de dépenses d'investissement et d'exploitation.

Les dépenses d'investissement interviennent généralement dans les premières années dans notre cas ils sont répartis sur les 3 premières années tandis que les dépenses d'exploitation interviennent dès la mise en service et pour toute la durée d'utilisation de l'ouvrage soit plus de 25 ans.

Pour déterminer la dépense totale à laquelle on s'engage et également pour comparer entre les diverses variantes du même projet, on est conduit à traduire l'ensemble de ces échéancier par un seul chiffre.

On ne peut pas faire la somme de toutes les dépenses envisagées, car cette méthode a l'inconvénient d'attacher la même valeur à 1\$ dépensé aujourd'hui et celui qui sera dépensé à la nième année alors que les deux valeurs sont loin d'être identiques. En effet, 1\$ dépensé dans n années est l'équivalent de la somme S dont il faudra disposer aujourd'hui pour pouvoir dépensé 1\$ dans n années. Cette somme S se détermine en constatant que 1\$ d'aujourd'hui s'échangera contre (1+i)\$ dans un an avec i : taux d'intérêt.

D'où une somme S placée aujourd'hui procurerait :

$S(1+i_1)$ au bout d'une année.

$S(1+i_1)(1+i_2)$ au bout de 2ans.

$S(1+i_1) \dots (1+i_j)$ au bout de n ans.

Si on pose : $i_1=i_2=\dots=i_n$ pour simplifier les calculs le taux d'intérêt dans le temps ainsi est défini est appelé taux d'actualisation noté $t\%$.

IV.4. Etapes de l'étude économiques :

IV.4.1 Coût des investissements (CAPEX) :

Les dépenses d'investissement peuvent être classées en trois catégories distinctes qui sont :

- Dépenses directes.
- Dépenses indirectes.
- Les imprévus.

IV.4.1.1 Les dépenses directes :

Il s'agit des coûts de fournitures et de constructions de tous les ouvrages nécessaires au transport du gaz par canalisation.

IV.4.1.1.1 Coût de la ligne :

La conduite représente un investissement initial impossible à échelonner dans le temps, d'un montant très élevé et de durée de vie importante.

Le coût d'investissement de la ligne peut être décomposé en deux parties :

➤ Coût des tubes :

C'est la fourniture d'acier, qui s'établit sur la base de la nuance de l'acier utilisé et de la longueur de la canalisation.

$$CT = Ca \cdot Lgm \cdot pa \quad (4.2)$$

Où

- Ca : Coût tube en DDU ;
- pa : Masse métrique du tube en kg/m ;
- Lgm : Longueur du tube en Km .

➤ Coûts de la pose des tubes

Le coût de la pose est le plus important du coût de construction d'un gazoduc.

Le coût de la pose dépend largement des conditions géographiques : lieu de l'implantation de la conduite, de la nature du terrain et du diamètre ainsi que la longueur du chantier.

Cette variabilité des conditions de pose et donc des dépenses est l'une des raisons de la difficulté à estimer les dépenses d'investissement pour un pipe.

$$CPT=Lgm.Dext.Cpt \quad (4.3)$$

Où :

- Cpt : Prix unitaire de la pose des tubes ;
- Dext: Diamètre extérieur des tubes en pouce ;
- Lgm : Longueur du tube en Km « elle doit être majorée de 1 % pour tenir compte des éventuelles pertes lors des travaux de pose des tubes ».

IV.4.1.1.2. Coût de la protection cathodique :

Le coût de cette protection active contre la corrosion de la canalisation, a été évalué à 1.5% du coût des tubes.

IV.4.1.1.3. Coût des vannes et accessoires :

On les retrouve généralement dans les postes de sectionnements, les postes de coupures et les terminaux, leur coût est évalué à 8.5% du coût des tubes.

IV.4.1.1.4. Coût des terminaux :

Il représente 7% du coût des tubes.

IV.4.1.2. Les dépenses indirectes :

Ils sont les Coûts liés au fonctionnement du projet :

- Etude et engineering.
- Charge du maître de l'ouvrage.
- Surveillance des travaux.
- Pièces de rechange.
- Matériels, mobilier et autre.

Les coûts de l'ensemble de ces éléments sont estimés à 7% des coûts directs hors tubes.

IV.4.1.3. Imprévus :

Pris sur les travaux de pose, ils ont pour objet de prendre en considération les frais exceptionnels relevant par exemple intempéries, de modifications dans la construction, des événements importants qui ne sont ni le fait de l'entrepreneur ni le fait de l'administration.

Les imprévus constituent une marge d'erreur, nous permettant de ne pas sous-estimer le coût du projet, ils sont évalués à **10 %** des coûts directs hors tubes.

IV.4.2. Coût d'exploitation (OPEX) :

C'est les coûts courants pour exploiter l'ouvrage, Ils comprennent essentiellement :

➤ Frais de personnel :

Les frais de personnel sont les suivants :

- 50 personnes /station à 25 000\$/personne/an.
- 15 personnes par terminal à 25 000\$/personne/an.
- 10 personnes pour la ligne à 25 000\$/personne/an.

➤ **Charges d'entretien de la station:**

- 3% des coûts des machines tournantes.
- 1% des coûts de la partie fixe.

➤ **Coût de l'énergie consommée est de :**

Dans le but de déterminer les consommations des Turbocompresseurs, il a été envisagé une exploitation annuelle de 330 jours, à raison de 24 heures par jour, aux conditions nominales de débit, de température et de pression.

- Le prix du fuel gaz destiné à la vente est estimé à 6 \$/MMBTU

➤ **Charges d'entretien de la ligne :**

- Le coût annuel d'entretien des canalisations est estimé à 1% du coût de tube.

➤ **Frais divers :**

- 25% des Frais du personnel.

IV.5. Choix de la configuration technique optimale :

Ils existent beaucoup de critères pour choisir entre plusieurs projets tel que :

IV.5.1. Valeur actuelle nette (VAN) :

On appelle valeur actuelle nette, la valeur actualisée des flux de trésorerie (cash-flow) attendus d'un projet, dont on déduit le montant initial d'investissement.

IV.5.2. Le taux interne de rentabilité (TIR) :

Le TIR est la valeur du taux d'actualisation pour laquelle le revenu actualisé s'annule.

IV.5.3. Délai de récupération :

C'est la durée d'exploitation au bout de laquelle les revenus du projet en permis de rembourser le montant de l'investissement initial.

Lors d'un choix entre plusieurs projets, on retient le projet qui présente les délais de récupération le plus court.

IV.5.4. Le coût de revient unitaire ou coût moyen actualisé {CREU} :

Notion du coût de revient unitaire ou coût moyen actualisé :

C'est le rapport de la somme des dépenses actualisées et la somme des quantités actualisées ne prenant en compte ni l'impôt ni la fiscalité de l'entreprise qui est donnée par la formule suivante :

$$CREU = \frac{\sum \text{dépenses actualisées}}{\sum \text{quantités Actualisées}} \quad (4.4)$$

Tel que les dépenses actualisées = Investissement + Dépenses d'exploitation actualisées

$$CREU < \text{Prix vente} \quad \square \quad VAN > 0$$

$$\text{Si le } CREU > \text{Prix vente} \quad \square \quad VAN < 0$$

$$\text{Si le } CREU = \text{Prix vente} \quad \square \quad VAN = 0$$

Donc le CREU peut être défini comme étant le prix de vente minimum permettant d'obtenir des bénéfices.

Le critère de choix entre plusieurs projets d'un même service avec les mêmes recettes, il revient de même de chercher la VAN Max ou le CREU min.

Ce critère est très utilisé dans le domaine des entreprises du secteur public (d'intérêt commun) tel que entreprise du transport des Produits pétroliers, d'électricité....

Les incertitudes sur les composantes du coût de revient sont souvent moins fortes que celles qui pèsent sur les prévisions du prix de vente.

Il est alors utile de connaître le prix de vente min (dans notre projet c'est un tarif fixé par un organisme spécialisé) qui permet de rentabiliser l'investissement et c'est grâce la méthode du CREU qu'on pourra déterminer ce tarif min et d'obtenir les mêmes conclusions qu'un calcul de VAN

Mais la formule plus détaillée du CREU est :

$$CREU = \frac{I - iA + (1-i) OPEX}{(1-i)(1-t)Q} \quad (4.5)$$

Où :

- I : Somme Actualisée d'investissement ;
- A : Somme Actualisée d'amortissements ;
- Q : débit transporté ;
- OPEX : Somme Actualisée Charges d'Exploitation ;
- i {Taux de l'IBS} : Somme Actualisée d'impôt annuel établi sur l'ensemble des bénéfices ou revenu réalisé par les sociétés, il est fixé à 25%.
- t {Taux de la TAP} : Somme Actualisée de la taxe sur l'activité professionnelle de transport par canalisation des hydrocarbures, il est fixé à 2% à 3%.

IV.6 Méthode de calcul :

Pour le calcul du CREU sans financement on doit tenir compte de chaque paramètre afin d'avoir un résultat correcte et pour cela on doit suivre les étapes suivantes :

- ✓ Définir les différents paramètres de notre configuration technique tel que :
 - Longueur de la conduite ;
 - Diamètre de la conduite ;
 - Epaisseur de la conduite ;
 - La zone que traverse la conduite ;
 - Masse de l'acier ;
 - Le nombre de Station de compression ;
 - Le nombre de turbo compresseur et leur puissance respective ;
 - Les aéroréfrigérants ;
 - Les turbo alternateurs ;
 - Le nombre de base de vie ;
 - Les terminaux ;
 - Le débit qui va être évacué chaque année.
- ✓ Données économiques :
 - Prix des différents composants utilisés dans notre projet ;
 - Les différents taux utilisés dans le calcul du CREU comme :
 - ❖ La Somme actualisé des Investissements
 - ❖ La Somme actualisé OPEX
 - ❖ La Somme actualisé Amortissements

IV.6.1 Calculer le cout d'investissement CAPEX :

$$CAPEX=CT +CPT+ CPC+CVA+ Cind+ Cimp \quad (4.6)$$

Avec :

- CT : coût des tubes ;
- CPT : coût prix de pose des tubes ;
- CPC : coût de la protection cathodique ;
- CVA : coût des vannes et accessoires ;
- Cind : coût indirect ;
- Cimp : coût des imprévus.

IV.6.2. Calculer les charges d'exploitation OPEX :

Le calcul des charges d'exploitation se fait par an :

$$OPEX=Fp+Fg+Fe \quad (4.7)$$

Avec :

- Fp : Frais du personnel.
- Fg : Frais de gestion.
- Fe : Frais d'entretien de la ligne.

IV.6.3. Calcul des investissements:

Ils comprennent l'investissement sur la ligne.

Les investissements ont été répartie sur 3 ans avec un avancement de :

- 30 % pour la première année ;
- 40 % pour la deuxième année ;
- 30 % pour la troisième et dernière année.

On calcule l'investissement de la ligne et on l'actualise selon l'année, on obtiendra ainsi le montant des investissements actualisé.

IV.6.4. Calcul des Amortissements :

Chaque élément doit être amorti suivant son taux et sa durée d'amortissement, et par la suite devra être actualisé.

Chapitre05:

Dimensionnement des filtres multi-cyclones

Dimensionnement des filtres multi-cyclone

Le gaz naturel lors du transport peut contenir des particules solides ou liquides qu'il est nécessaire de séparer pour protéger les compresseurs centrifuges. Pour répondre à cette exigence d'exploitation des filtres à cyclones doivent être installés en amont des compresseurs centrifuges

V. Les cyclones :

L'exploitation des gazoducs pose de nombreux problèmes à cause de l'entraînement des impuretés de différents types (particule solide, huile, eau, condensat). On élimine ces impuretés pour ne pas provoquer des problèmes au niveau des stations de compression ou dans le gazoduc, et pour livrer le gaz naturel au terminal arrivée le plus pur possible. [3]

➤ Dans la canalisation :

La concentration des impuretés est très faible mais il est nécessaire de les éliminer, les particules solides et liquides pouvant s'accumuler au point bas de canalisation et former des amas de boue qui favorisent la corrosion et provoquent une augmentation de la perte de charge.

De plus la vitesse des particules solides entrant avec le gaz est grande, elle provoque une réduction de l'épaisseur.

➤ Dans les stations de compression :

La séparation se fait essentiellement dans la station pour protéger les compresseurs, les particules solides pénétrant dans les compresseurs peuvent détériorer les aubages.

V.1. Les types de séparation dans l'industrie :

La nécessité d'un gaz pur à l'industrie nous incite à utiliser plusieurs méthodes et appareils pour obtenir un résultat efficace. Les procédés de séparation sont classés suivant le type de polluant à éliminer.

Les séparateurs mécaniques sont considérés comme des dispositifs d'épuration de gaz faisant appel à des forces mécaniques pour séparer les poussières des gaz porteurs, ces forces mécaniques sont citées par ordre d'efficacité croissante. [3]

- La force de pesanteur ;
- La force d'inertie ;
- La force centrifuge.

Les dispositifs à gravité, appelés chambres à décantation, et les dispositifs à inertie, appelés dépoussiéreurs à chicane, sont plus rares à cause de leur efficacité limitée au captage des particules plus grosses que $50\mu\text{m}$ et à cause de leur encombrement excessif.

Les séparateurs centrifuges, appelés les dépoussiéreurs dans lesquels la suspension est soumise à un champ de forces centrifuges créée par la mise en rotation de la suspension ; sous l'effet de la force centrifuge, les particules liquides ou solides sont éloignées du circuit des gaz et dirigées vers le dispositif de stockage. Nous distinguons trois types d'appareils centrifuges, selon que la mise en rotation de la suspension est obtenue :

- ✓ par rotation mécanique de l'appareil autour de son axe ;
- ✓ grâce à la composante tangentielle imprimée au gaz à l'entrée et avec retournement axial du fluide gazeux (c'est-à-dire que l'entrée et la sortie du gaz se trouvent du même côté de l'élément centrifuge) ; nous appellerons, cyclones ou cellules classiques ;
- ✓ Grâce à la composante tangentielle imprimée au gaz à l'entrée mais sans retournement axial (c'est-à-dire que la sortie de l'élément centrifuge se trouve du côté opposé à l'entrée) ; nous désignerons ces éléments sous le nom de cellules axiales.

V.2. Différents types de cyclone :

On peut considérer deux grandes familles des cyclones, les cyclones à entrée latérale ou axial et les multi-cyclones (cyclone à batterie).

V.2.1. Les cyclones à entrée latérale :

Plus classiques puisqu'ils permettent de générer, du fait de l'entrée tangentielle et pour des pertes de charge les plus faibles possibles, un écoulement hélicoïdal. Cette configuration d'écoulement permet l'élimination des impuretés sous l'action des forces inertielles agissant sur ces particules portées par le gaz et soumises aux forces centrifuges.

V.2.2. Les cyclones à entrée axial :

Nécessitant la présence des aubes de mise en rotation du gaz à l'entrée du système afin de générer les effets centrifuges nécessaires au fonctionnement du cyclone. La présence de ces aubes entraîne des pertes de charge supérieures à celles des cyclones à entrée latérale pour une même gamme d'utilisation.

V.2.3. Cyclone à batterie (multi-cyclones):

Ces appareils se présentent sous la forme d'une chambre rectangulaire ou cylindrique, consistant en une association en parallèle de plusieurs cyclones de petite dimension. Le petit diamètre permet d'atteindre des efficacités de filtration supérieures et des seuils de coupure plus faibles (jusqu'à $5\mu\text{m}$) que ceux obtenus pour un cyclone simple.

V.3. Principe de fonctionnement du cyclone :

Les cyclones sont des cylindres avec une forme conique dans leur partie inférieure, cette forme permet de communiquer au gaz un mouvement de rotation autour de tubulure axiale sous l'action de la force centrifuge. Le gaz à traiter est admis avec une vitesse de 15 à 30 m/s, l'entrée de gaz se fait par une tubulure tangentielle par rapport à l'enveloppe de sortie. Comme les particules ont une densité supérieure au gaz, elles sont rejetées vers la paroi du cyclone où, une fois déposées, elles glissent et tombent au fond du cyclone, jusqu'à la sortie où elles sont récupérées.

Il est possible de les combiner en parallèle ou en série pour ajuster la capacité et les performances du train de séparation aux contraintes du procédé.

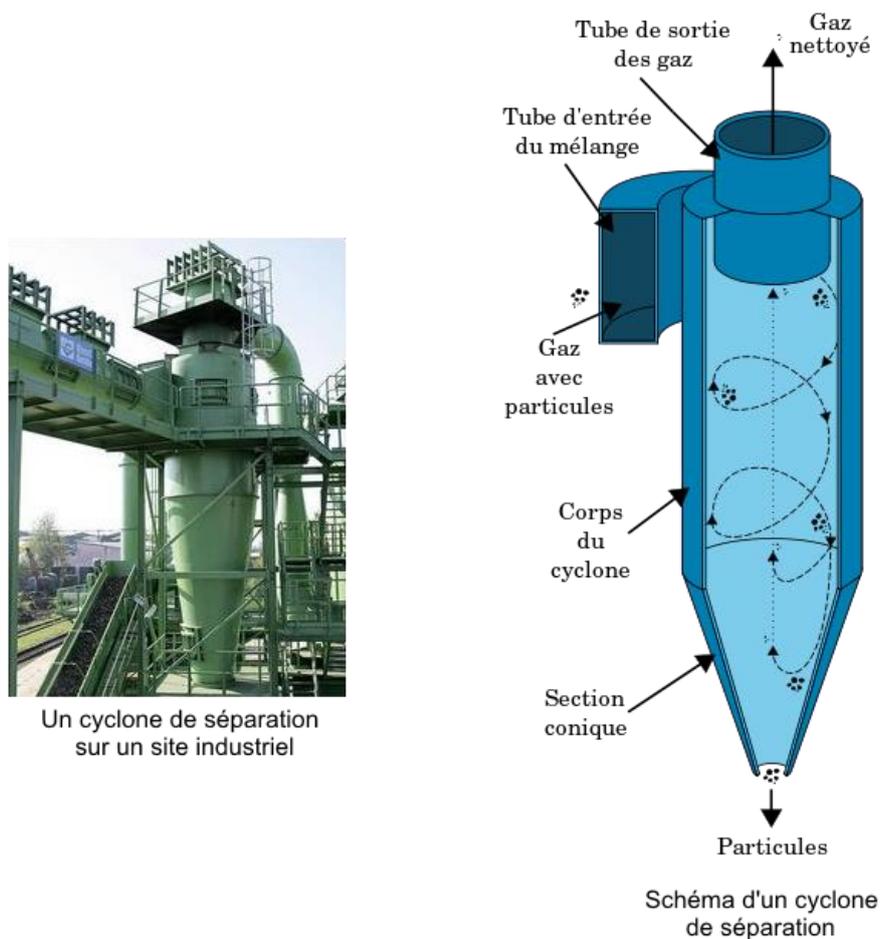


Figure 5.1: principe de fonctionnement de cyclone

V.4. Avantages et inconvénients des cyclones :**V.4.1. Avantage des cyclones :**

- Simplicité relative de construction ;
- Faible consommation d'énergie ;
- Faible perte de charge ;
- Possibilité de s'adapter aux conditions de température et de pression du procédé ;
- Opération jusqu'à des concentrations en particules très importantes ;
- Séparation continue sans accumulation des particules ;
- Coût minimum de fabrication et de maintenance.

V.5.2. Inconvénients des cyclones :

- Une efficacité de séparation très limitée pour les particules de diamètre inférieur à $10\mu\text{m}$;
- Une hydrodynamique complexe qui rend le dimensionnement de fabrications des équipements spécialisé.

V.6. Caractéristique des cyclones :**V.6.1. L'efficacité de la séparation en fonction de la vitesse du gaz :**

il a été établi par expérience que la vitesse optimale d'entrée de gaz dans les cyclones est de 15 à 30 m/s qui correspond à un rapport $\Delta P/\xi$ entre 550 à 750, le rapport d'une vitesse inférieure à 15 m/s est de 550 ($\Delta P/\xi=550$) provoque une diminution de la force centrifuge, ce qui influera à l'efficacité du dépolluage, par contre une vitesse supérieure à 30 m/s crée un phénomène d'entraînement qui réduit l'efficacité du procédé.

V.6.2. L'efficacité de la séparation en fonction du diamètre de particule :

Le pourcentage des particules retenues de diamètre inférieur à $20\mu\text{m}$ est relativement faible ; alors que les particules de diamètre supérieur à $20\mu\text{m}$, sont pratiquement toutes retenues.

V.6.3. L'efficacité de la séparation en fonction des dimensions du cyclone :

Si les dimensions d'un cyclone sont petites, cela implique une haute efficacité et vis versa.

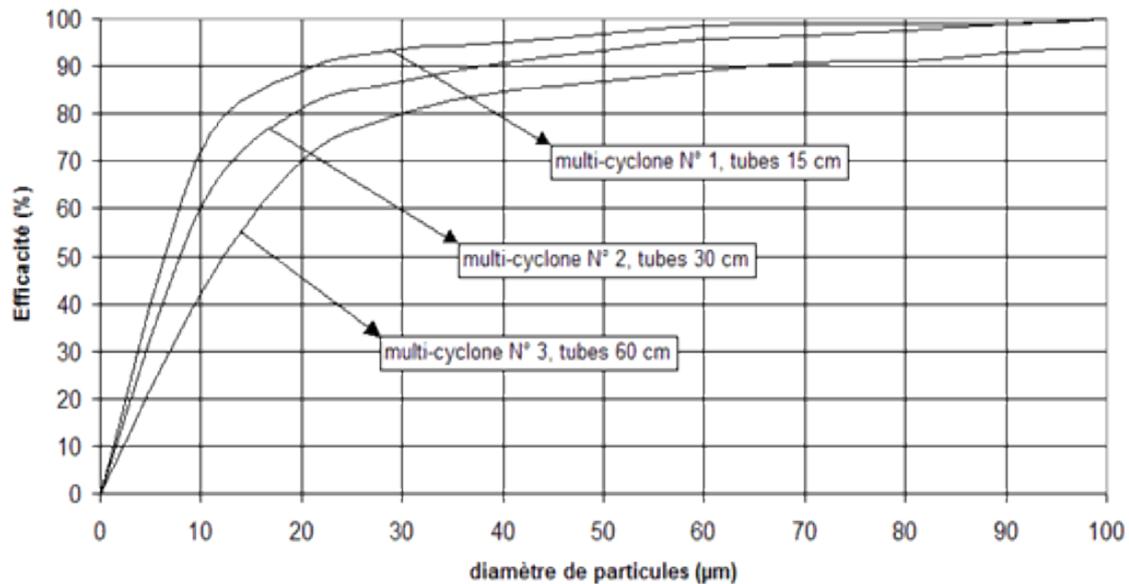


Figure 5.2: l'efficacité de la séparation en fonction du diamètre de particule et des dimensions d'un cyclone

V.7. filtre à multi-cyclones :

L'épuration ou dépeussierage du gaz est un procédé largement utilisé dans le transport du gaz par conduite et dans l'industrie pétro-chimique et gazière. Pour ces opérations de dépeussierage on utilise le plus souvent les filtres à cyclones.

V.7.1. Principe de fonctionnement de multi-cyclones :

Le multi-cyclone composé de petits cyclones installés en parallèle pour arriver à un résultat équivalent sur les petites comme les grosses particules. Le gaz chargé entre dans la chambre de distribution de l'épurateur qui contient de multiples petits tubes de cyclone disposés en parallèle. Le gaz entre dans chacun des tubes par l'ouverture localisée près du dessus. Le déplacement des gouttelettes liquides et /ou les particules solides se fait grâce à l'action centrifuge, elles sont poussées à l'extérieur et sortent du tube vers une zone de stockage (bourbier). Le gaz change sa direction à cause de son mouvement rotatif et sort du filtre par la tubulure de sortie.

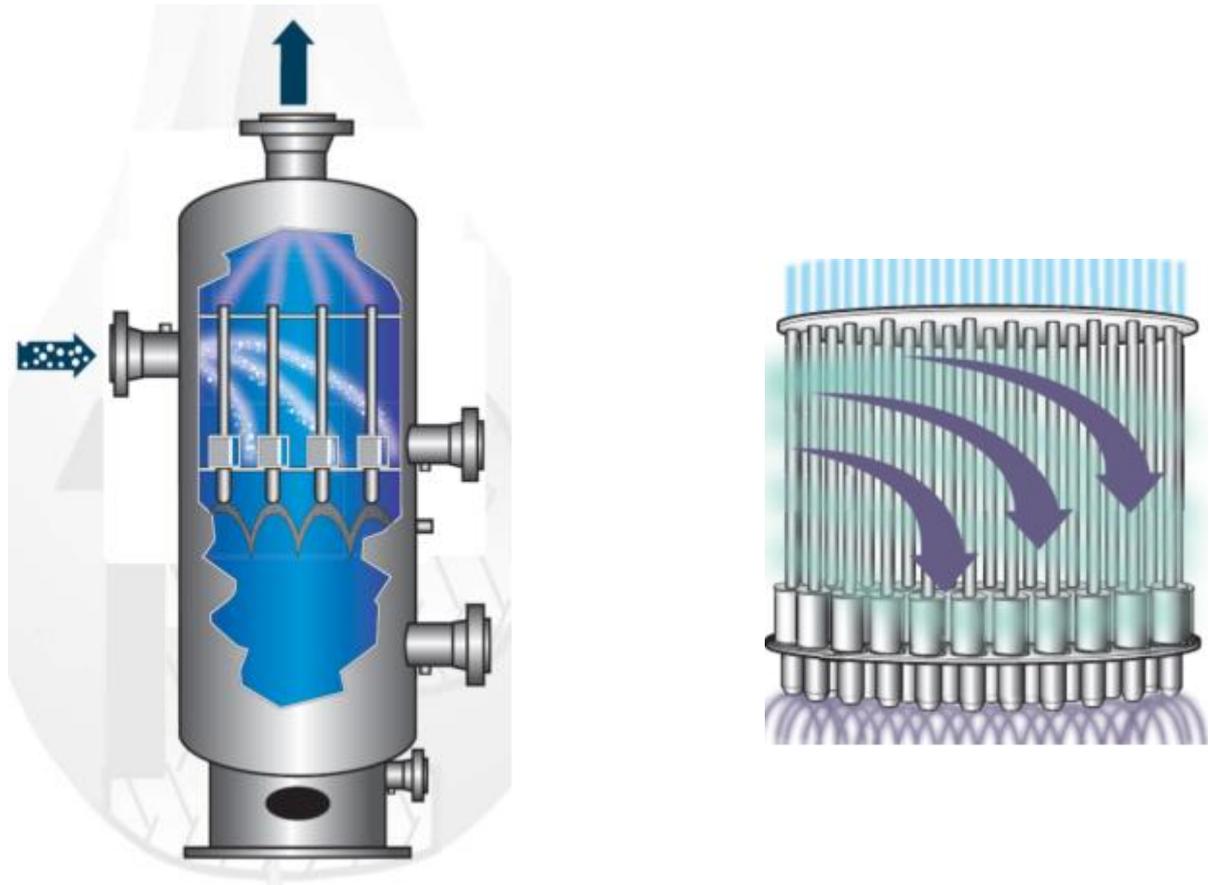


Figure 5.3: filtres à multi-cyclone

V.7.2. L'efficacité de multi-cyclone :

Le multi-cyclone aura l'efficacité suivante les particules solides et liquides dans les tuyauteries.

- Pour les particules solides:
 - 100 % d'efficacité pour les particules de diamètre $\geq 8\mu\text{m}$;
 - 99 % d'efficacité pour les particules de diamètre de 6 à $8\mu\text{m}$;
 - 90% d'efficacité pour les particules de diamètre de 4 à $6\mu\text{m}$;
 - 85% d'efficacité pour les particules de diamètre de 2 à $4\mu\text{m}$.
- Pour les liquides :
 - 100 % d'efficacité pour toutes les gouttelettes de diamètre de $8\mu\text{m}$ et plus.

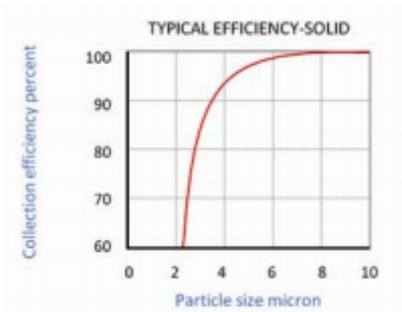


Figure 5.4: efficacité de séparation des particules solides

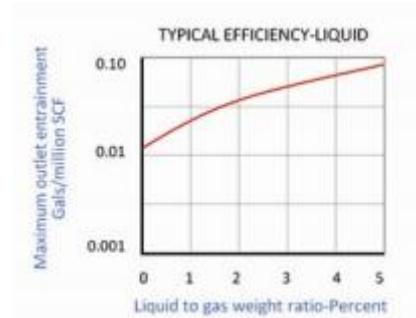


Figure 5.5: efficacité de séparation des gouttelettes liquides

V.7.3. Dimensionnement de multi-cyclone :

De nombreux auteurs ont étudié et proposé des formules permettant de calculer et modéliser les caractéristiques de multi-cyclone. la plupart de ces formules ont été déterminé empiriquement.

Une approche du dimensionnement est possible sur la base d'une géométrie de cyclone donnée, mais il est toujours recommandé de contacter les constructeurs pour une détermination plus précise.

Il existe plusieurs chercheurs qui ont proposé des modèles comme : le modèle de DAHLSTROM, le modèle de PPITT et son équipe, et le modèle de ZENZ.

Remarque :

Notre choix s'est porté sur le modèle de calcul de (Shell GSI). [5]

V.7.4. Caractéristiques de multi-cyclone :

Lors du dimensionnement d'un multi-cyclone les principales caractéristiques à déterminer sont [6], [7] :

D : diamètre de filtre ;

d_i : diamètre intérieure entrée/sortie ;

d_0 : diamètre extérieure entrée/sortie ;

d_3 : diamètre de sortie du liquide ;

H : hauteur de filtre ;

h_e : hauteur de la tubulure d'entée.

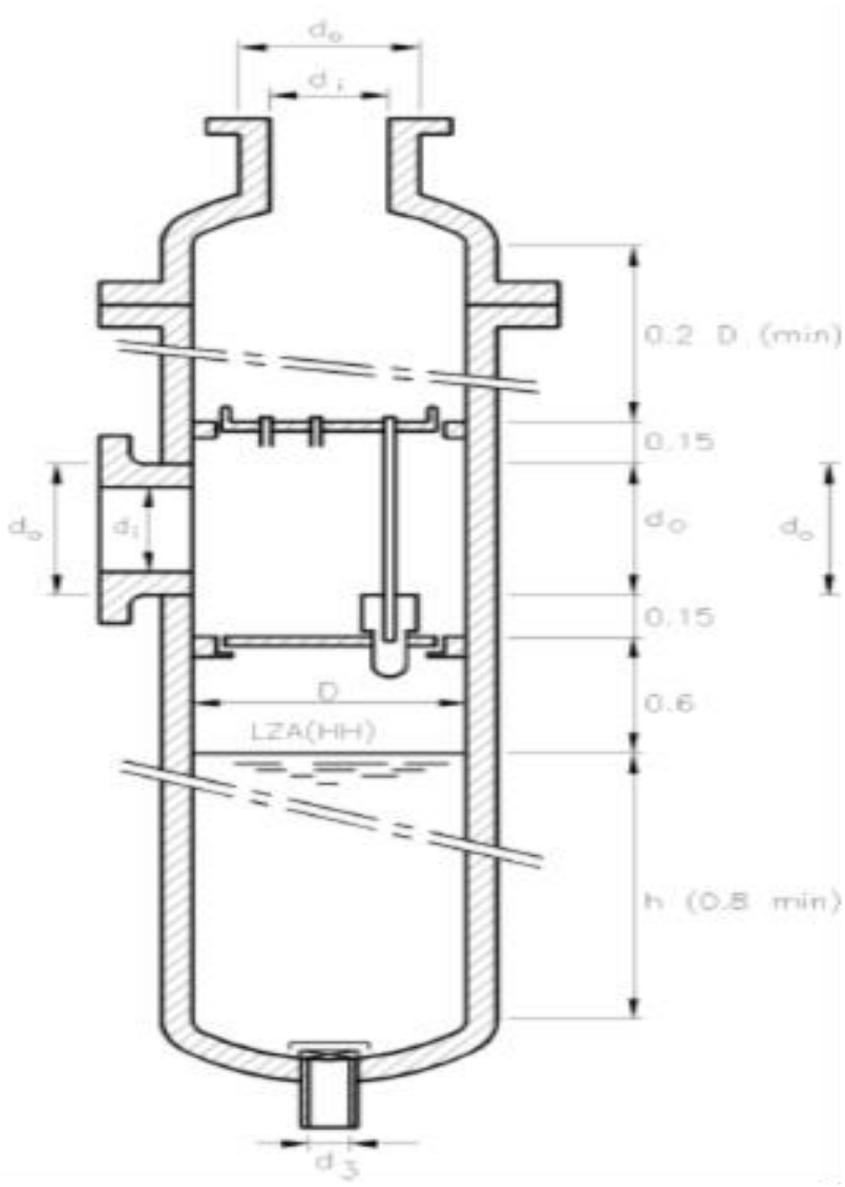


Figure 5.6:Dimensions principales d'un multi-cyclone

V.8. Modèle de calcul pour le dimensionnement d'un multi-cyclone :**V.8.1. Caractéristiques générales du gaz :**

- Paramètres réduits du gaz :

$$Pr = \frac{P}{P_{cr}} Tr = \frac{T}{T_{cr}} \quad (5.1)$$

- Coefficient de compressibilité :

$$Z(Pr; Tr) = 1 - (0,4273PrTr^{-3,668}) \quad (5.2)$$

- Masse volumique aux conditions réelles :

$$\rho(P; T) = 1,293 \frac{\Delta PT_0}{ZT} \quad (5.3)$$

- Débit aux conditions réelles :

$$Q(P, T) = Q_0 \frac{\rho_0}{\rho(P, T)} \quad (5.4)$$

V.8.2. Paramètres entrée/sortie du cyclone :

- Vitesse limite (API Rp 14 E) :

$$V_{lim} = C\sqrt{\rho(P, T)} \quad (5.5)$$

- Diamètre intérieure minimale :

$$d_{min} = 2\sqrt{\frac{Q(P, T)}{\pi V_{lim}}} \quad (5.6)$$

- Diamètre extérieure minimale :

$$d_{min}^{ex} = d_{min} + 2ep \quad (5.7)$$

Epaisseur normalisé :

d	ep
12	9,53
16	9,53
20	10,31
24	12,7

Tableau 5.1: épaisseur du cyclone

- Vitesse réelle :

$$V_{réelle} = \frac{4Q(P,T)}{\pi d_{int\ norm}^2} \quad (5.8)$$

V.8.3. Paramètres du cyclone :

- Nombre maximum de multi-cyclones :

$$N_c^{max} = \frac{Q(P,T)}{q_c^{min}} \quad (5.9)$$

- Nombre minimum de multi-cyclones :

$$N_c^{min} = \frac{Q(P,T)}{q_c^{max}} \quad (5.10)$$

- Nombre maximum de multi-cyclones en fonction du diamètre du filtre :

$$N_{Dc}^{max} = K \frac{D_f^2}{P_t^2} \quad (5.11) \quad ; \quad D_f = 1,5 * 100 \sqrt{\frac{N_{Dc}^{max}}{K}} \quad (5.12)$$

Avec :

$$K = \frac{\pi(CTP)}{4(\sin\alpha)} \quad CTP=0,8 \quad ; \quad \alpha = 60^\circ$$

D _f	2"	4"
24	54	11
28	73	14
32	95	19
36	121	24
40	149	29
42	164	32
48	215	42
52	252	50
56	292	58
60	335	66
64	381	75
72	483	95

Tableau 5.2: nombre de multi-cyclones

- La hauteur de filtre :

$$H = h + 0,6 + 0,15 + d_0 + 0,15 + 0,2D = 1,7 + 0,2D + d_0 \quad (5.13)$$

- Hauteur de tubulure :

$$H = 1,4 + d_0/2 \quad (5.14)$$

Chapitre06:

Dimensionnement des aéroréfrigérants

Dimensionnement les aéro-réfrigérants

La compression du gaz naturel dans les compresseurs centrifuges entraîne une élévation de température. Dans certains cas cette température peut dépasser les 60 degrés ce qui peut endommager le revêtement du pipeline d'où la nécessité de refroidir le gaz. Pour ce faire il est nécessaire d'installer des aéro-réfrigérants permettant de baisser la température à 50 degrés. Dans cette partie du travail nous procéderons au dimensionnement des aéro-réfrigérants.[12]

VI. Définition d'un aéro-réfrigérant :

Un aéro-réfrigérant est un cas particulier des échangeurs de chaleur. C'est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide interne vers l'air extérieur. L'aéro-réfrigérant est composé d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation.

Le fluide à refroidir chemine à l'intérieur de tubes, tandis que l'air de refroidissement circule autour des tubes. Généralement munis d'ailettes à l'extérieur. Les ailettes sont destinées à augmenter la surface d'échange avec l'air afin de compenser un coefficient d'échange généralement médiocre. L'air, mis en mouvement par un ventilateur, s'écoule perpendiculairement aux tubes. Les tubes sont disposés en plusieurs nappes dont le nombre est limité par la perte de charge qu'est capable de vaincre le ventilateur. Les tubes arrangés en grandes longueurs droites peuvent être couverts par plusieurs ventilateurs (généralement deux). Ils forment une "baie". Les tubes sont groupés en "faisceaux". Un ou plusieurs faisceaux peuvent être présents dans une baie.

VI.1. Les différents types d'aéro-réfrigérants :

Ils sont classés selon :

- La position du faisceau : le faisceau peut être horizontal, vertical, incliné ou presque incliné. (voir la figure 6.3)
- Le type de ventilation : On peut avoir soit une ventilation naturelle, soit une ventilation forcée.

VI.1.1. Position du faisceau et du ventilateur :

➤ Tirage induit :

Le ventilateur est disposé au dessus du faisceau de tubes à ailettes. La hotte protège le faisceau de tubes des intempéries et du rayonnement du soleil. [10] [11]

• Avantages du tirage induit :

- a. Moins de recirculation d'air : Les appareils à tirage induit rejettent l'air à une vitesse égale à deux fois et demie celle des appareils à tirage forcé.

- b. Meilleure distribution d'air : dans le cas d'appareils à tirage induit, l'entrée d'air couvre uniformément les rangées de tube inférieures en raison d'une vitesse de l'air relativement faible à l'approche du faisceau. L'approche de température est souvent la plus faible à la rangée inférieure du tube, si bien qu'une distribution d'air uniforme donne un meilleur transfert de chaleur.
- c. Meilleure régulation : La plupart des tubes sont traités contre les effets néfastes et rapides des mauvaises conditions atmosphériques sur les performances des appareils à tirage forcé.

- **Inconvénients principaux :**

- a. Pour les appareils à tirage induit, le ventilateur est situé dans le courant sorti d'air chaud, rendant l'entretien difficile pendant le fonctionnement de l'unité.
- b. Une plus grande puissance est nécessaire pour les unités à tirage induit que pour les unités à tirage forcé en raison d'une densité de l'air plus faible au ventilateur mais ceci est compensé par la perte de pression statique élevée dans la rangée inférieure des tubes, d'où une différence légère dans les besoins en HP installé.

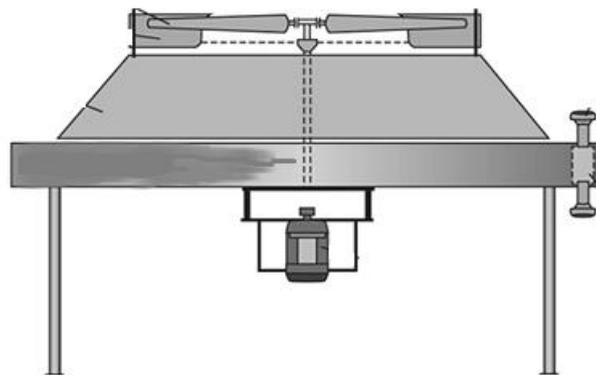


Figure 6.1: tirage induit

➤ **Tirage forcé :**

Le ventilateur est disposé sous le faisceau de tubes à ailettes. Le ventilateur agissant sur un air froid, à débit identique la consommation d'énergie sera moindre. Le système d'entraînement est plus simple puisqu'aucun axe ne traverse le faisceau de tubes. L'air est principalement distribué en face du ventilateur; une recirculation d'air chaud est possible depuis la sortie de l'échangeur sur les cotés de la hotte, affectant l'efficacité de l'équipement.

- **Avantages du tirage forcé**
 - a. Meilleure disposition de l'ensemble moto ventilateur.
 - b. Une plus grande facilité d'entretien : il n'est pas nécessaire de démonter le ventilateur et la chambre pour charger un élément du faisceau.
 - c. Il consomme théoriquement moins de puissance.

- **Inconvénients :**
 - a. Plus de risques de circulation d'air chaud refoulé par les ventilateurs
 - b. Expositions total de tubes aux soleils et aux intempéries
 - c. Pauvre distribution d'air le long des sections

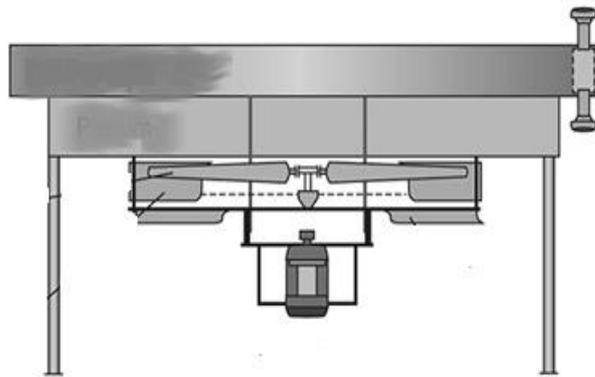


Figure 6.2: tirage forcé

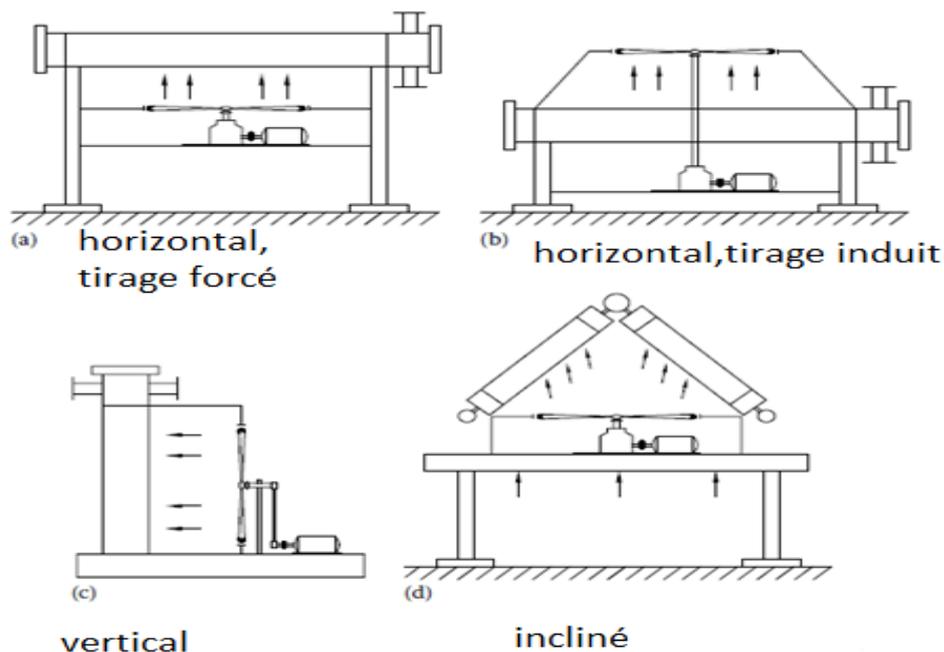


Figure 6.3: position du faisceau

VI.2. Les éléments constitutifs des aérorefrigérants :

Les aérorefrigérants sont généralement constitués des éléments suivants :

VI.3.1. Faisceaux tubulaires :

Les faisceaux sont constitués de tubes généralement à ailettes, de boîtes de distribution et de châssis assurant la rigidité de l'ensemble.

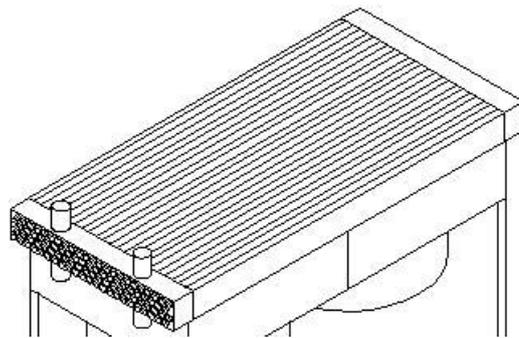


Figure 6.4: image d'un faisceau tubulaire

VI.3.6. Tubes à ailettes :

Les tubes nus de base sont choisis parmi les tubes d'échangeurs normalisés. Ils peuvent être en acier au carbone, acier inoxydable, laiton, ou autre alliages. le diamètre extérieure préféré est d'un pouce. Quelques fabricants utilisent parfois de plus petits tubes, mais la plus part des aérorefrigérants ont des tubes qui sont de diamètre extérieur (OD) de 1", 1.25" ou 1.5". Les longueurs usuelles sont de 20, 24, 30 ft. Avec le gigantisme de certaines unités, telles que la liquéfaction de gaz naturel, des longueurs de 40 et 50 ft peuvent être fournies par certains constructeurs. [4]

La résistance côté air étant prédominante ; ce qui justifie l'utilisation de surface étendue sous forme d'ailettes transversales installées sur les tubes. Ces ailettes apportent une surface d'échange complémentaire intéressante côté air. Toutefois, les ailettes constituent une résistance thermique à la conduction dont il faut prendre compte lors des calculs thermiques (géométrie et matériau de l'ailette).

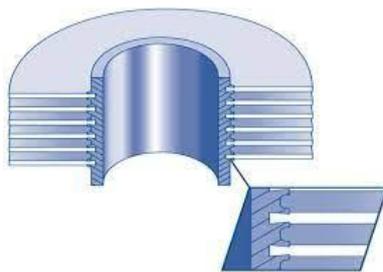


Figure 6.5: tubes à ailettes

VI.3.2.1. caractéristiques des ailettes :

Le transfert thermique entre l'air et les tubes est médiocre, beaucoup plus faible que le transfert entre un liquide, ou une vapeur se condensant et le tube. Le transfert coté air limite donc la performance du refroidisseur.

Pour l'améliorer, on augmente la surface d'échange coté externe du tube. Pour cela on ajoute des ailettes. Ces ailettes devront conduire la chaleur venant du tube vers leur surface et jusqu'à leur extrémité.

Elles devront adhérer parfaitement au tube et être faites d'un matériau très conducteur. Le cuivre et l'aluminium sont les deux matériaux candidats pour cette tâche. L'aluminium est très souvent retenu pour son coût moindre. L'acier est réservé aux applications à haute température. De plus, les ailettes doivent être:

- le plus nombreuses possibles, mais suffisamment espacées pour permettre la circulation de l'air.
- être le plus fines possibles, mais résistantes pour ne pas être déformées lors des nettoyages et manipulations diverses.
- offrir la plus grande surface possible, mais être compactes pour limiter le volume de l'échangeur.

Les paramètres déterminant la surface à ailettes sont la taille des ailettes et leur nombre par unité de longueur ou encore le pas entre ailettes.

Les ailettes sont généralement circulaires ; leurs hauteurs standards (distance entre pied et sommet) sont 3/8 in, 1/2 in et 5/8 in ; cette dernière hauteur est la plus couramment utilisée et conduit à un diamètre de 2¼ in pour un tube de 1 in. La hauteur peut être choisie en fonction des valeurs relatives des résistances de convection à l'intérieur des tubes et côté air.

Elles sont enroulées en hélice sur le tube de base. La qualité de la liaison mécanique entre l'ailette et le tube est primordiale et fonction de la température ; sous l'effet de dilatation différentielle inhérente aux différences de températures et de coefficients de dilatation des matériaux, le contact pied de l'ailette-tube peut être déficient, altérant de ce fait la performance thermique côté air.

Différents modes de fabrication sont utilisés pour réaliser des types d'ailettes adaptés aux conditions de service [8], [9] :

VI.3.2.2. Les types des ailettes :**➤ Ailette type L :**

La forme de L est obtenue par enroulement sous tension d'un feuillard d'aluminium dont une partie constitue le pied de l'ailette plaqué sur le tube.

La qualité du contact ailette-tube laisse à désirer ; la température maximum d'utilisation est 120°C.

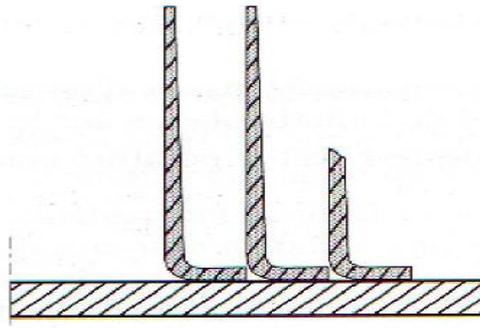


Figure 6.6: ailette de type " L "

➤ **Ailette type double L :**

Le double L permet un chevauchement partiel du pied de l'ailette par l'ailette voisine ; le tube est ainsi mieux protégé des corrosions atmosphériques. La température maximum d'utilisation est dans la fourchette 120-170°C. Ce type plus onéreux est assez peu utilisé.

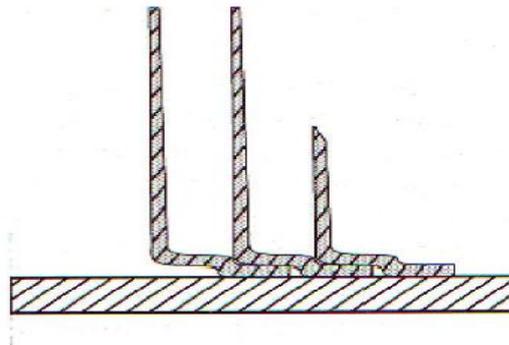


Figure 6.7: ailette type double L

➤ **Ailette type L avec moletage :**

La technique de fabrication est similaire à celle du type L ; un moletage du pied de l'ailette est réalisé simultanément à l'enroulement et améliore le contact ailette-tube.

La température maximum d'utilisation est dans la fourchette 175-250°C

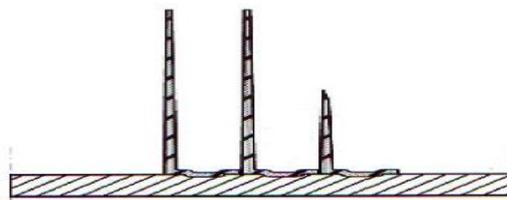


Figure 6.8: ailette type L avec moletage

➤ **Ailette extrudée sur tube bimétallique :**

Les ailettes sont obtenues par extrusion d'un tube en aluminium fretté à froid sur le tube de base. Une bonne résistance à la corrosion atmosphérique est assurée ; la température maximum d'utilisation se situe vers 250 à 300°C.

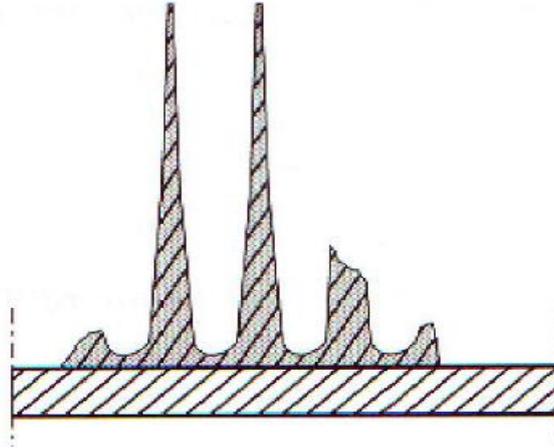


Figure 6.9: ailette extrudée sur tube bimétallique

➤ **Ailette encastrée :**

L'ailette d'aluminium est encastrée dans une rainure hélicoïdale gravée sur le tube de base.

L'encastrement et la tension exercée lors de l'enroulement assurent un contact ailette-tube de qualité. Par contre, aucune protection n'est assurée contre la corrosion ambiante.

La température maximum d'utilisation est de 400°C.

Concernant les impositions d'épaisseur minimum, il faut tenir compte de la profondeur de la gorge dans laquelle est sertie l'ailette pour définir l'épaisseur du tube de base ; cette profondeur étant de l'ordre de 0,3mm, ceci conduit à choisir des jauges différentes aux autres cas.

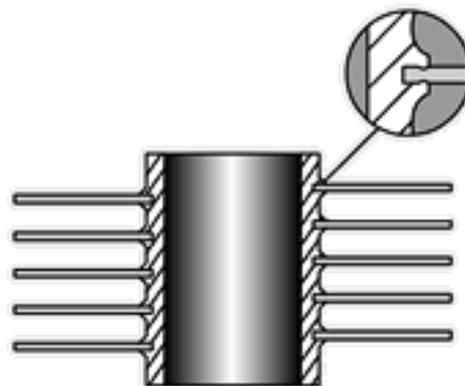


Figure 6.10: ailette encastrée dans un tube

VI.4. Boîtes de distribution ou collecteurs :

Les boîtes ou collecteurs permettent d'introduire et de répartir le fluide chaud à l'intérieur des tubes et de récupérer le fluide réfrigérant ou condensé à la sortie ; La répartition du fluide en une ou plusieurs passes est assurée par des plaques de séparation soudées. Les tubulures d'entrée et de sortie du fluide sont soudées sur les boîtes ou collecteurs. Différents types de boîtes ou collecteurs peuvent être adaptés [8]:

➤ **Manifold à bouchons :**

C'est le type le plus utilisé et son coût est modéré. Il consiste en une boîte parallélépipédique soudée munie d'une ou plusieurs tubulures. Des trous sont aménagés dans la plaque avant en alignement avec les tubes fixés sur les plaques tubulaires ; ils permettent le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes et certaines opérations de maintenance. Des bouchons filetés sont vissés dans ces trous, l'étanchéité vers l'extérieur étant assurée par un joint rondelle. Leur utilisation est possible jusqu'à des pressions de 200 bar.

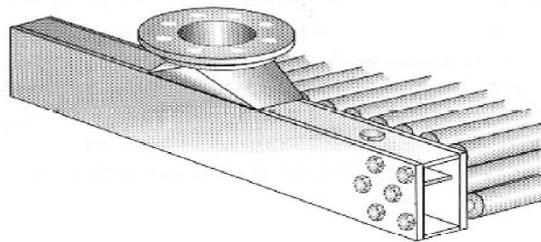


Figure 6.11: manifold à bouchon

➤ **Manifold à couvercle :**

Ce distributeur possède un couvercle démontable pour assurer des nettoyages mécaniques fréquents. Il est utilisé pour des fluides très corrosifs. L'utilisation en est limitée à des pressions de l'ordre de 40 bars.

➤ **Manifold cylindrique :**

Ce type de manifold est utilisé pour des pressions de plus de 200 bars. Les extrémités d'entrée et de sortie étant soudées sur des bossages solidaires des collecteurs. Ce type de collecteur n'est pas recommandé pour services très encrassant

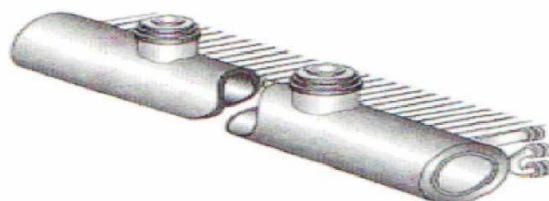


Figure 6.12: manifold cylindrique

➤ **Collecteurs à bonnet :**

Le collecteur est constitué d'un bonnet semi-circulaire qui peut être soudé ou boulonné sur la plaque tubulaire. La construction soudée est peu onéreuse et présente l'avantage d'éliminer les risques de fuites avec l'extérieur ; son utilisation est réservée à des pressions faibles ou sous vide. La version à bonnet démontable nécessite le démontage des tuyauteries pour accès à la plaque tubulaire.

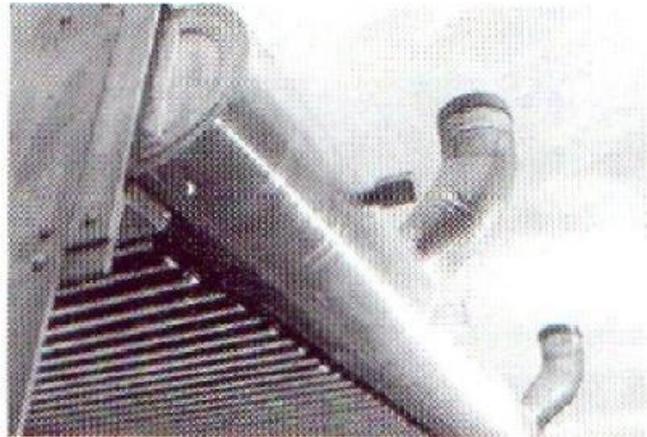


Figure 6.13:collecteur à bonnet soudé

VI.5. Les ventilateurs :

La distribution d'air froid ambiant sur les faisceaux tubulaires est assurée par la rotation de ventilateurs hélicoïdes dont le diamètre est de 6 à 18 ft. Le rotor comprend un moyeu monté sur l'arbre du ventilateur, des pales montées sur le moyeu et dans certains cas un mécanisme de commande.

Les pales, au nombre de 4 à 6, sont en aluminium, en alliage léger ou en résine polyester armée de fibres de verre.

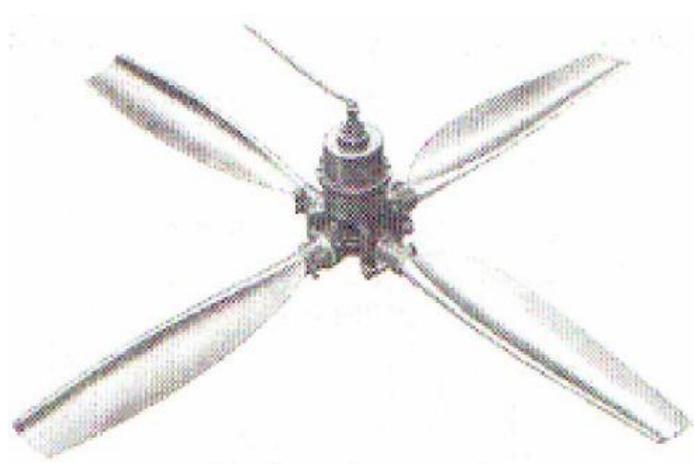


Figure 6.14:ventilateur à 4pales

VI.5.1.L'entraînement des ventilateurs :

Les moteurs fournissent la puissance nécessaire aux ventilateurs pour assurer le débit d'air désiré. L'entraînement peut se faire par :

Des moteurs électriques, à gaz, à essence, à systèmes hydrauliques ou par des turbines à vapeur.

Les moteurs électriques sont de loin les plus utilisés. La transmission de puissance du moteur au ventilateur peut être :

- directe : l'arbre du ventilateur est relié directement au moteur ;
- indirecte, soit par poulies et courroie, soit par engrenages.

VI.6. Système de distribution de l'air :

L'air débité par les ventilateurs est distribué sur les faisceaux (air forcé) ou collecté à la sortie des faisceaux (air induit) par l'intermédiaire d'une chambre ou caisson.

La chambre ou hotte peut être parallélépipédique ou pyramido-tronconique pour assurer une meilleure répartition de l'air sur toute la surface faciale ; un élément cylindrique à l'intérieur duquel se trouve le ventilateur est soudé sur la hotte et constitue l'anneau de ventilation.

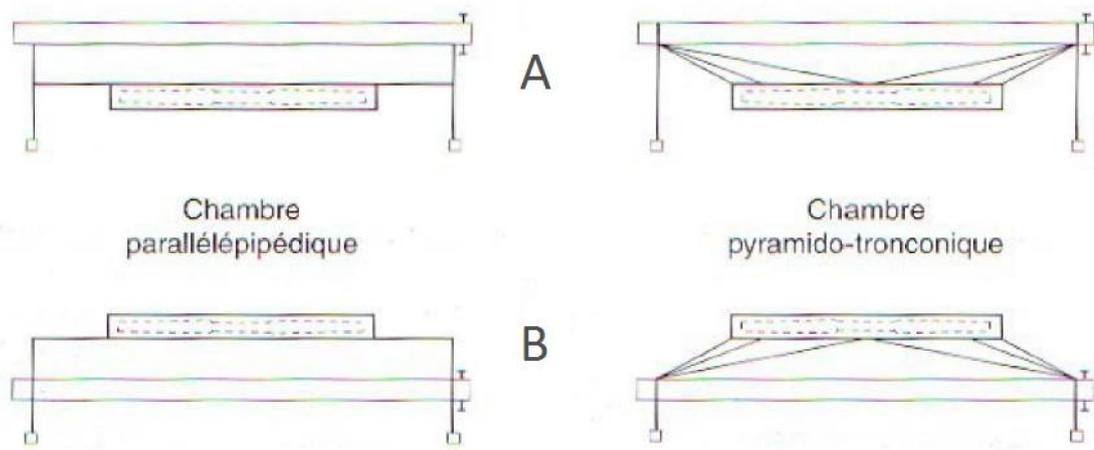


Figure 6.15:chambre de distribution d'air .A.air forcé, B.air induit

VI.7. Dimensionnement des aéroréfrigérants :

Pour le dimensionnement des aéroréfrigérants, on utilise le logiciel HYSYS« Aspen exchanger design ».

➤ **Présentation du logiciel :**

Le hysys est l'un des plus performants logiciels de simulation. le simulateur hysys peut être utilisé lors de la conception d'un procédé industriel afin d'établir des bilans de matière et d'énergie et de dimensionner les équipements de procédé

➤ **Les étapes de la simulation :**

Pour faire une simulation sous « Aspen exchanger design » il faut d'abord :

- Sélectionner le type de l'installation; pour notre cas on choisit (air cooled).
- Introduire les caractéristiques de l'aéroréfrigérants.
- Introduire les caractéristiques du gaz (pression, température, débit et composition chimique).

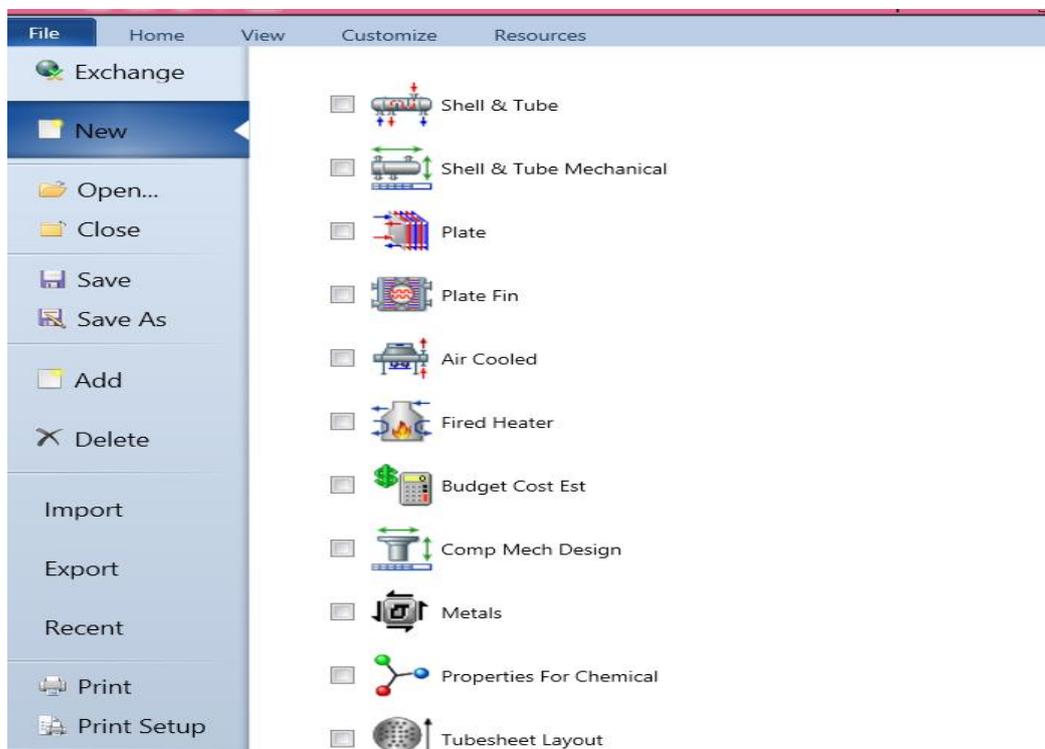


Figure 6.16 : étape 1 de simulation choix de l'équipement

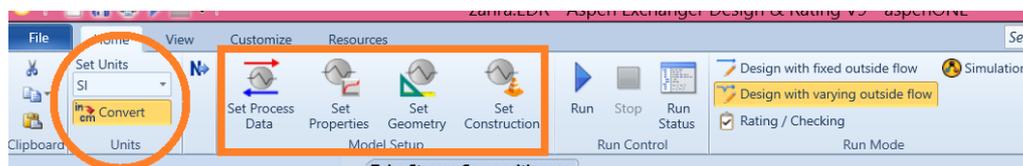


Figure 6.17 :étape 2 de simulation introduction des données

introduction des données propre au gaz naturel à refroidir

The screenshot shows the 'Process Data' window for an 'Air Cooled' stream. The 'Tube Side' section is active, and the following parameters are entered:

Parameter	Unit	In	Out
Fluid name:		gas	
Mass flow rate (total):	kg/s	343,15	
Temperature:	°C	62	50
Vapor mass fraction:			
Operating pressure (absolute):	bar	67	
Heat exchanged:	kW		
Estimated pressure drop:	bar	1,5	
Allowable pressure drop:	bar	1,5	
Fouling resistance:	m ² -K/W	0,00018	

Figure 6.18: étape 3 de simulation par hysys

Introduire les données sur l'air et l'altitude de la station de compression

The screenshot shows the 'Process Data' window for an 'Air Cooled' stream. The 'Outside Stream' section is active, and the following parameters are entered:

Parameter	Unit	In	Out
Face velocity:	m/s		
Required bundle pressure drop:	Pa		
Air/Gas dry bulb design temperatures:	°C	40	
Minimum ambient temperature:	°C	25	
Operating pressure specification:		Altitude and Gauge pressure	
Altitude above sea level:	m	1097	
Inlet pressure (gauge):	Pa	0	
Inlet pressure (absolute):	bar		
Allowable pressure drop:	Pa	200	
Fouling resistance:	m ² -K/W	0	
Inlet humidity parameter:			
Humidity ratio:			

Figure 6.19: étape 4 de simulation par hysys

Introduire la composition chimique du gaz :

	Aspen Component Name	Composition	Aspen Formula
1	CH4	0,8429	CH4
2	C2H6	0,0763	C2H6
3	C3H8	0,018	C3H8
4	C4H10-1	0,0068	C4H10-1
5	C5H12-1	0,002	C5H12-1
6	C6H14-1	0,0017	C6H14-1
7	NO2	0,0522	NO2

Figure 6.20: étape 5 de simulation par hysys

introduire les caractéristiques géométriques de l'aéroréfrigérant que nous souhaitons simulées:

Figure 6.21: étape 6 de simulation par hysys

Pour choisir le nombre des cellules, le nombre des faisceaux et le nombre de ventilateur par cellule, on appuie sur (console) comme suit:

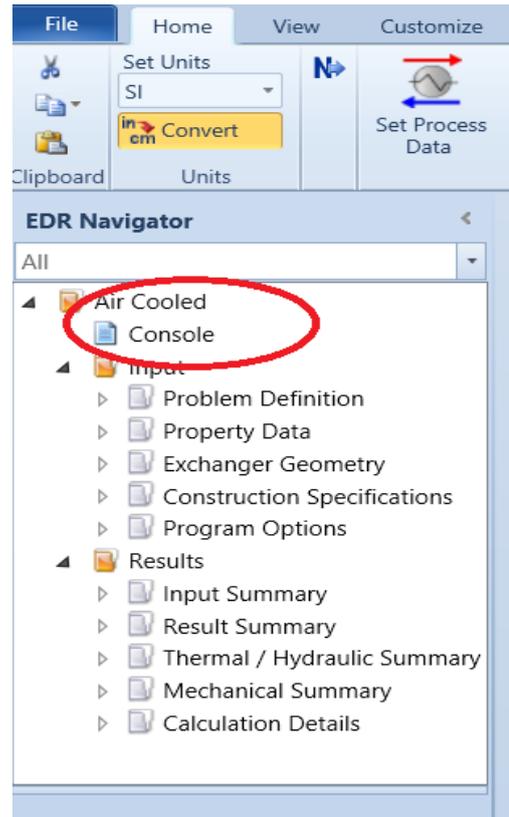


Figure 6.22: étape 7 de simulation par hysys

Size

Specify some sizes in design:

Bays per unit:

Number of bundles / fans per bay: / /

Tube length:

Bay width:

Figure 6.23: étape 8 de simulation par hysys

Ensuite, on appuie sur (RUN) :

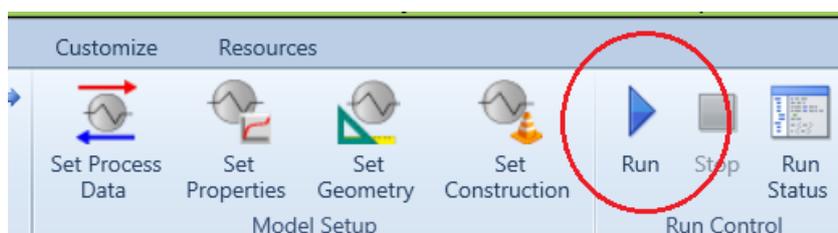


Figure 6.24 : la dernière étape

Chapitre07 :

étude de cas

VII. Introduction :

Dans ce chapitre nous présenterons une étude de cas considérant toutes les étapes de dimensionnement d'un système de transport de gaz par canalisation permettant de transporter un débit annuel de 12,5 milliards Sm³/an sur une distance de 511 Km. Pour cette étude 3 variantes correspondant à trois diamètres différents 40, 42 et 48 pouces seront envisagés. Chaque variante fera l'objet d'un calcul thermo-hydraulique réalisé sous Excel permettant de déterminer les profils de pressions et de températures utiles pour la détermination du nombre de stations de compression ainsi que la localisation de leur position.

Le choix de la variante optimale se fera sur la base d'une étude économique usant du critère de Cout revient économique unitaire.

Un choix et un dimensionnement des principaux équipements des stations de compression, compresseurs centrifuges, turbines, filtres a cyclone et aéroréfrigérants sera effectué.

Enfin le choix des compresseurs et des turbines pour les conditions de fonctionnement sera associé à un calcul du régime de fonctionnement des stations.

VII.1. Les données de départ :

Selon la fiche technique de système de transport par canalisation – juillet 2015

Longueur (Km)	511	Pression max de service design (bars)	67
Rugosité de tube	0.015	Capacité Design (10 ⁹ Sm ³ /an)	12.507
Nuance d'Acier	X60	Pression min d'aspiration (bars)	42
La zone 01 : PK0 – PK 275 La zone 02 : PK 275- PK501 La zone 03 : PK501 –PK511			

Tableau 7.1 : données de calcul pour le calcul hydraulique

La composition du gaz naturel :

Composition	Formule	% mol	yi	Mi
Méthane	CH ₄	84,290	0,843	16,04
Ethane	C ₂ H ₆	7,630	0,076	30,07
Propane	C ₃ H ₈	1,800	0,018	44,09
Butane	C ₄ H ₁₀	0,680	0,007	58,12
Pentane	C ₅ H ₁₂	0,200	0,002	72,15
hexane+	C ₆ H ₁₄₊	0,170	0,002	86,17
Azote	N ₂	5,220	0,052	28,02

Tableau 7.2: composition chimique du gaz

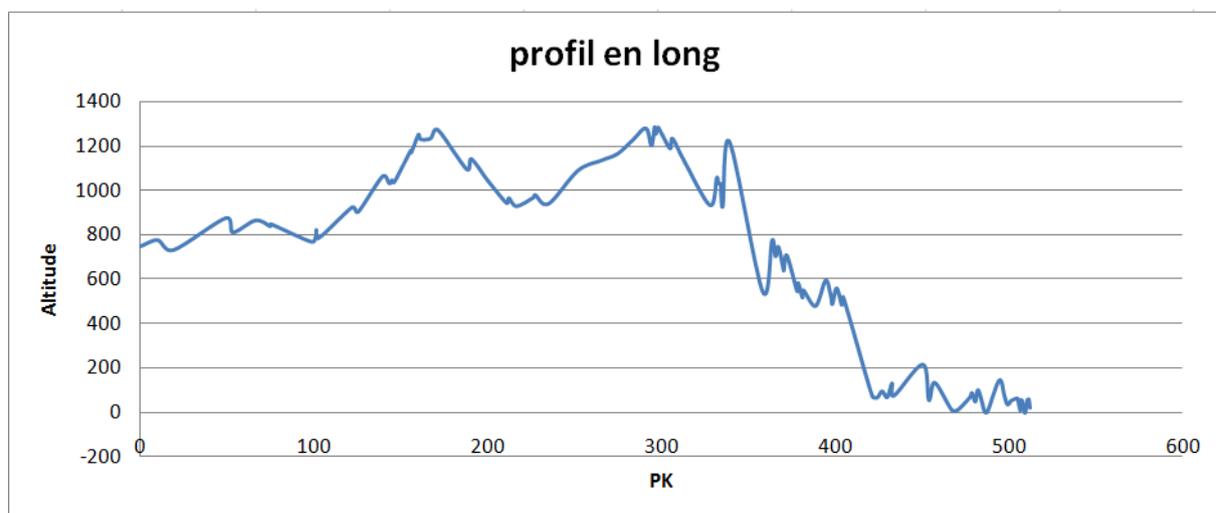


Figure 7.1 : le profil en long

➤ La masse molaire du gaz :

$$M_m = \frac{\sum y_i * M_i}{100} = 18.781 \frac{g}{mol}$$

Condition climatique « été »:

Température de sol : 25 °C.

VII.2 Résultats du calcul thermo-hydraulique pour les 3 variantes :

En tenant compte du profil en long, de la composition chimique du gaz transporté, d'une pression de refoulement à 67 bars et pression aspiration minimale de 48 bars, en utilisant du programme l'Excel réalisé, nous avons pu effectuer un calcul thermo-hydraulique permettant de déterminer le nombre de stations de compression à installer ainsi que leur position pour chaque variante de diamètre.

1^{er} variante :

➤ Calcul thermo-hydraulique pour le diamètre de 40 " :

	TD-SC1	SC1-SC2	SC2-SC3	SC3-SC4	SC4-TA
Re	35035317,1	34574005,9	34996000,7	34701621,1	35034320,7
λ	0,00877805	0,00877806	0,00877805	0,00877805	0,00877805
L(m)	98623	89252	95125	111214	117545
Pi(bar)	67	67	67	67	64.5
A	0,00015659	0,00015285	0,00015052	0,00015006	0,00015094
B	1855,67178	1901,10259	1930,58466	1936,45452	1925,17407
Pf(bar)	48,026321	47,8298925	47,9120383	47,6330014	42,6459408
Pm(bar)	58,03478095	57,94833381	57,98446725	57,86183616	54,31588219
A'	6,08026E-06	6,08908E-06	6,09055E-06	6,09235E-06	6,14353E-06
Tsr(K)	287,043503	286,2170809	287,2510433	288,7141771	287,9124167
Tf(°c)	33,7836893	38,2285612	40,6372946	40,1413608	37,2912977
Tm(°K)	314,0864405	319,4419402	322,9952985	323,6502591	320,6958226
Cp	2600,660238	2596,892118	2596,265708	2595,49877	2573,877399
Dj	0,349414989	0,337142913	0,329256289	0,327955488	0,337954385
μ	1,25707E-05	1,27385E-05	1,28514E-05	1,287E-05	1,2715E-05
Z	0,889574026	0,89607328	0,899958364	0,900867849	0,903871389
Tref(°c)	56,2858267	61,3479188	63,812686	60,9868693	/

Tableau 7.3: résultats de calcul hydraulique pour le diamètre de 40"

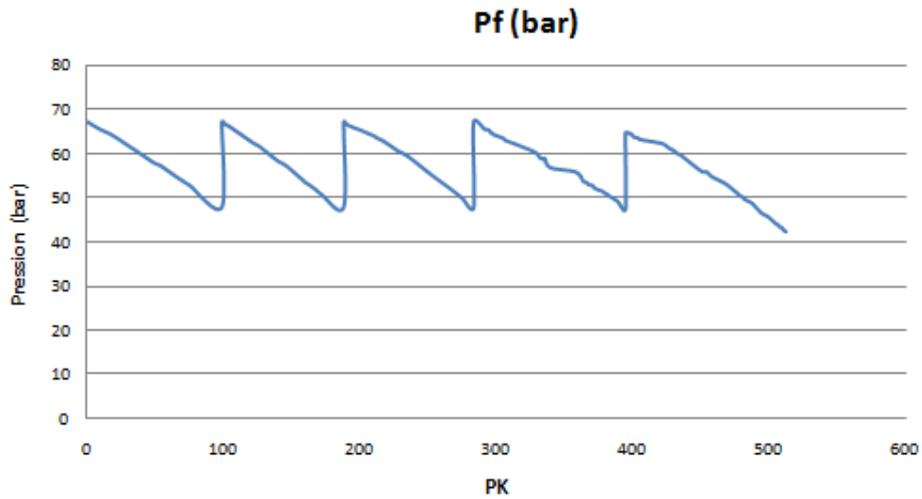


Figure 7.2: profil de pression pour le gazoduc de 40 pouce

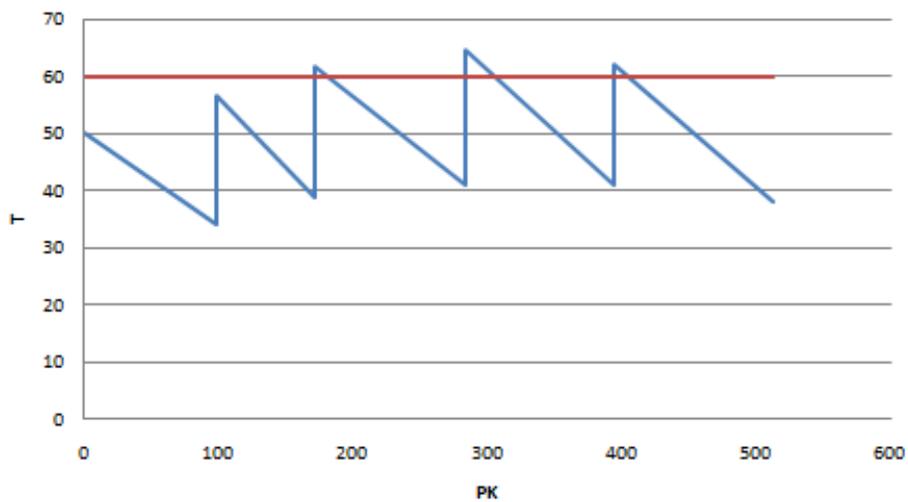


Figure 7.3: profil de température pour un gazoduc de 40 pouces

Diamètre (pouces)	40
Epaisseur (mm)	11.13 de pk0 au pk 275 12.7 de pk275 au pk 501 19.05 de pk501 au pk511.
Nombre de stations de compression	4

Tableau 7.4: dimensions du gazoduc pour la 1 ere configuration

2^{ème} variante :

➤ Calcul thermo-hydraulique pour le diamètre de 42 " :

	TD-SC1	SC1-SC2	SC2-SC3	SC3-TA
Re	33970776,3	33613544,6	33686172,4	34147881,6
λ	0,00869607	0,00869607	0,00869607	0,00869607
L(m)	121904	113016	128437	148402
Pi(bar)	67	67	67	63
A	0,00015993	0,0001574	0,00015733	0,00015789
B	1423,56985	1446,42228	1447,22836	1441,94869
Pf(bar)	47,9983022	49,6259355	47,4965561	42,3034856
Pm(bar)	58,02244073	58,74434422	57,80198366	53,32969709
A'	6,29989E-06	6,29543E-06	6,31007E-06	6,38088E-06
Tsr(K)	289,3594555	289,6936315	289,7904872	290,3174508
Tf(°c)	31,9669426	35,1926837	34,003908	31,161909
Tm(°K)	312,8406874	316,6550606	316,3134757	313,3854187
Cp	2601,67648	2603,517445	2597,47771	2568,65249
Dj	0,352398376	0,34267	0,344437703	0,356028588
μ	1,25312E-05	1,26643E-05	1,2637E-05	1,24662E-05
Z	0,885861127	0,889239182	0,890605533	0,895738421
Tref(°c)	54,3764384	55,5019497	53,0056633	/

Tableau7.5: résultats de calcul hydraulique pour un diamètre de 42"

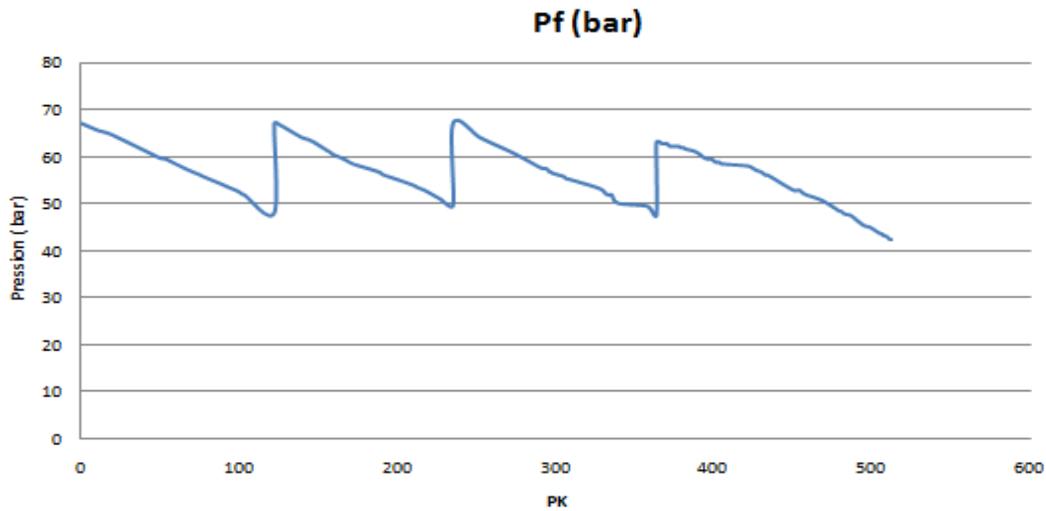


Figure 7.4: profil de pression pour un gazoduc de 42 pouces

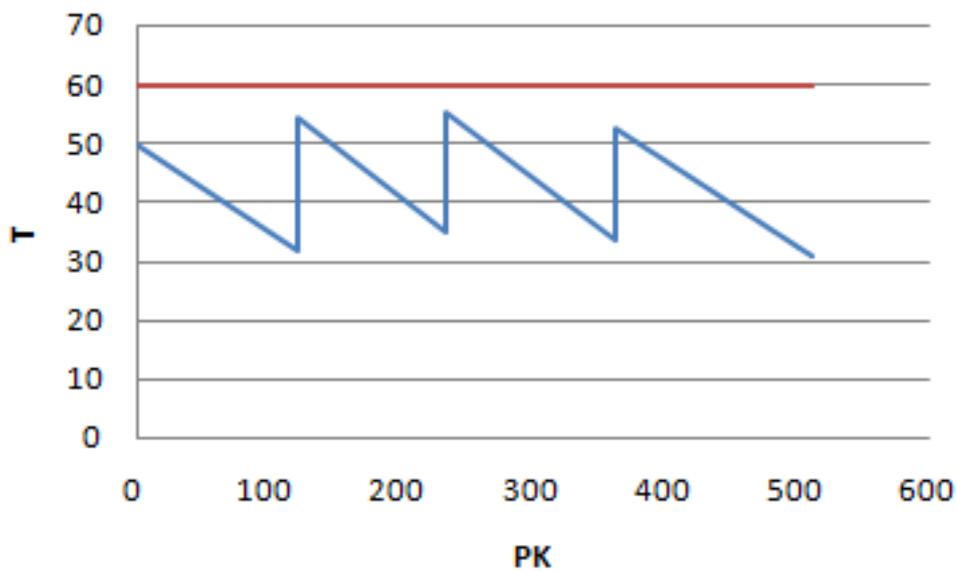


Figure 7.5: profil de température pour un gazoduc de 42 pouces

Diamètre (pouces)	42
Epaisseur (mm)	12.7 de pk0 au pk 275 14.27 de pk275 au pk 501 20.6 de pk501 au pk511.
Nombre de stations de compression	3

Tableau 7.6: dimensions du gazoduc pour la 2 ème configuration

3^{ème} variante :

➤ Calcul thermo-hydraulique pour le diamètre de 48 " :

	TD-SC1	SC1-TA
Re	30054496,1	30741643,8
λ	0,00846605	0,00846604
L(m)	234920	276839
Pi(bar)	67	61
A	0,00016371	0,00016531
B	692,582423	685,888159
Pf(bar)	48,8353655	42,2979499
Pm(bar)	58,39242832	52,21330798
A'	7,17697E-06	7,29499E-06
Tsr(K)	294,1133254	294,4785387
Tf(°c)	26,464775	24,0647682
Tm(°K)	308,0723721	302,8382682
Cp	2609,978975	2567,751425
Dj	0,363712124	0,384419502
μ	1,2387E-05	1,21101E-05
Z	0,878789913	0,88533845
Tref(°c)	40,965388	/

Tableau 7.7 : résultats de calcul hydraulique pour un diamètre de 48"

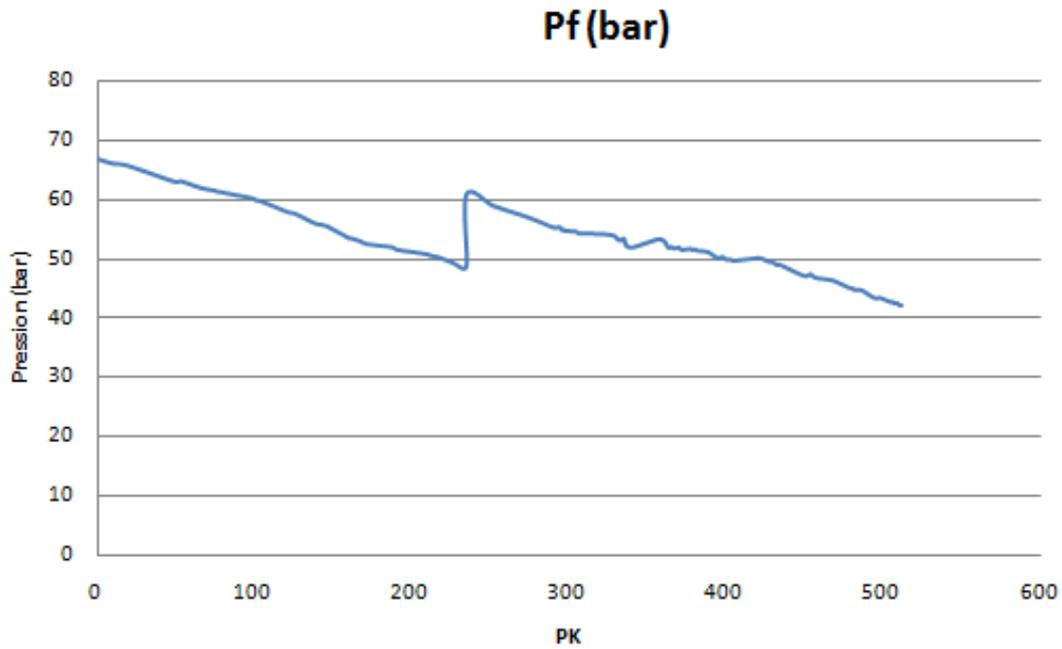


Figure 7.6: profil de pression pour un gazoduc de 48 pouces

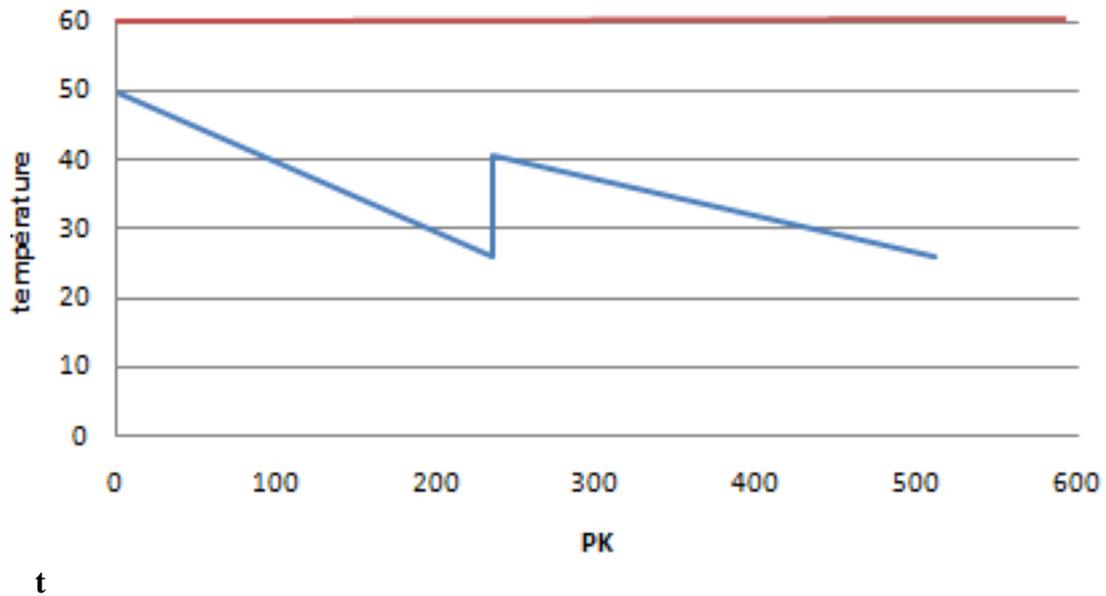


Figure 7.7: profil de température pour un gazoduc de 48 pouces

Diamètre (pouces)	48
Epaisseur (mm)	14.27 de pk0 au pk 275 15.88 de pk275 au pk 501 23.8 de pk501 au pk511.
Nombre de stations de compression	1

Tableau 7.8: dimensions du gazoduc pour la 3 ème configuration

VII.3.Choix de la configuration optimale :

On a comme objectif la détermination de la configuration optimale parmi les configurations proposées, celle qui conduise à un coût de revient économique unitaire le plus bas possible « CREU », en suite on procèdera au dimensionnement des systèmes de filtration et de refroidissement.

VII.3.1. Données et résultats économiques :

➤ Donnée économiques :

Les hypothèses formulées pour l'élaboration de l'étude économique des trois (03) configurations techniques sont présentées ci-dessous :

L'échéancier des investissements (CAPEX)	03 ans
La durée d'exploitation (OPEX)	20 ans
Taux d'actualisation (Taux d'intérêt du capital)	8 %
Taux disposition	25 %
Inflation moyenne annuelle	3.5 %
TAP	3 %

Tableau7.9: les années d'amortissement

Les durées d'amortissement les plus souvent utilisées sont :

Investissement	Durée d'amortissement (ans)
Le tube	20 à25
Le gros matériel	15

Tableau7.10: les dures d'amortissement le plus utilisées

Coût d'investissement	Symbole	unité	valeur
prix de la tonne de l'acier	Ca	\$/T	1700
Coût de la pose de tube	Cpt	\$/pouce/ml	16
Coût des accessoires et vannes	Cac	\$/T	8.5%*Ct
Coût de protection cathodique	CPC		1.5%*Ct
Coûts indirects	Cind		7%*Cd
Coût des imprévus	Cimp		10%*Cd

Tableau7.11: les couts d'investissement

Coût d'exploitation	Symbole	unité	valeur
Frais du personnel	C1	\$/an	25000
Frais d'entretien ligne	Cent1	\$/T	1% *Ct
Frais de gestion	Cg	\$/an	25% * C1
Frais divers	Cd1	\$/an	25% *C1

Tableau 7.11: cout d'exploitation➤ **Résultats économiques :****Configuration 01 :**

Longueur	516,11
Cout d'investissement(CAPEX)	prix (10 ⁶ \$)
Pris des tubes	331,4680347
Protection cathodique	4,972020521
Vannes et accessoires	28,17478295
Cout des terminaux	23,20276243
La pose	330,3104
Sous total	718,1280006
Imprévus	38,66599659
Indirectes	27,06619761
Stations	321,824512
base de vie	24
CAPEX total	1129,684707

Tableau 3.12: résultats de Capex total pour 1 ère configuration

Charge d'exploitation(OPEX)	prix 10 ⁶ \$/an
Frais personnel	6
Charge d'entretien des machines tournantes	1,97473536
Charge d'entretien des station de compression	2,56
Cout d'energie	2,05525153
Frais de gestion	1,5
Entretien ligne	3,31468035
Total OPEX	18,4279713

Tableau 7.13: résultats d'Opex total pour 1 ère configuration

Capex M\$	1129,68471
Opex M\$/an	18,4279713
Creu \$/1000m3	9,89644827

Tableau 7.14: Capex, Opex et le Creu total de1 ère configuration

Configuration 02 :

Longueur	516,11
Cout d'investissement(CAPEX)	Prix 10 ⁶ \$
Pris des tubes	331,4680347
Protection cathodique	4,972020521
Vannes et accessoires	28,17478295
Cout des terminaux	23,20276243
La pose	346,82592
Sous total	734,6435206
Imprévus	40,31754859
Indirectes	28,22228401
Stations	237,324512
base de vie	18
CAPEX total	1058,507865

Tableau 7.15: résultats Capex total de 2 ème configuration

Charge d'exploitation(OPEX)	Prix 10 ⁶ \$/an
Frais personnel	4,75
Charge d'entretien des machines tournantes	1,35973536
Charge d'entretien des station de compression	1,92
Cout d'energie	2,05525153
Frais de gestion	1,1875
Entretien ligne	3,31468035
Total OPEX	18,4279713

Tableau 7.16: résultats d'Opex total de 2 ème configuration

Capex	M\$	1058,50787
Opex	M\$/an	18,4279713
Creu	\$/1000m3	10,0814128

Tableau 7.17: Capex, Opex et le Creu de 2 ème configuration

Configuration 03 :

Longueur	516,11
Cout d'investissement(CAPEX)	prix 10 ⁶ \$
Pris des tubes	331,4680347
Protection cathodique	4,972020521
Vannes et accessoires	28,17478295
Cout des terminaux	23,20276243
La pose	396,37248
Sous total	784,1900806
Imprévus	45,27220459
Indirectes	31,69054321
Stations	104,324512
base de vie	6
CAPEX total	971,4773404

Tableau 7.18: résultats de Capex total de 3 ème configuration

Charge d'exploitation(OPEX)	Prix 10 ⁶ \$/an
Frais personnel	2,25
Charge d'entretien des machines tournantes	1,20973536
Charge d'entretien des station de compression	0,64
Cout d'energie	2,05525153
Frais de gestion	0,5625
Entretien ligne	3,31468035
Total OPEX	18,4279713

Tableau 7.19: résultats d ' Opex total de 3 ème configuration

Capex	M\$	971,47734
Opex	M\$/an	18,4279713
Creu	\$/1000m ³	10,6363065

Tableau 7.20: Capex, Opex et le Creu total de 3eme configuration

Les CAPEX, OPEX et CREU des différentes configurations simulées sont retenues et représentées dans le tableau suivant :

	Cout d'investissement CAPEX (Millions \$)	Charges d'exploitation OPEX (Millions \$/ an)	Cout de revient économique unitaire CREU (\$/ 1000 M ³)
configuration 1	1129,68471	17,4046672	9,89644827
configuration 2	1058,50787	14,5871672	10,0814128
configuration 3	971,47734	10,0321672	10,6363065

Tableau 7.21: résultats de 3 configurations

➤ **Interprétation des résultats :**

D'après le tableau précédent nous remarquons que la solution qui conduit à un coût de revient économique unitaire (CREU) le plus bas est la première configuration. Celle qui consiste à choisir un gazoduc du diamètre 40 " avec 4 stations de compression par conséquent pour le reste du dimensionnement a savoir choix et dimensionnement des équipements des stations de compression on retiendra cette configuration.

	SC1	SC2	SC3	SC4
PK (km)	98,623	187,875	283	394,214
altitude (m)	769,72	1096,36	1226	596
P refoulement (bar)	67	67	67	64.5
P aspiration (bar)	47,7756605	47,8298925	47,6059476	47,2651975
Epaisseur :11.13 de pk0 au pk 275 Epaisseur :12.7 de pk275 au pk 501 Epaisseur :19.05 de pk501 au pk511				
Diamètre		40		

Tableau7.22: caractéristiques du gazoduc de 40"

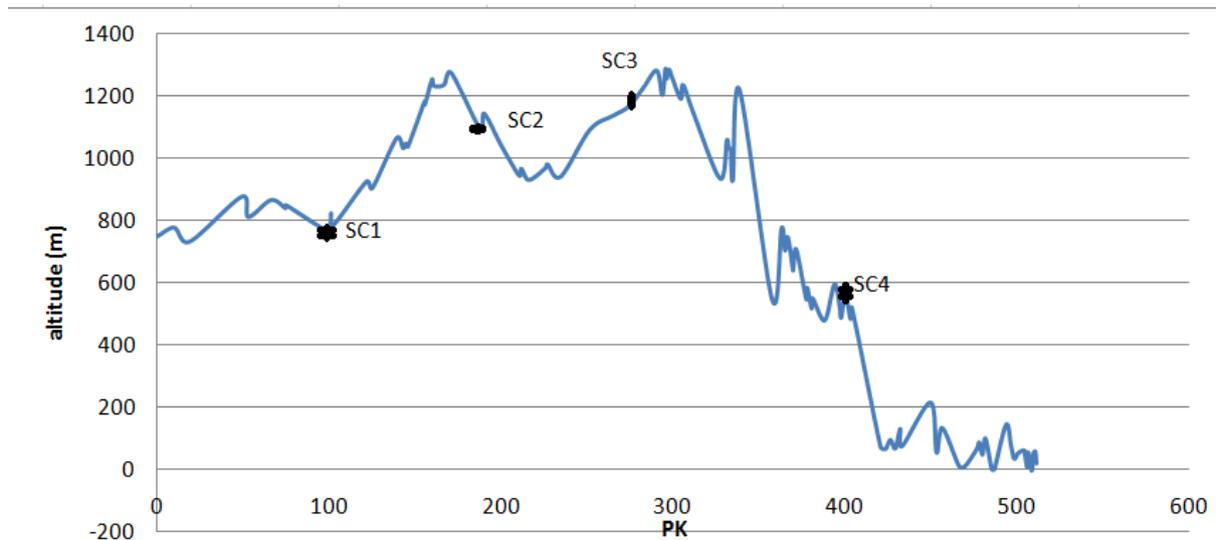


Figure 7.8 : la position des stations de compression

VII.4. Choix et dimensionnement des équipements d'une station de compression :

Les stations de compression ayant la même puissance avec des paramètres de fonctionnement quasi-identique nous présenterons la démarche pour les différentes stations

VII.4.1. Choix du compresseur et de la turbine:

➤ Le choix du compresseur :

Notre objectif principal est de déterminer le type de compresseur centrifuge et de turbine les mieux adaptés aux conditions de fonctionnement tout en considérant une configuration en parallèle 3+1, 3 en fonctionnement et un de réserve
Ensuite on calcul la hauteur adiabatique et le débit d'aspiration pour choisir le modèle de compresseur qui convient.

Les données :

Q	S m ³ /j	37900000
La densité		0,6570872
Nombre de compresseur		3 +1
Coefficient adiabatique		1.27
Le pouvoir calorifique	kcal/m ³	8500

Tableau 7.23: caractéristiques de fonctionnement des stations

	SC1	SC2	SC3	SC4
P asp (bar)	47,7756605	47,8298925	47,6059476	47,2651975
P ref (bar)	67	67	67	64.5
T asp (°c)	33,805482	38,5741553	40,9221595	40,6199614
niveau de la station	769,72	1096,36	1226	596

Tableau 7.24: données de fonctionnement du compresseur

➤ **Résultats de calcul :**

En utilisant les formules du chapitre 3, on calcule les paramètres nécessaires qui nous serviront à déterminer le point de fonctionnement du compresseur :

	SC1	SC2	SC3	SC4
Débit d'aspiration [m ³ /min]	174,884846	179,44886	181,310354	182,268119
Hauteur adiabatique [m]	4248,81795	4397,25393	4427,02272	3985,98663
Vitesse de rotation [tr/min]	5200	5300	5350	5200
Rendement adiabatique	0,815	0,816	0,817	0.818
Pourcentage de vitesse de rotation	0,8	0,81538462	0,82307692	0,8
Puissance absorbée par le compresseur [KW]	5925,89703	6125,40733	6159,32728	5538,93311

Tableau 7.25: résultats pour le fonctionnement du compresseur

Après avoir comparé plusieurs modèles de compresseur, on a choisi le modèle de « ingersoll – cpd 224 », car on observe que les points de fonctionnement se situent dans la plage de fonctionnement de ce compresseur loin des zones de pompage et gavage. Ces caractéristiques sont les suivantes :

rendement d'accouplement adiabatique	0.98
La vitesse nominale tr/min	6500

Tableau 7.26: caractéristiques du compresseur

Sa courbe caractéristique :

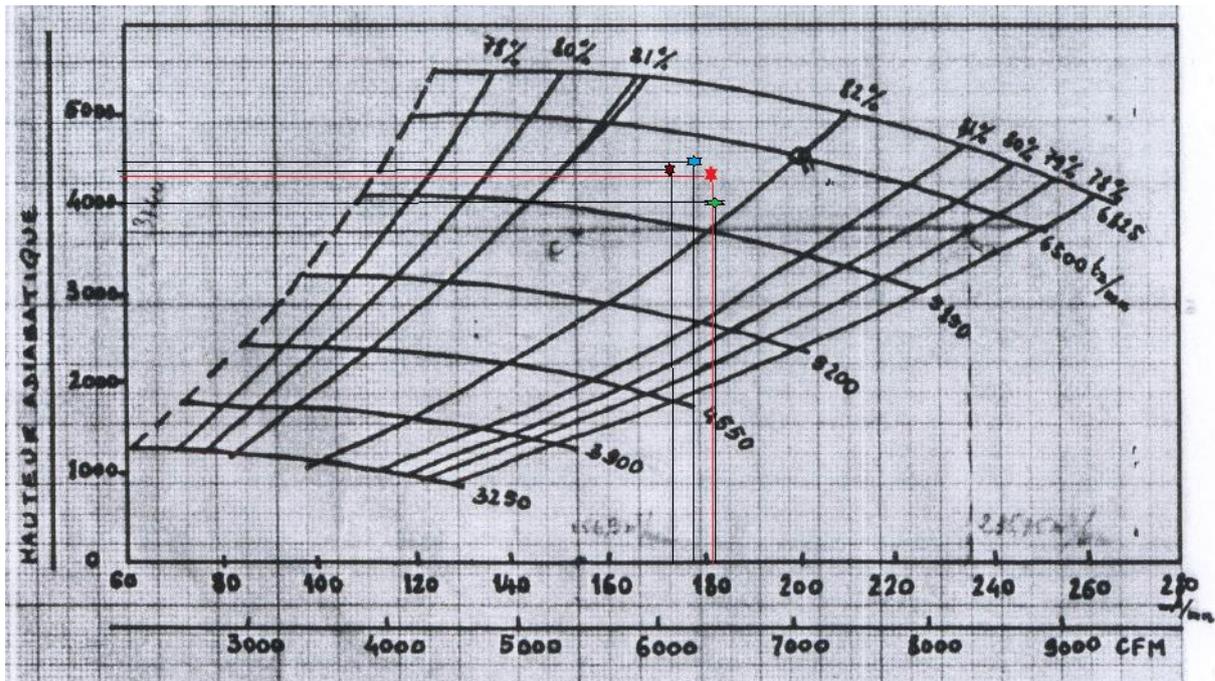


Figure 7.9: courbe caractéristique du compresseur

➤ **Le choix de la turbine à gaz :**

Après avoir calculé la puissance exigée on choisit ensuite une turbine qui possède une puissance supérieure:

	SC1	SC2	SC3	SC4
Puissance exigée par la turbine [KW]	6046,83371	6250,41564	6285,02783	5651,97257

Tableau 7.27: puissance exigé par la turbine dans chaque station

Les caractéristiques de la turbine qu'on a choisit sont :

Puissance nominale de turbine kw	10745
Rendement thermique nominale de turbine kj/kw*s	3.85

Tableau 7.28: caractéristiques de la turbine choisit

Cette puissance nominale de la turbine est aux conditions iso (1bar, 15°C).

Correction de la puissance nominale de la turbine en tenant compte de l'altitude et de la température de chaque station en utilisant ces deux courbes :

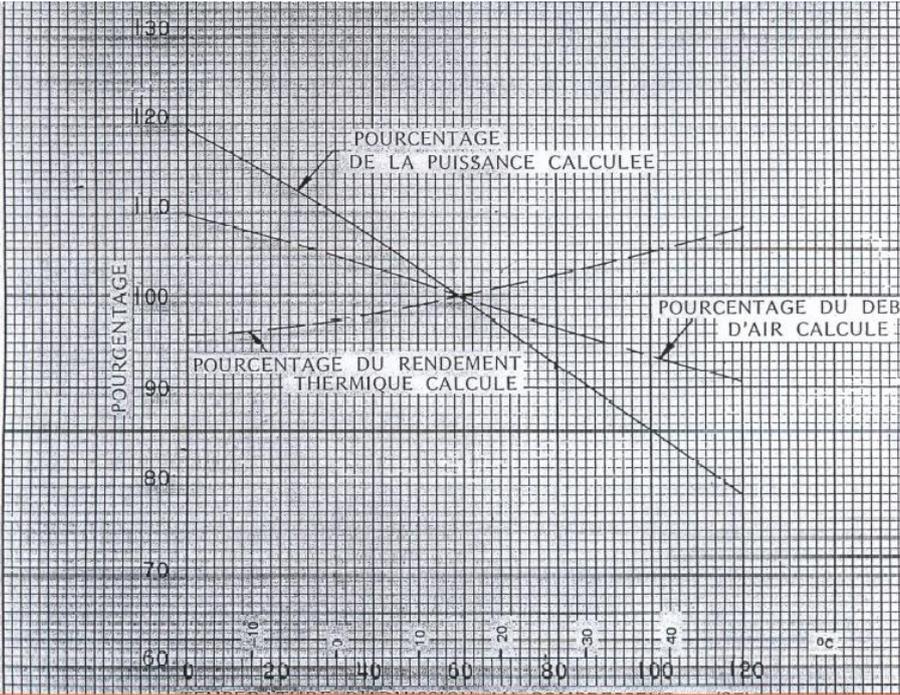


Figure 7.10: courbe de correction de puissance



Figure 7.11: courbe de correction d'altitude

D'après les courbes :

	SC1	SC2	SC3	SC4
Facteur de correction de l'altitude	0,975	0,96	0,96	0,96
Facteur de correction de température	0,98	0,86	0,85	0,85

Tableau 7.29: résultats graphiques des facteurs de correction de l'altitude et de température dans chaque station

	SC1	SC2	SC3	SC4
Pourcentage puissance exigé	0,56272648	0,58167209	0,58489315	0,52598017
Pourcentage puissance disponible	0,9555	0,8256	0,816	0,833

Tableau 7.30 : le pourcentage des puissances dans chaque station

Les résultats mentionnés dans le tableau précédant montrent que la puissance de la turbine choisie est suffisante même en tenant compte de la température et de l'altitude des sites.

A partir de la caractéristique de la turbine choisie, on détermine le pourcentage du rendement thermique :

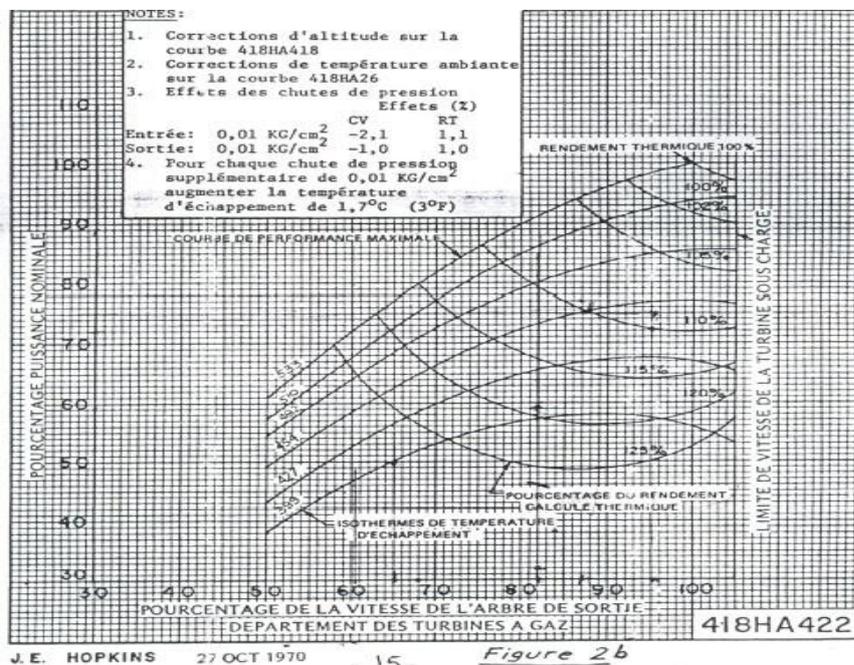


Figure 3.12: courbe de caractéristique de la turbine

	SC1	SC2	SC3	SC4
% rend th à p atm	125	122	122	122
% rend th à p réel	1,28205128	1,27083333	1,27083333	1,24489796

Tableau 7.31: rendement théorique à pression atmosphérique et réel dans chaque station

Rendement thermique corrigé turbine	4,93063297	4,88748994	4,88748994	4,78774524
Rendement Thermique turbine	0,20281372	0,204604	0,204604	0,20886659

Tableau 4.32: résultats pour le fonctionnement de la turbine

Ensuite, on calcul le débit du gaz combustible de la turbine et de la station :

	SC1	SC2	SC3	SC4
Débit du gaz combustible d'une seule turbine [m3/h]	3013,7	3087,91	3105,01	2735,27
Débit du gaz combustible de la station [m3/h]	9041,1	9263,7	9315	8205,8

Tableau 7.33: débit du gaz combustible de la turbine et de la station

VII.5. Dimensionnement des filtres à cyclones :

Dans ce chapitre nous présentons les résultats du dimensionnement des systèmes de filtration des stations de compression et du terminal de départ pour le gazoduc 40 pouces.

➤ Hypothèses de travail :

- Les filtres seront de type multi cyclones.
- Les filtres seront de diamètre 42 pouces.
- Les multicyclones seront de diamètre 2 pouces.
- Chaque filtre de 42 pouce contient 164 multicyclones.
- les conditions les plus défavorables qui sont prises en considération dans ce dimensionnement
 - ✓ 120% de débit.
 - ✓ 95% de pression.
 - ✓ La température finale au niveau des stations est 40°C.

➤ Les résultats du calcul :

	SC1	SC2
Débit Q (Sm ³ /h)	1 579 167	1 579 167
120 % du débit	1 895 000	1 895 000
Pression	47.77	47.82
95 % de Pression	45,38687748	45,43839786
Température (°c)	40	40
Densité relative	0,657087278	0,657087278
Pression réduite	1,024072145	1,025234609
Température réduite	1,536253925	1,536253925
Coefficient de compressibilité	0,909402306	0,909299465
La masse volumique aux conditions réelles kg/m ³	36,98661838	37,0327912
Le débit réel	11,46215433	11,44786321
Constante C	120	120
Le débit Q (Nm ³ /s)	1796353,462	1796353,462
Le nombre de multicyclones	1010	1009
Nombre de cyclone	7	7
La hauteur de cyclone	2,2499	2,2499
Le nombre de multicyclones en plus dans chaque cyclone	138	139
La vitesse limite (m/s)	19,7314469	19,7191424
Le diamètre entrée /sortie normalisé (")	14	14
La vitesse réelle (m/s)	18,4079298	19,7700837

Tableau7.34: résultats du dimensionnement des filtres à multicyclones aux SC1 et SC2

	SC3	SC4
Débit Q (Sm ³ /h)	1 579 167	1 579 167
120 % du débit	1 895 000	1 895 000
Pression	47.60	47,2651975
95 % de Pression	45,2256502	44,90193763
Température (°c)	40	40
Densité relative	0,657087278	0,657087278
Pression réduite	1,020434346	1,013130362
Température réduite	1,536253925	1,536253925
Coefficient de compressibilité	0,909724135	0,910370305
La masse volumique aux conditions réelles kg/m ³	36,84219313	36,55252405
Le débit réel	11,50708717	11,5982778
Constante C	120	120
Le débit Q (Nm ³ /s)	1796353,462	1796353,462
Le nombre de multicyclones	1014	1022
Nombre de cyclone	7	7
La hauteur de cyclone	2,2499	2,2499
Le nombre de multicyclones en plus dans chaque cyclone	134	126
La vitesse limite (m/s)	18,38497863	19,8482655
Le diamètre entrée /sortie normalisé (")	14	14
La vitesse réelle (m/s)	18,48009081	18,62654064

Tableau7.35: résultats de dimensionnement des filtres à multicyclones aux SC3 et SC4

VII.6. Dimensionnement des aéroréfrigérants :

D'après la figure (7.3) qui montre le profil de la température pour un gazoduc de 40 pouces on peut noter que la température de refoulement dans les 3 dernières stations de compression est supérieure à 60  c ce qui peut engendrer une détérioration du revêtement du pipeline et accélérer le processus de corrosion.

Il est important de réduire la température du gaz après la compression par l'installation des aéroréfrigérants. Cependant, la question qui se pose, dans quelles stations doit on les installer et quelle sera leurs dimensions pour baisser la température de refoulement à 50 c.

- Pour diminuer la température de refoulement à moins de 60 degrés dans les trois dernières stations on propose:

D'installer des aéroréfrigérants au niveau de la deuxième station SC2 avec une température de refoulement à 50 c.

En reprenant le calcul thermo-hydraulique du gazoduc en baissant la température de refoulement de la SC2 à 50  c on obtient les résultats suivant:

➤ Résultats du calcul :

	TD-SC1	SC1-SC2	SC2-SC3	SC3-SC4	SC4-TA
Re	35494228,9	35000310,4	35453867,5	35131884,7	35452202,2
Λ	0,00877805	0,00877805	0,00877805	0,00877805	0,00877805
L(m)	98623	89252	95125	111214	117545
Pi(bar)	67	67	67	67	64
A	0,00015896	0,00015492	0,00015887	0,00015615	0,00015562
B	1828,03516	1875,71853	1829,07555	1860,86638	1867,21044
Pf(bar)	47,7756605	47,8298925	48,5005232	48,1612152	42,0928141
Pm(bar)	57,92449343	57,94833381	58,24409867	58,0942351	53,80034563
A'	6,00402E-06	6,01308E-06	5,9995E-06	6,00743E-06	6,07208E-06
Tsr(K)	286,7588797	286,0903363	286,7993551	288,4979502	287,4904484
Tf(°c)	33,805482	38,5741553	34,2573748	36,3167903	34,6218171
Tm(°K)	314,1083759	319,7781738	314,3841117	318,1160185	316,8635595
Cp	2599,886283	2595,969512	2601,848287	2598,412933	2570,745693
Dj	0,349479037	0,336516201	0,348490484	0,339992372	0,347270904
M	1,25695E-05	1,27469E-05	1,25838E-05	1,26992E-05	1,25844E-05
Z	0,887655258	0,894659828	0,887381442	0,892213511	0,898794192
Tref(°c)	56,6757802	50	56,1060819	55,5910181	/

Tableau7.36: résultats du calcul thermo-hydraulique avec le système de refroidissement

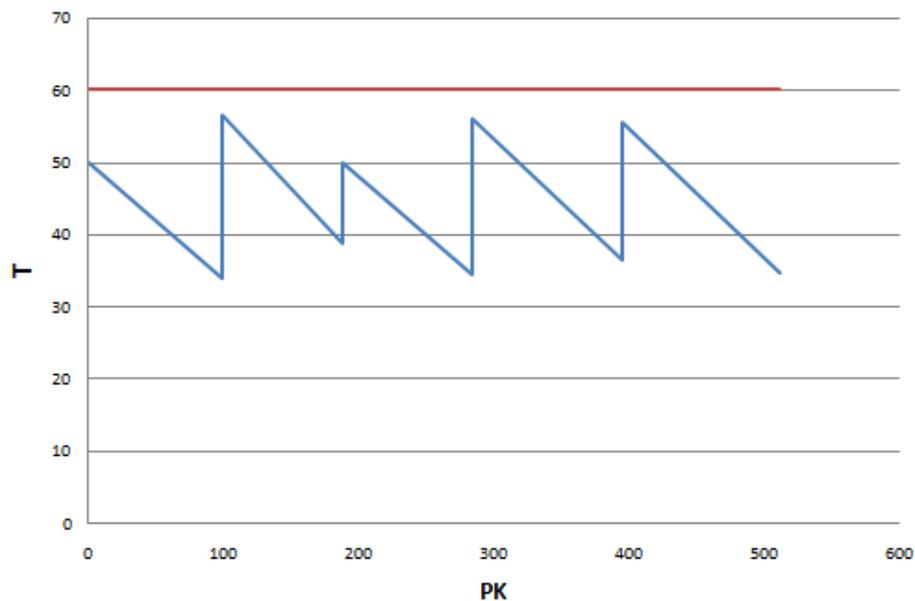


Figure 7.13: profil de température avec le système de refroidissement

➤ **Discussion des résultats :**

D'après le tableau, on peut noter que la pression finale est toujours supérieure à 42 bars donc cette condition est respectée.

On remarque aussi que la pression finale après l'installation des aéroréfrigérant a augmenté donc les pertes de charges ont diminué.

Et aussi d'après la figure 44 qui représente le profil de température, les températures de refoulement observées ne dépassent pas 60°C dans toutes les stations.

VII.6.1. Dimensionnement de l'aéro devant être installé à la SC2:**➤ Les données de départ :**

- Température d'entrée et de sortie du gaz :
 $T_1 = 62 \text{ }^\circ\text{C}$.
 $T_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Température d'entrée de l'air :
 $t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.
- La chaleur spécifique du gaz et de l'air :

$$C_{p_{\text{gaz}}} = 2595 \text{ [j/kg.c}^\circ\text{]}$$

$$C_{p_{\text{air}}} = 1000 \text{ [j/kg.c}^\circ\text{]}$$

- résistance d'encrassement du gaz :
 $R_{\text{enc}} = 0.00018$
- Viscosité dynamique du gaz :
 $\mu = 1.28 \cdot 10^{-5} \text{ [kg/m.s]}$
- Le débit massique :
 $M = 343.15 \text{ [kg/s]}$.

➤ Les caractéristiques de l'aéroréfrigérant :

- Tirage forcé
- Tube de diamètre 1 pouce (25.4 mm) avec des ailettes de 15.9mm de hauteur.
- Pas triangulaire 64 mm.
- Nombre de passe 1.
- Nombre de rangée de tube: 8 rangées.
- La longueur de tube : 60ft (18m)
- Nombre de faisceau par cellule : 2.
- Nombre de ventilateur par cellule : 3.
- Nombre de cellule : 4.

Résultats de simulation :

Les résultats sont affichés sous les données :

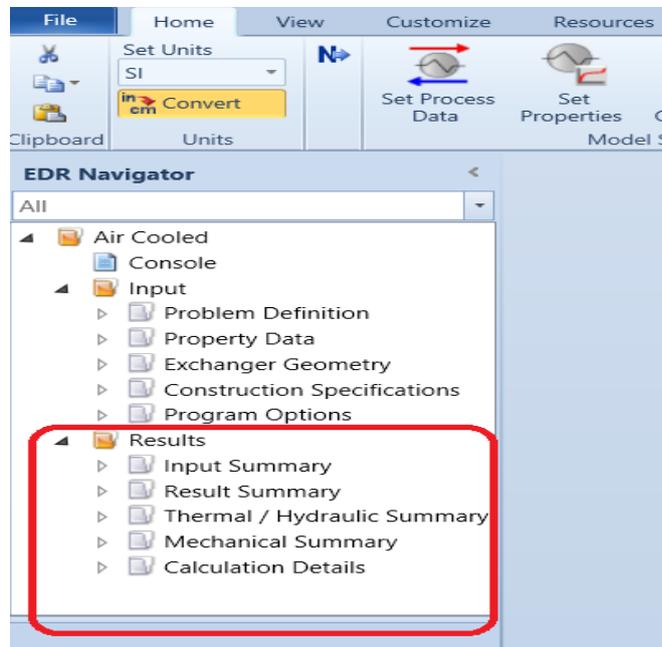


Figure 7.14: résultat de simulation par hysys

Unit				
Bays in parallel per unit		4	A or V frame	None
Bundles in parallel per bay		2	Tube inclination	0
Fans per bay		3	Tube side flow orientation	[1-pass crossflow]
Bay width	m	4,38	Outside stream flow direction	Degrees 0
Bundle width	m	2,07	Fan diameter	m 3,3528
Unit length	m	19,3072	Plenum depth	m 1,3411
Unit width	m	17,7792	Ground clearance	m 5,0292
Unit height	m	0,4157	Distance from bundle to exchanger exit	m 0
Bundle				
Tubes per bundle		272	Number of tube types	1
Tube rows per bundle		8	Tube row arrangement	Staggered-even rows to right
Tubes per row per bundle		34	Tube transverse pitch	mm 60
Tube passes per bundle		1	Tube row longitudinal pitch	mm 51,96
Total tube length	m	18,288	Layout angle	Degrees 30
Effective tube length	m	17,4403	Area ratio finned to bare	23,49
Tubesheet(s) thickness	mm	111,12	Total surface effectiveness	0,84
Tube support width	mm	25,4	External enhancement	
Number of tube supports		29	Internal enhancement	
Bundle face area	m ²	36,1		

Figure 7.15: résultats de simulation par Hysys

Surf/Unit-Finned Tube	71138,9	m ²	Bare area/bundle	378,5	m ²	Ratio (Total/Bare)	23,49	
Heat exchanged	10583,2	kW	MTD, Eff			8,32	°C	
Transfer Rate-Finned	21,1	Bare, Service	419,9	Clean		552,9	W/(m ² -K)	
PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE								
Fluid Circulated	gas			In	/	Out		
Total Fluid Entering	kg/s	343,15		Density, Liq	kg/m ³	/		
		In	/	Out	Density, Vap	kg/m ³	47,18 / 49,52	
Temperature	°C	62	/	49,96	Specific Heat, Liq	kJ/(kg-K)	/	
Liquid	kg/s	0	/	0	Specific Heat, Vap	kJ/(kg-K)	2,585 / 2,598	
Vapor	kg/s	343,15	/	343,15	Therm. Cond, Liq	W/(m-K)	/	
Noncondensable	kg/s	0	/	0	Therm. Cond, Vap	W/(m-K)	0,0376 / 0,0357	
Steam	kg/s		/		Freeze Point	°C		
Water			/		Bubble / Dew point	°C	/	
Molecular wt, Vap		17,60835	/	17,60835	Latent heat	kJ/kg		
Molecular wt, NC			/		Inlet pressure (abs)	bar	67	
Viscosity, Liq	mPa-s		/		Pres Drop, Allow/Calc	bar	1,5 / 0,34862	
Viscosity, Vap	mPa-s	0,0137	/	0,0134	Fouling resistance	m ² -K/W	0,00018	
PERFORMANCE DATA - AIR SIDE								
Air Quantity, Total	842,5037	kg/s		Altitude	1097	m		
Air Quantity/Fan	53,281	m ³ /s		Temperature In	40	°C		
Static Pressure	197	Pa		Temperature Out	52,47	°C		
Face Velocity	2,95	m/s	Mass velocity	2,91	kg/s/m ²	Design Ambient	25	°C

Figure 7.16: résultat de simulation par hysys

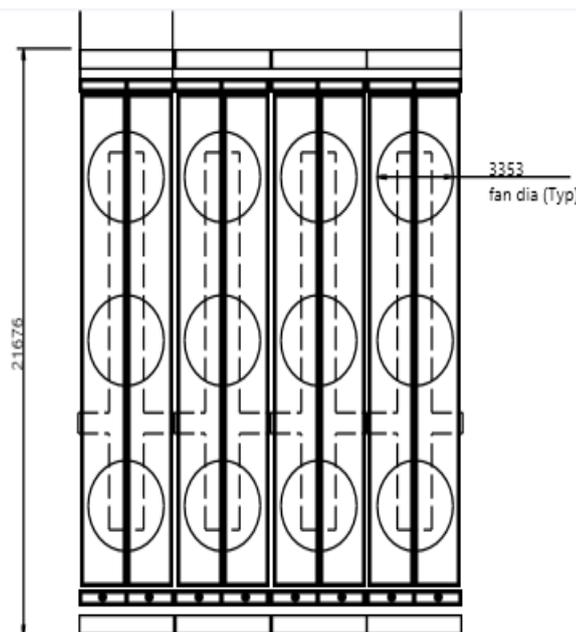


Figure 7.17: schéma de l'aéro de la SC2 fourni par le simulateur hysys

Après avoir obtenue les résultats affichés par le simulateur HYSYS, on vérifie que la vitesse de l'air est comprise entre 1.5 m/s et 3.5 m/s et que la température de sortie de l'air ne dépasse pas 65 °c ; ces conditions sont respectées dans notre cas.

Conclusion

Conclusion

Nous avons présenté dans ce présent travail la procédure de design d'un gazoduc et des différents équipements des stations de compression avec leurs systèmes de filtration et de refroidissement. En premier lieu un calcul thermo-hydraulique pour différentes variantes de diamètres de conduite 40,42 et 48 pouces a été réalisé de manière à obtenir les profils de pressions et de températures le long du gazoduc utiles pour la détermination du nombre de stations de compression ainsi que leur position le long du tracé. Cependant, le choix de la configuration optimale n'a été possible que grâce à une étude économique basée sur le critère de cout de revient économique unitaire faisant l'objet de la deuxième étape du travail.

Sur la base des données de calcul et de la démarche adoptée les résultats obtenus sont les suivants :

- Un gazoduc de diamètre de 40 pouces et de 511 km avec 4 stations de compression, la distance entre les stations ne dépasse pas les 130 km.
- Les pressions d'aspiration et de refoulement des stations de compression sont respectivement de 48 bars et 67 bars.
- Chaque station de compression est équipée de 8 filtres à cyclone dont 7 en fonctionnement et 1 en réserve avec un diamètre de 42 pouces.
- Chaque cyclone contient 164 microcyclones de 2 pouces.
- Les turbocompresseurs sont installés en configuration (3+1).
- Les compresseurs centrifuges sont de type « CPD 224 du constructeur Ingersol Rand » et le type de turbine qui peut être installé pour assurer l'entraînement des compresseurs est la « MS 3002 de GE » avec une puissance nominale de 14600 Cv.
- La station de compression SC2 doit être équipée d'aéroréfrigérants assurant une température sortie station de 50 °c.
- L'unité a une longueur de 19,3 m et une largeur de 17,77m
- L'unité de l'aéroréfrigérant est composée de 4 cellules avec deux faisceaux et trois ventilateurs dans chaque cellule.
- Le diamètre du ventilateur est 3.35 m monté en tirage forcé (disposé sous le faisceau).
- Les nombre de tubes dans chaque faisceaux est de 272 installés sur 8 rangées et de longueur 60ft.
- Le gaz circule dans une seule direction. (1 passe).

Bibliographie

Bibliographie

Cours et livres utilisés :

- [1] Les cours du module « transport du gaz et station de compression » prof Mr. Younsi.
- [2] Lois physiques du comportement des gaz Mr. REBOUX.
- [3] Les cours du module « procédés hydrodynamique » prof Mr. Younsi.
- [4] Engineering Data Book GPSA (livre).
- [5] GAS/LIQUID SEPARATORS - TYPE SELECTION AND DESIGN RULES -SHELL (livre)
- [6] Note de calcul de VALVITALIA (cyclone).
- [7] Note de calcul de Pegaz (cyclone).
- [8] Formation de IAP sur les aéroréfrigérants Mrs M.SILINI et AMENIDJEL.

Les sites web :

- [9] <http://processs.free.fr/>
- [10] <https://whatispiping.com/>
- [11] <http://thepipingtalk.com/>

les mémoires utilisés :

- [12] Mémoire étude et dimensionnement des aéro-réfrigérants du gazoduc GZ2 - 2015/2016.