



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
People's Democratic Republic of Algeria
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministry of Higher Education and Scientific Research
جامعة أمحمد بوقرة ببومرداس
University M'hamed Bougara of Boumerdes
كلية المحروقات والكيمياء
Faculty of Hydrocarbons and Chemistry



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Option : Génie mécanique - Transport et distributions des hydrocarbures

Thème

Évaluation de la rentabilité du projet de refroidissement de gaz dans les stations de compression (GZ1, GZ2 et GZ3)

Présenté par :

Sidi achour Walid

Devant le jury composé de :

M. YOUNCI KARIM	MCA	Président
M. BOUHAFS SMAIL	MAA	Examineur
Mme MEZIAN AKILA	MCB	Examineur
M. TIKOBAINI MOURAD	MAA	Encadrant

Année universitaire : 2024/2025

Remerciements

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude envers le bon Dieu, qui m'a accordé la force et la persévérance nécessaires pour mener à bien ce travail.

Je remercie chaleureusement mon promoteur, Mr. TIKOBAINI MOURAD, pour son encadrement rigoureux, sa disponibilité constante et ses conseils avisés tout au long de ce projet. Sa bienveillance et son expertise ont été des atouts précieux dans la réalisation de ce mémoire.

Je souhaite également adresser mes sincères remerciements à tous les enseignants du département Transport des Hydrocarbures de l'Université de Boumerdès. Leur enseignement de qualité et leur soutien pédagogique ont grandement contribué à ma formation et à l'aboutissement de ce travail.

Je n'oublie pas mes camarades et collègues, qui ont partagé avec moi des moments d'échange et de collaboration enrichissants. Leur soutien moral et intellectuel a été précieux tout au long de ce parcours.

Enfin, je tiens à exprimer ma reconnaissance la plus profonde à ma famille et à mes amis. À mes parents, pour leur amour inconditionnel, leur soutien constant et leurs sacrifices, sans lesquels ce travail n'aurait pas été possible. À mes amis, pour leur présence, leurs encouragements et leur compréhension pendant les moments de doute. Leur soutien a été une source de motivation et de réconfort tout au long de ce chemin.

À tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce mémoire, je vous adresse mes plus sincères remerciements.

Table des matières:

Introduction :	1
Chapitre 1 : Description des lignes et des stations de compression	2
1.Dispositifs espacés le long de la conduite :	3
1. Pots de purge :	3
2. Postes de coupure :	3
3. Pistons racleurs :	4
4. Poste de sectionnement :	4
5. Terminal de départ :	5
6. Terminal arrivée :	5
7. Télétransmission et automatismes :	5
2.Description d'une station de compression :	6
3.Principaux composants d'une station de compression :	6
1. Entrée de gaz (collecteur d'arrivée) :	6
2. Séparateur gaz-liquide :	6
3. Unité de compression :	7
4. Système de refroidissement (aéroréfrigérants) :	7
5. Instrumentation et automatisation :	7
6. Évacuation et protection :	7
4.Système de Transport par Canalisation GZ1/GZ2/GZ3 :	7
5.La composition chimique de gaz :	11
Chapitre 2 : Généralités sur les Aéroréfrigérants et les compresseurs utilisés	12
1.1. Introduction :	13
1.2. Les avantages et les inconvénients des aéroréfrigérants :	13
a. Les avantages :	13
b. Les inconvénients :	13
1.3.Technologies de refroidisseurs d'air	14
1.3.1. Le tirage forcé :	15
1.3.2. Le tirage induit :	15
1.4. Constitution mécanique d'un aéroréfrigérant :	16
a. Les faisceaux :	16
b. Tubes à ailettes :	17
c. Les boites de distributions ou collecteurs :	18

d. Boîtes ou collecteurs à bouchons :	19
1.5. Assemblage et arrangements des faisceaux tubulaires :	20
a. Nombre de tubes d'un faisceau	20
b. Répartition des passes et des tubes par passe :	21
c. Organisation de la circulation :	21
1.6. Le système de ventilation :	22
a. Les ventilateurs :	22
b. Les chambres de distribution de l'air :	23
c. L'ensemble d'aéroréfrigérants :	23
1.7. Choix air induit/air forcé :	24
1.8. Les moteurs électriques :	25
2. Généralité sur les compresseurs utilisée :	28
2.1. Introduction :	28
2.2. Description générale du compresseur centrifuge :	28
2.3. Présentation extérieure :	28
2.4. Diagramme de fonctionnement d'un compresseur centrifuge :	30
2.5. Le pompage :	30
2.6. Le gavage :	31
2.7. Les compresseurs de gaz COOPÈR-BESSEMER (GZ2 GZ3) :	31
2.8. Compresseur Ingersoll Rand MSG® TURBO-AIR® 20000 : (GZ1)	33
2.9. Maintenance et pièces détachées :	33
Chapitre 3 : Les lois utilisées dans les calculs	36
1. Calcul thermo hydraulique d'un gazoduc :	37
2. Calcul des paramètres d'écoulement :	38
2.1. Nombre de REYNOLDS :	38
2.2. Coefficient de friction :	38
2.3. Pression finale :	39
2.4. Pression moyenne :	40
2.5. Température du sol réduite :	40
2.6. Température finale :	41
2.7. La température moyenne :	41
2.8. Chaleur spécifique moyenne :	41
2.9. Coefficient de JOUL THOMSON moyen :	42

2.10.	Viscosité dynamique moyenne :	42
2.11.	Facteur de compressibilité moyen :	42
3.	Régime de fonctionnement d'une station de compression :	43
3.1.	Pression d'aspiration de compresseur :	43
3.2.	Pression de refoulement du compresseur :	43
3.4.	Taux de compression :	43
3.5.	Débit aux conditions d'aspiration :	44
3.6.	Détermination de la hauteur adiabatique :	45
3.7.	Température de refoulement :	45
3.8.	Puissance absorbée par le compresseur :	46
3.9.	Calcul du pourcentage de la puissance exigée de la turbine :	46
3.10.	Détermination du pourcentage de la puissance disponible corrigée de la turbine : ...	47
3.11.	Détermination de rendement corrigée de la turbine :	47
3.12.	Calcul de la consommation du gaz combustible :	48
4.	Organigramme de calcul :	48
5.	La chute de pression du gaz dans les Aéroréfrigérants :	52
6.	Calcul de facteur de compressibilité Z à la sortie des Aéroréfrigérants :	52
7.	La pression de gaz à la sortie des Aéroréfrigérants (P2) en fonction de Z :	53
8.	L'augmentation de débit massique avec l'utilisation des Aéroréfrigérants :	54
Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants		55
1.	Distribution de pression au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 :	56
1.1.	Interprétation des graphes de pression :	56
	Points d'observation :	56
	Interprétation physique :	56
2.	Distribution de la température au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 :	58
2.1.	Interprétation des graphes de température :	58
	Interprétation physique :	59
3.	Le fonctionnement des compresseurs sur les 3 lignes et 5 stations :	61
3.1.	Interprétation :	62
4.	Les résultats de calcul (1 ^{er} cas) :	62
1.	Distribution de pression au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 avec les aéroréfrigérants :	72
1.1.	Interprétation :	72
1.2.	Conclusion :	72

2. Distribution de la température au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 avec les Aéroréfrigérants :	74
2.1. Interprétation :	74
2.2. Conclusion :	74
3. Le fonctionnement des compresseurs sur les 3 lignes et 5 stations :	76
3.1. Interprétation :	77
3.2. Conclusion comparative des deux cas :	77
4. Les résultats de calcul (2^{ième} cas) :	78
5. Examen des résultats de calcul :	82
Conclusion	85
Conclusion :	86
Annexe	87
Reference	91

Liste des figures

Figure 1 Schéma descriptif du Système de Transport par Canalisation.....	8
Figure 2 Les gazoducs GZ1 GZ2 GZ3.....	8
Figure 3 image satellite du linge des gazoducs GZ1 ; GZ2 et GZ3.....	10
Figure 4 Profil Altimétrique des gazoducs GZ1/GZ2/GZ3.....	10
Figure 5 Différents types de refroidisseurs d'air	14
Figure 6 aéroréfrigérant à tirage forcé	15
Figure 7 aéroréfrigérant à tirage induit	15
Figure 8 vue du haut des faisceaux	17
Figure 9 vue générale pour boîtes de distribution et collecteur.....	19
Figure 10 Boîtes ou collecteurs à bouchons	19
Figure 11 Collecteurs cylindriques	20
Figure 12 Boîtes ou collecteurs à couvercle démontable	20
Figure 13 Collecteurs à bonnet	20
Figure 14 Collecteurs manifold	20
Figure 15 Vue générale d'un faisceau tubulaire	20
Figure 16 Répartition des passes et des tubes.....	21
Figure 17 L'organisation à contre-courant.....	21
Figure 18 L'organisation à Co-courant.....	22
Figure 19 Les chambres de distribution de l'air	23
Figure 20 L'ensemble d'aéroréfrigérants	23
Figure 21 Vue générale de l'ensemble d'aéroréfrigérants.....	24
Figure 22 Entraînement avec ventilateur suspendu a arbres perpendiculaires	26
Figure 23 Entraînement avec réducteur et support	26
Figure 24 Entraînement direct	26
Figure 25 Entraînement par poulie et courroie	26
Figure 26 Entraînement suspendue par courroie à moteur au-dessous des ventilateurs	26
Figure 27 Entraînement par courroie (Moteur au-dessus du ventilateur)	27
Figure 28 Entraînement avec réducteur a arbres confondus	27
Figure 29 Compresseur centrifuge.....	29
Figure 30 Diagramme de fonctionnement d'un compresseur centrifuge.....	30
Figure 31 courbe montre la zone de pompage et gavage	31

Figure 32 Schéma montre le changement des paramètres de gaz après refroidissement.....	52
Figure 33 Distribution de pression au long les lignes GZ, GZ2 et GZ3 sans les Aéroréfrigérants	57
Figure 34 Distribution de la température au long de la ligne GZ1, GZ2 et GZ3 sans les Aéroréfrigérants	60
Figure 35 Courbe caractéristique de compresseur montre les points de fonctionnement (sans Aéroréfrigérants).....	61
Figure 36 Distribution de la pression au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 avec les Aéroréfrigérants	73
Figure 37 Distribution de la température au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 avec les Aéroréfrigérants	75
Figure 38 Courbe caractéristique de compresseur montre les points de fonctionnement (avec Aéroréfrigérants).....	76
Figure 39.....	88
Figure 40.....	89
Figure 41.....	90

Liste des tableaux :

Tableau 1 Présentation des gazoducs GZ1, GZ2 et GZ3	9
Tableau 2 comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit	16
Tableau 3 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ1 en l'absence des Aéroréfrigérants.....	69
Tableau 4 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ2 en l'absence des Aéroréfrigérants.....	70
Tableau 5 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ3 en l'absence des Aéroréfrigérants.....	71
Tableau 6 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ1 en présence des Aéroréfrigérants	79
Tableau 7 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ2 en présence des Aéroréfrigérants	80
Tableau 8 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ3 en présence des Aéroréfrigérants	81

Introduction :

Le transport du gaz naturel à travers de longues distances nécessite une maîtrise rigoureuse des paramètres thermiques et hydrauliques. Lors de son passage dans les stations de compression, le gaz subit une élévation de température significative. Cette augmentation thermique entraîne une baisse de densité et une hausse des pertes de charge, ce qui limite le débit pouvant être transporté efficacement dans les gazoducs.

Pour remédier à cette contrainte, des systèmes de refroidissement sont installés en aval des stations de compression. Leur rôle est de réduire la température du gaz avant son injection dans les conduites principales. En refroidissant le gaz, ces échangeurs augmentent sa densité, ce qui permet de faire passer une plus grande quantité de gaz dans les conduites sans trop forcer sur les équipements.

Le présent mémoire s'inscrit dans cette logique d'optimisation. Il vise à démontrer comment l'intégration et le dimensionnement adéquat des systèmes de refroidissement, notamment les aéroréfrigérants, peuvent contribuer à l'augmentation du débit de gaz transporté sur les gazoducs GZ1, GZ2 et GZ3. Pour ce faire, une étude thermo hydraulique a été menée afin d'évaluer l'impact du refroidissement sur les propriétés thermodynamiques du gaz, la perte de charge, ainsi que les conditions de fonctionnement global du système.

Ce travail permettra d'identifier les leviers techniques et opérationnels pour améliorer la performance du réseau, tout en tenant compte des contraintes énergétiques, environnementales et économiques liées à l'exploitation des aéroréfrigérants dans des conditions réelles.

Chapitre 1 : Description des lignes et des stations de compression

1. Dispositifs espacés le long de la conduite :

On entend par dispositifs, tous les éléments placés directement sur la canalisation et assurant à celle-ci, les meilleures conditions d'exploitation et une bonne sécurité. Ces dispositifs sont :

- Pots de purge ;
- Postes de coupure ;
- Postes de sectionnement ;
- Terminaux ;
- Télétransmission et automatismes.
- Stations de compression ;

1. Pots de purge :

Les pots de purge servent à piéger les condensats véhiculés par le gaz dans la conduite.

Ils sont généralement installés aux points bas de la ligne ainsi qu'à l'entrée des postes de coupures.

Chaque pot est constitué d'un réservoir sous pression d'une capacité d'environ 10 m³ qui est installé sous la canalisation, une tuyauterie lui est raccordée afin de purger au moyen d'une pompe électrique les condensats dans un camion vidange.

2. Postes de coupure :

La pression élevée qui règne à l'intérieur des gazoducs, favorise la combinaison de l'eau avec le gaz naturel pour former des hydrates solides (à comparer à de la neige), qui peuvent conduire à l'obstruction de la canalisation.

Aussi, toute conduite de transport du gaz est le siège de dépôts, constitués par des poussières et des condensations d'hydrocarbures. Il est donc nécessaire de les évacuer par passage dans la canalisation d'un piston racleur, pour cela des postes de coupures sont prévus sur le gazoduc pour permettre l'introduction et l'extraction des pistons.

Ces ouvrages sont disposés sur les conduites de transport tous les 100 à 150 Km généralement aux mêmes endroits que les stations de compression, ils comportent un sas

permettant d'introduire le piston dans le courant gazeux, ou de l'en extraire sans avoir à décompresser la conduite. Les sas ou gares de pistons racleurs, fermés par une culasse, sont placés en bout de conduite donc ils peuvent être isolés par des vannes à passage intégral le gaz pouvant passer par une bretelle en dérivation. Du fait que la conduite est interrompue entre les deux culasses, ces postes s'appellent : postes de coupure

3. Pistons racleurs :

L'emploi des pistons racleurs exige certaines conditions techniques lors de la pose de la canalisation, les rayons de courbure dans les changements de direction du tube doivent obéir à des règles strictes, pour éviter le blocage du piston.

Tout piston racleur est mis en marche sous la simple action du courant gazeux obtenu à partir de l'écoulement du gaz dans la conduite, la vitesse généralement adoptée est de l'ordre de 10 km/h, vitesse pouvant être, dans certains cas

4. Poste de sectionnement :

Un incident dû à une rupture de canalisation peut toujours être envisagé, l'isolement d'un tronçon défectueux peut s'effectuer par fermeture de vannes situées de part et d'autre du tronçon, mais il est nécessaire en outre, de procéder à une vidange rapide afin d'évacuer sans danger le gaz contenu dans la canalisation défectueuse pour que, d'une part, la fuite cesse et, d'autre part, il soit possible d'effectuer les réparations.

Un poste de sectionnement est donc constitué d'une vanne à passage intégral pour éviter des pertes de charge inutiles et pour permettre le passage du piston racleur, et d'un brûleur (Torche) pour évacuer le gaz contenu dans la conduite entre les deux postes de sectionnement abritant la fuite ; Le règlement de sécurité prévoit au moins un poste de sectionnement tous les 60 Km en zone désertique.

Les vannes utilisées sont motorisées, elles peuvent donc être actionnées par des systèmes asservis ou par un signal transmis par la salle de contrôle. En zone désertique dépourvus de lignes électriques, les postes de sectionnement sont dotés de générateurs électriques, utilisés entre autres pour assurer la protection cathodique de la canalisation.

5. Terminal de départ :

Le terminal de départ comprend les bâtiments techniques et administratifs, une base d'intervention et une base de vie, et permet de :

- Alimenter le gazoduc ;
- Limiter la pression maximale de service ;
- Filtrer le gaz naturel ;
- Lancer le piston racleur ;
- Compter le débit du gaz naturel ;
- Isoler rapidement le gazoduc ;
- Prélever pour analyse des échantillons de gaz

6. Terminal arrivée :

Il comprend les installations terminales de la canalisation, les bâtiments techniques et administratifs, une base d'intervention et une base de vie, soit en résumé :

- Une gare de réception de racleur ;
- Une unité de filtration ;
- Un banc de régulation ;
- Un banc de comptage ;
- Un laboratoire ;
- Deux électropompes pour le déversement du condensât du pot de purge vers le bournier ou sur des camions.

7. Télétransmission et automatismes :

La télétransmission et les automatismes jouent un rôle très important dans la bonne marche et la sécurité d'un ouvrage de transport d'hydrocarbures. En effet, des instruments de mesures sont placés en différents points de la ligne pour transmettre les valeurs des pressions, températures et débits aux salles de contrôles. Ainsi en cas de rupture de la canalisation, le tronçon défectueux sera isolé en commandant la fermeture des vannes motorisées, des deux postes de sectionnements concernés à partir de la salle de contrôle.

Chapitre 1 : Description des lignes et des stations de compression

Chaque poste de coupure est équipé à son entrée et à sa sortie des équipements suivants :

- Un indicateur de température ;
- Un indicateur de pression ;
- Un signal de départ du piston racleur ;
- Un signal d'approche du piston racleur placé sur la ligne environ à 1500 m du poste de coupure.

La mise en service ou hors service de la compression est contrôlée par un système de vannes motorisées commandées par la logique de la machine. Les stations de compression contiennent aussi des instruments pour contrôler la pression et la température à l'aspiration et au refoulement, l'ensemble des signaux et alarmes sont reportés dans un panneau à la salle de contrôle

2.Description d'une station de compression :

Une station de compression sert à compenser les pertes de pression dues au déplacement du gaz naturel, situées sur des intervalles réguliers sur les gazoducs a pour but principal d'assurer un débit déterminé du gaz transporté par le Gazoduc et a pour but principal d'assurer un débit déterminé du gaz transporté par le Gazoduc. Le processus consiste à aspirer le gaz dans la ligne amont du Gazoduc à une pression de bien définie et à le refouler à une pression fixée pour l'exploitation à Arzew. Tous les centres ou stations (dans le même site) ont le même principe de construction ou exploitation

3.Principaux composants d'une station de compression :

1. Entrée de gaz (collecteur d'arrivée) :

Le gaz naturel arrive par le pipeline principal.

Il passe par des vannes d'isolement pour sécuriser la section en cas d'intervention.

2. Séparateur gaz-liquide :

Avant compression, un séparateur élimine les liquides (eau, condensats d'hydrocarbures) qui pourraient endommager les compresseurs.

3. Unité de compression :

C'est le cœur de la station. Le gaz est comprimé par des compresseurs centrifuges, à vis ou alternatifs, entraînés par :

Turbines à gaz (utilisent une partie du gaz comme carburant),

Moteurs électriques, ou moteurs à combustion interne.

Le choix dépend de la puissance, de l'emplacement et de l'autonomie énergétique souhaitée.

4. Système de refroidissement (aéroréfrigérants) :

La compression augmente fortement la température du gaz.

Des échangeurs de chaleur (souvent de type air-cooled heat exchangers) refroidissent le gaz avant qu'il ne soit réinjecté dans le pipeline.

5. Instrumentation et automatisation :

Des capteurs surveillent en continu la pression, température, débit, etc.

Un système de contrôle-commande gère l'ensemble de l'installation (PLC ou SCADA).

6. Évacuation et protection :

Soupapes de sûreté, torchères ou systèmes de dérivation protègent contre les surpressions.

Les stations disposent aussi de systèmes d'alarme, d'extinction incendie, et parfois de vidanges de sécurité.

4.Système de Transport par Canalisation GZ1/GZ2/GZ3 :

Un système de Transport par Canalisation est constitué d'un ensemble de canalisation (gazoducs), Le Système fait partie du patrimoine de la Direction Régionale Transport Ouest (RTO).

Chapitre 1 : Description des lignes et des stations de compression

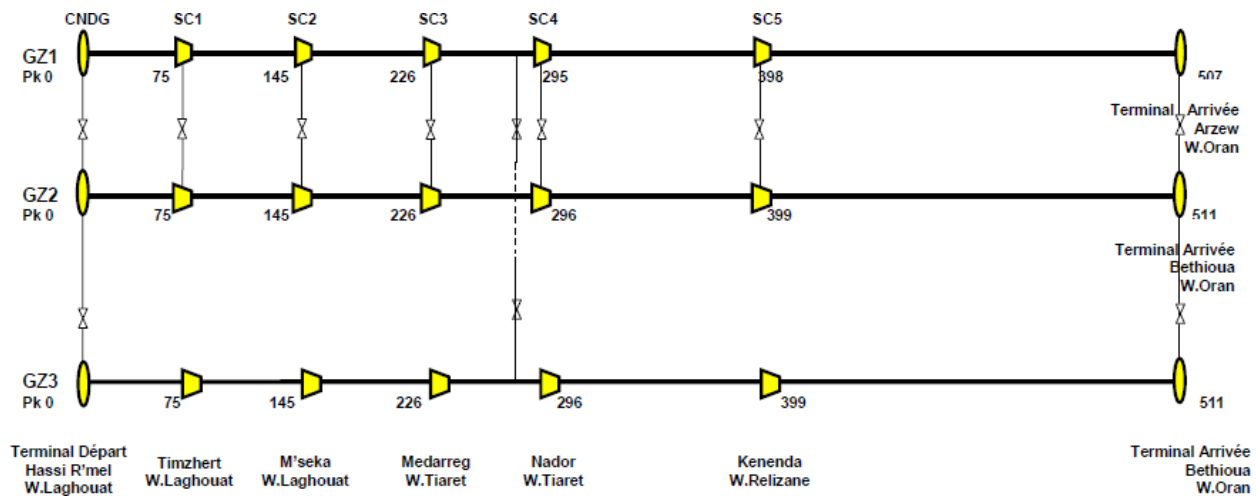


Figure 1 Schéma descriptif du Système de Transport par Canalisation

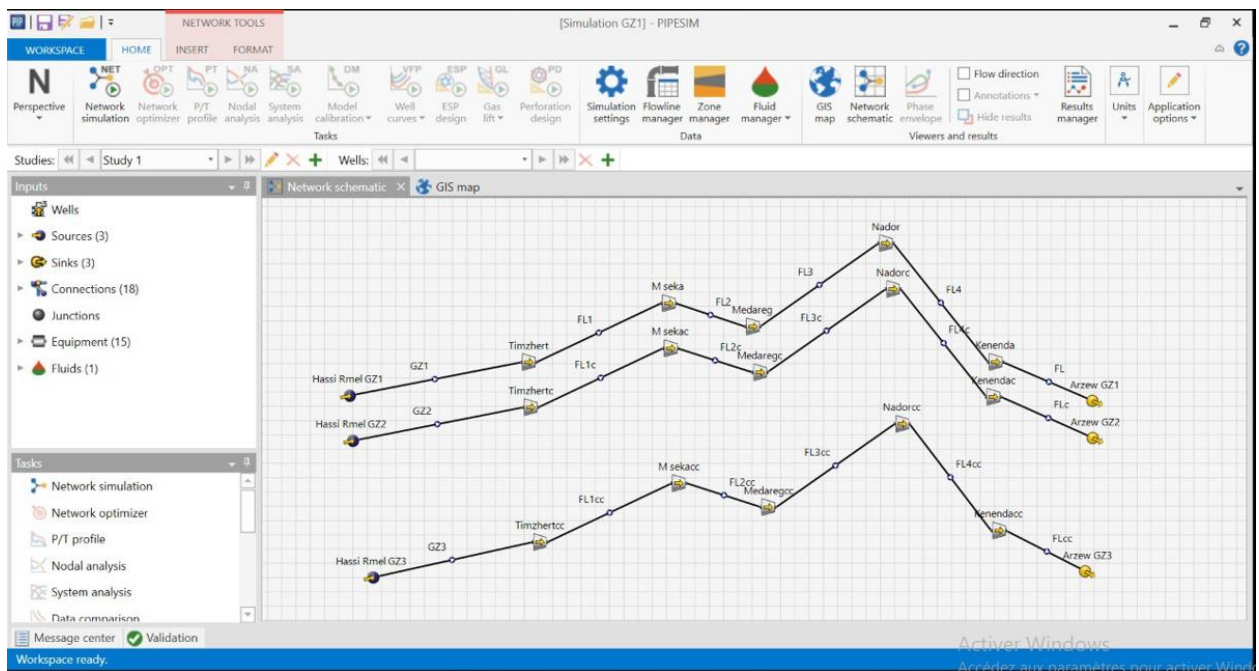


Figure 2 Les gazoducs GZ1 GZ2 GZ3

Chapitre 1 : Description des lignes et des stations de compression

	GZ1	GZ2	GZ3
Date de mise en service	Février 1976	Décembre 1982	Février 1989
Par cours	H.R - Arzew	H.R - Arzew	H.R - Arzew
Diamètre(pouce)	40''	40''	42''
N. Stations	5	5	5
Longueur (Km)	507	511	517
Construit avec Association	Américaine	Italienne	Italienne
Fournisseur turbines	G. Electrique	A.E.G KANIS	A.E.G KANIS

Tableau 1 Présentation des gazoducs GZ1, GZ2 et GZ3

Chapitre 1 : Description des lignes et des stations de compression

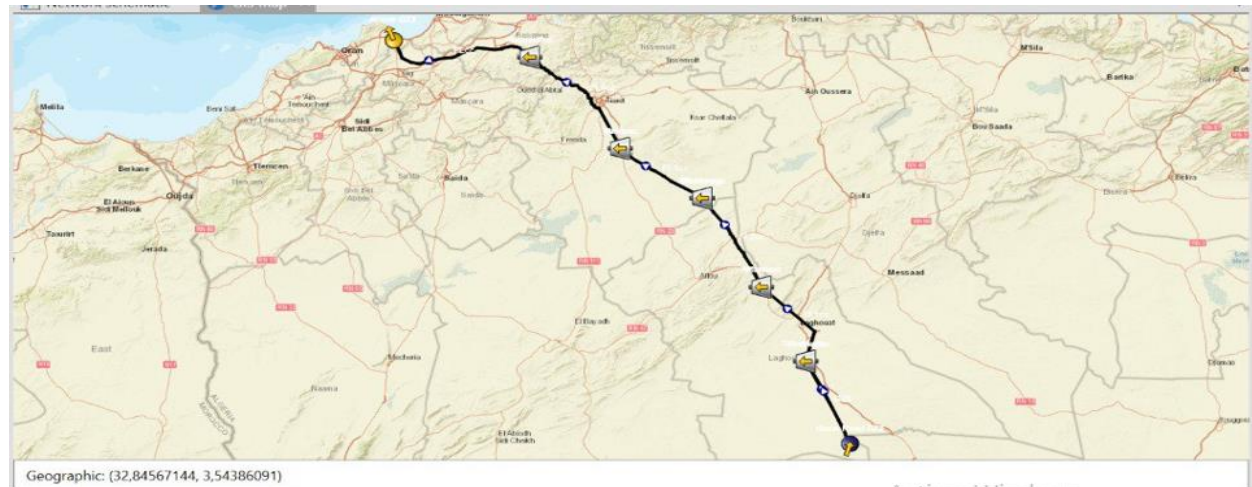


Figure 3 image satellite du linge des gazoducs GZ1 ; GZ2 et GZ3

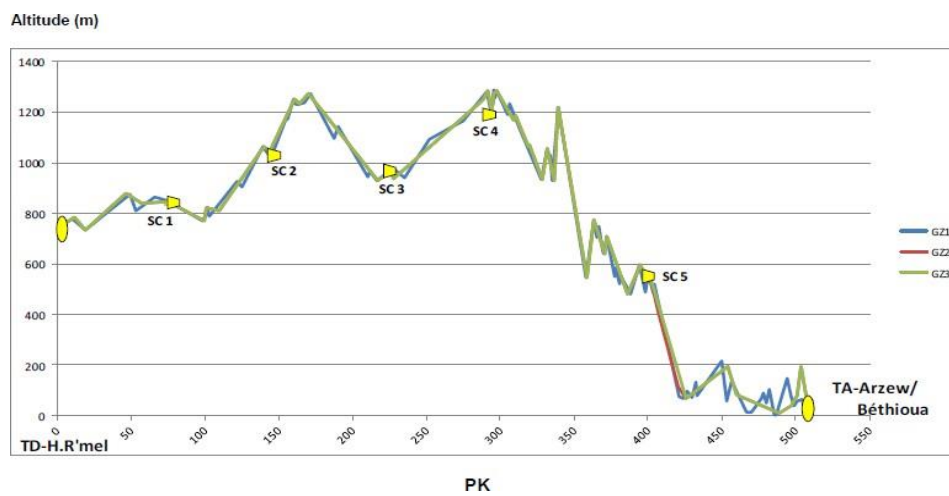


Figure 4 Profil Altimétrique des gazoducs GZ1/GZ2/GZ3

5. La composition chimique de gaz :

La composition chimique du gaz naturel varie en fonction de son origine géographique et de son traitement en amont. Le tableau ci-dessous présente les principaux constituants du gaz analysé dans le cadre de cette étude. Ces données sont essentielles pour évaluer les propriétés thermodynamiques du gaz (masse volumique, pouvoir calorifique, facteur de compressibilité, etc.) ainsi que pour dimensionner correctement les équipements tels que les compresseurs et les aéroréfrigérants.

Formules	Composition	%	Masse molaire
CH ₄	Methane	91.056	16.04
C ₂ H ₆	Ethane	3.425	30.07
C ₃ H ₈	Propane	0.941	44.09
n-C ₄ H ₁₀	n-Butane	0.224	58.12
i-C ₄ H ₁₀	Isobutane	0.266	58.12
n-C ₅ H ₁₂	n-Pentane	0.0409	72.15
i-C ₅ H ₁₂	Isopentane	0.053	72.15
n-C ₆ H ₁₄	n-Hexane	0.057	86.18
CO ₂	Dioxyde de Carbone	1.395	44.01
N ₂	Azote	1.415	28.01

Tableau 2 La composition chimique de gaz

Chapitre 2 : Généralités sur les Aéroréfrigérants et les compresseurs utilisés

1.1. Introduction :

Les aéroréfrigérants, également appelés aérocondenseurs ou refroidisseurs à air, sont des échangeurs de chaleur conçus pour utiliser l'air ambiant comme fluide réfrigérant. Leur principe de fonctionnement repose sur l'aspiration de l'air extérieur par des ventilateurs industriels, qui le forcent à traverser des faisceaux de tubes ailetés. À l'intérieur de ces tubes circule le fluide à refroidir ou à condenser, tel qu'un gaz

La configuration la plus courante est celle à courants croisés, dans laquelle l'air traverse perpendiculairement les faisceaux tubulaires pendant que le fluide s'écoule longitudinalement à l'intérieur de ces derniers. Cette disposition optimise l'échange thermique en augmentant la surface de contact entre les deux fluides.

Les aéroréfrigérants entrent en compétition avec les réfrigérants à eau et trouvent leur place dès que l'eau est rare, chère et que se posent des problèmes de pollution. Equipement d'Echange thermique

1.2. Les avantages et les inconvénients des aéroréfrigérants :

a. Les avantages :

Disponibilité et air libre.

L'air n'est généralement ni corrosif ni polluant.

Les refroidisseurs d'air sont plus faciles et moins coûteux à entretenir. Les coûts de maintenance représentent généralement 20 à 30 % des coûts de refroidissement par eau.

b. Les inconvénients :

En raison de la faible chaleur spécifique de l'air, il n'est pas possible d'y parvenir.

Basses températures.

La nécessité de grandes surfaces en raison du faible coefficient de transmission et faible chaleur spécifique de l'air

Les aéroréfrigérants utilisent des ventilateurs puissants, ce qui peut entraîner une consommation électrique plus élevée, notamment en mode de fonctionnement continu

1.3. Technologies de refroidisseurs d'air

Les aéroréfrigérants sont constitués de faisceaux tubulaires, de systèmes de ventilation d'air, des chambres de distribution d'air entre ventilateurs et faisceaux et de différentes structures. Les faisceaux peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés.

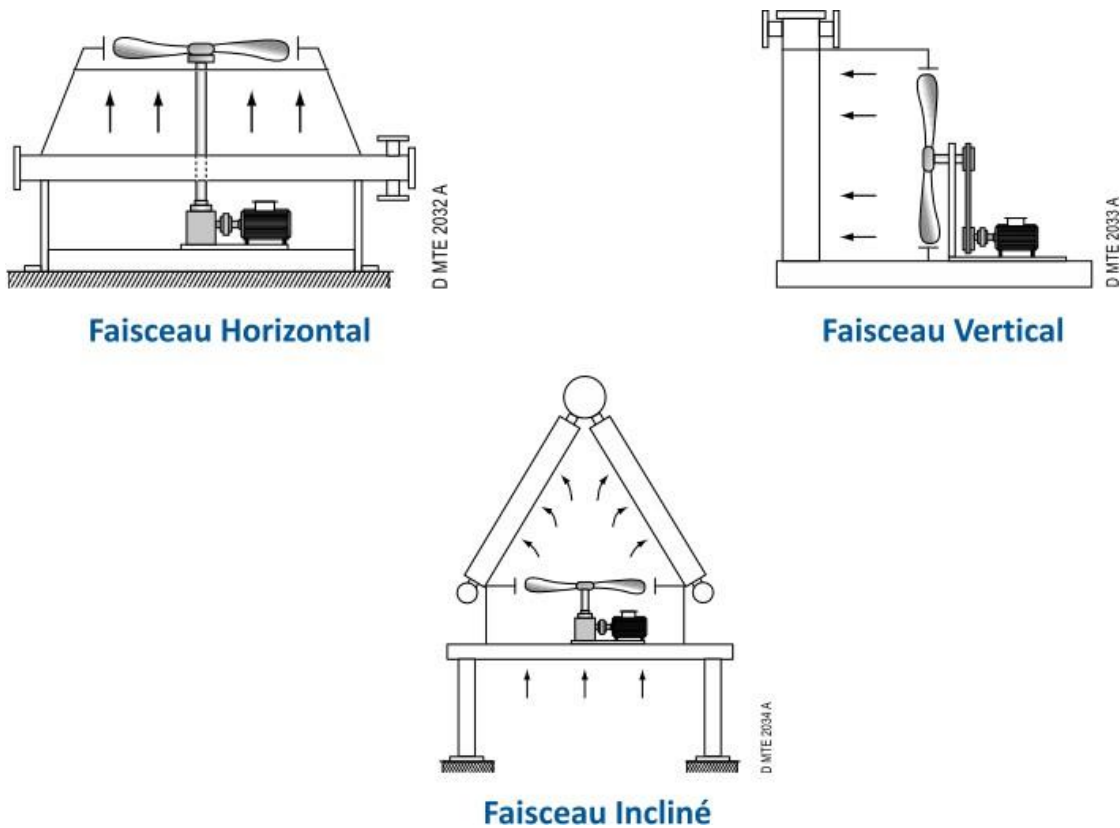


Figure 5 Différents types de refroidisseurs d'air

Pour les aéroréfrigérants de produits pétroliers les faisceaux sont horizontaux. Ils sont appelés à air induit lorsque les ventilateurs sont placés au-dessus des faisceaux. Ils sont dits à air forcé lorsque les ventilateurs sont situés au-dessous des faisceaux

1.3.1. Le tirage forcé :

Le ventilateur est disposé sous le faisceau tubulaire d'air et pousse l'air à travers celui-ci. La puissance requise est théoriquement plus faible. L'air traversant le ventilateur a une température relativement basse, donc une densité plus élevée.

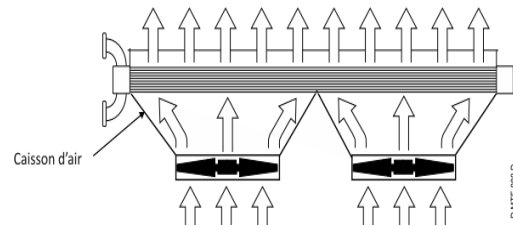
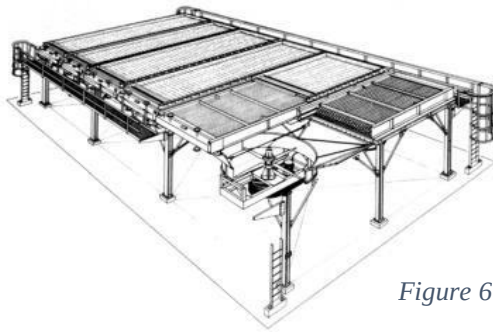


Figure 6 aéroréfrigérant à tirage forcé

L'appareil étant à volume constant, la masse d'air déplacée est plus importante. Il y a donc un avantage en termes de puissance du ventilateur, ce qui permet l'utilisation de charpentes moins coûteuses

1.3.2. Le tirage induit :

Le ventilateur est disposé au-dessus du faisceau et aspire l'air à travers celui-ci. Le moteur peut être en dessous.

L'air aspiré étant plus chaud, sa masse volumique est plus faible que dans le cas précédent, ce qui peut présenter des avantages en termes de puissance.

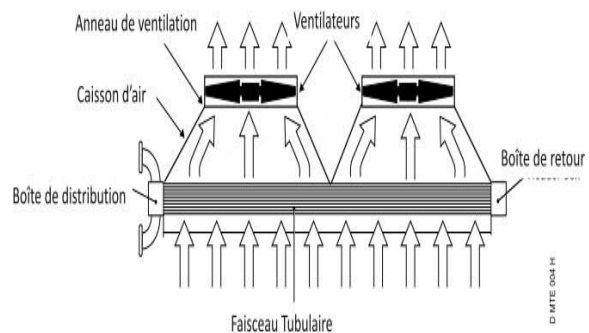
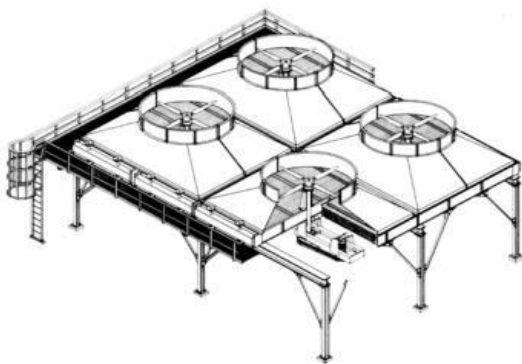


Figure 7 aéroréfrigérant à tirage induit

Le tableau suivant représente une comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit :

Tableau : comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit

Tableau 2 comparaison entre le tirage forcé et le tirage induit

Air induit	Air forcé
• Bonne protection du faisceau • Bonne distribution de l'air • Bon tirage naturel quand les Ventilateurs sont arrêtés (conserve 30 à 40 % de son efficacité) • Place libre sous le faisceau pour l'installation d'autres équipements sous réserve des problèmes de sécurité	• Bonne disposition de l'ensemble Moto-ventilateur qui travaille dans L'air froid • Puissance consommée plus faible • Bonne accessibilité du faisceau • Moins de vibrations • Maintenance plus facile • Possibilité d'intervention sur un ventilateur hors arrêt

Le tirage induit présente de nombreux avantages sous l'angle des performances thermiques, mais le tirage forcé apporte une plus grande facilité pour la maintenance.

1.4. Constitution mécanique d'un aéroréfrigérant :

a. Les faisceaux :

Dans un aéroréfrigérant, le cœur de l'échange thermique est constitué par des faisceaux tubulaires. Ces faisceaux sont un ensemble de tubes droits ou en U, souvent munis d'ailettes, dans lesquels circule le gaz à refroidir. L'air ambiant, aspiré ou soufflé par des

ventilateurs, traverse perpendiculairement (courant croisé) ces faisceaux pour extraire la chaleur du gaz.

Ils assurent l'échange de chaleur entre le gaz chaud circulant à l'intérieur et l'air ambiant traversant l'extérieur



Figure 8 vue du haut des faisceaux

b. Tubes à ailettes :

Les faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants sont généralement constitués de tubes ailetés. Les tubes de base sont choisis parmi les tubes d'échangeurs. Le diamètre nominal le plus utilisé est 1 in avec une épaisseur minimum définie par une jauge BWG 14 pour l'acier au carbone, BWG 16 pour les aciers inoxydables. Des diamètres plus élevés (3.175 cm, 3.81 cm, 5.08 cm) peuvent également être utilisés.

Les longueurs usuelles sont de 6.09, 7.31, 9.14 m. Pour certaines unités, telles qu'en liquéfaction de gaz naturel, des longueurs de 12.19 et 15.24 m peuvent être fournies par certains constructeurs.

La disposition des tubes est à pas triangulaire droit. Pour des tubes de diamètre nominal 2.54 cm, munis d'ailettes hautes de diamètre standard 5.715 cm. Le pas entre les axes des tubes est choisi parmi les valeurs suivantes : 6.03 cm, 6.35 cm, 6.66 cm, 6.98 cm ; les plus utilisés sont toutefois 6.35 cm et 6.66 cm.

Les ailettes sont généralement en aluminium. Elles sont circulaires et sont enroulées en hélice sur le tube de base. Leurs hauteurs standards mesurant la distance entre pied et Sommet sont 0.95 cm, 1.27cm et 1,58cm ; cette dernière hauteur est la plus couramment utilisée et conduit à un diamètre de 5,71 cm pour un tube de base de 2.54 cm.

La mise en place d'ailettes apporte une surface d'échange complémentaire intéressante côté air. Toutefois, les ailettes constituent une résistance à la conduction minorant l'effet de surface. L'effet global est mesuré par l'efficacité de l'ailette. Cette efficacité est fonction de la géométrie et du matériau la constituant.

Les paramètres déterminant la surface ailetés sont la taille des ailettes et le nombre d'ailettes par unité de longueur (le pas entre ailettes). Le nombre d'ailettes/inch peut varier de 7 à 11, les valeurs les plus courantes sont de 10 et 11 ailettes/inch. En moyenne, le rapport Surface ailetés/Surface de base est de 20. Sachant que : 1inch = 2,54 cm.

c. Les boîtes de distributions 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 réfrigéré ou condensé à la sortie. Sauf pour les collecteurs cylindriques, les boîtes comprennent chacune une plaque tubulaire dans laquelle sont fixées les extrémités des tubes par soudage. 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.

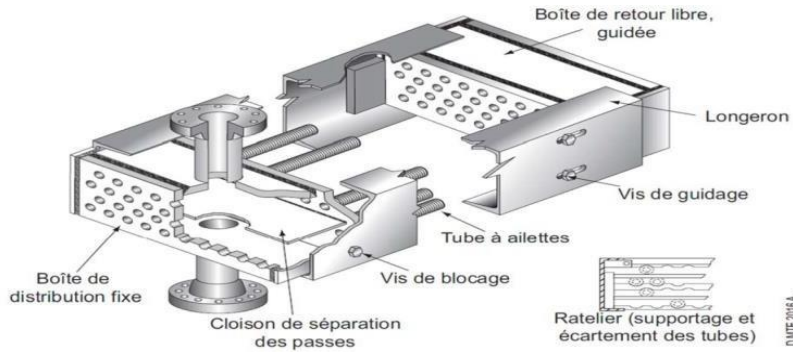


Figure 9 vue générale pour boîtes de distribution et collecteur

Les différents types de boîtes ou collecteurs peuvent être adaptés aux conditions de service et impératifs de maintenance.

d. Boîtes ou collecteurs à bouchons :

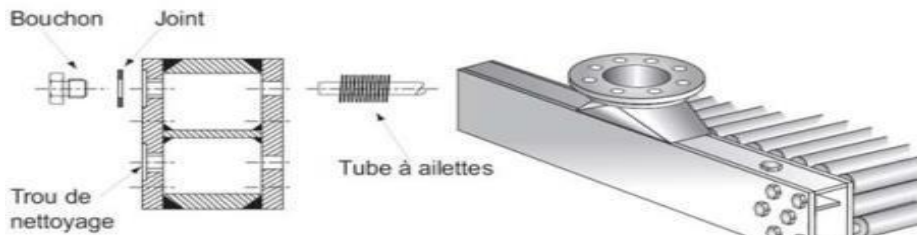


Figure 10 Boîtes ou collecteurs à bouchons

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 la plaque tubulaire ; ils permettent le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes. Leur utilisation est possible jusqu'à des pressions d'opération de l'ordre de 200 bars.

Aussi il y'a d'autres types de collecteurs :

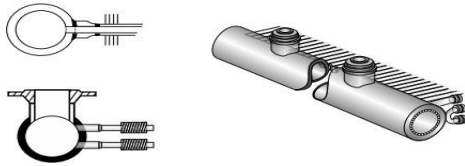


Figure 11 Collecteurs cylindriques

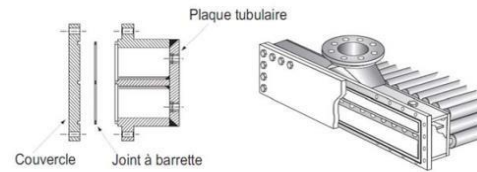


Figure 12 Boîtes ou collecteurs à couvercle démontable

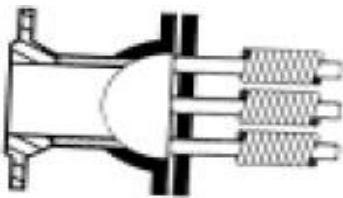


Figure 13 Collecteurs à bonnet

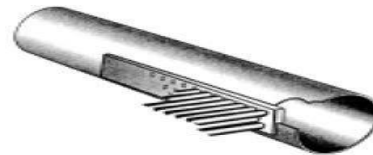


Figure 14 Collecteurs manifold

1.5. Assemblage et arrangements des faisceaux tubulaires :

a. Nombre de tubes d'un faisceau

Les faisceaux sont obtenus par assemblage de tubes ailetés, de collecteurs, de supports de tubes pour éviter leur fléchissement et de longerons constituant le châssis et contribuant à la rigidité de l'ensemble.

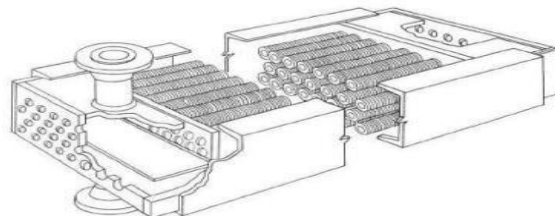


Figure 15 Vue générale d'un faisceau tubulaire

La largeur maximale d'un faisceau est limitée à 3,2 ou 3,5 m, selon les constructeurs.

Pour la solution classique de tubes ailetés 2.54 cm – 5.71 cm avec un pas de 6.35 cm, une largeur de 3,5 m permet de loger 54 tubes constituant une rangée (une nappe). Par ailleurs, le nombre minimum recommandé de nappes ou rangées est égal à 4 pour obtenir une

circulation à courants croisés bien établie, l'écoulement n'étant pas vraiment transversal pour un nombre de rangées moindre. Pour une largeur de faisceau donnée, l'augmentation du nombre de rangées permet d'installer une surface d'échange plus grande par faisceau ceci peut être intéressant pour l'encombrement.

b. Répartition des passes et des tubes par passe :

Le nombre de passes côté tubes et la répartition des tubes sur chacune des passes permettent d'ajuster les vitesses d'écoulement du fluide à refroidir ou à condenser. La répartition des passes et des tubes par passe est réalisée par des cloisons de séparation dans les boîtes ou collecteurs.

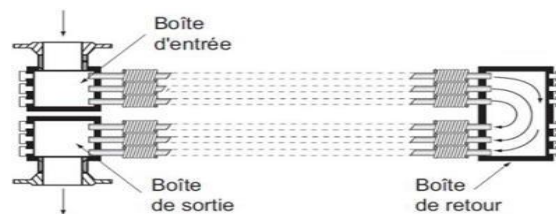


Figure 16 Répartition des passes et des tubes

On peut soit prévoir un nombre de rangées égal ou différent sur chacune des passes.

c. Organisation de la circulation :

Pour une meilleure efficacité la circulation à courants croisés doit être à contre-courant d'ensemble (l'entrée du produit à réfrigérer ou à condenser est aménagée du côté de la sortie de l'air).

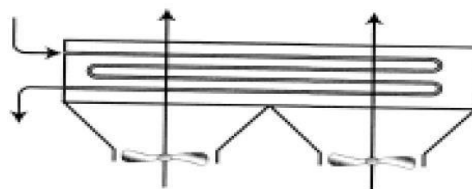


Figure 17 L'organisation à contre-courant

L'organisation à co-courant d'ensemble est moins performante du point de vue de l'échange thermique mais peut néanmoins présenter un intérêt en cas de risque de gel, car la température de la paroi des tubes, intermédiaire entre la température de l'air et la température du produit, est plus élevée qu'à contre-courant d'ensemble et de ce fait présente moins de risques.

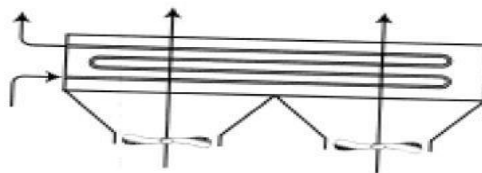


Figure 18 L'organisation à Co-courant

1.6. Le système de ventilation :

a. Les ventilateurs :

La distribution d'air froid ambiant sur les faisceaux tubulaires est assurée par la rotation de ventilateurs dont le diamètre est de 1.82 à 5.48m. Les systèmes de ventilation comportent des ventilateurs entraînés par des moteurs et des dispositifs de réglage de débit d'air.

Afin d'obtenir une distribution d'air correcte sur toute l'aire faciale (aire qui fait face aux ventilateurs) des faisceaux, la surface occupée par les ventilateurs doit être au minimum égale à 40% de cette aire. Pour les très grandes longueurs de tubes, de l'ordre de 15.24 m, cette considération impose d'installer trois ventilateurs dans le sens de la longueur des faisceaux.

b. Les chambres 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.

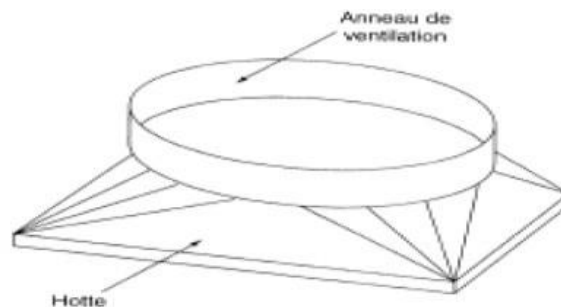


Figure 19 Les chambres de distribution de l'air

c. L'ensemble d'aéroréfrigérants :

Dans le cas de plusieurs aéroréfrigérants, la distance entre le sol et les faisceaux doit permettre une surface latérale totale d'aspiration d'air au moins égale à l'aire faciale totale du groupement, afin d'assurer une bonne distribution d'air sur tous les faisceaux.

L'ensemble d'aéroréfrigérants mis en place pour un service donné est appelé unité ; cet ensemble est constitué d'une ou plusieurs baies (ou sections) en parallèle, chaque baie comprenant elle-même un ou plusieurs faisceaux en parallèle. Plusieurs unités regroupées constituent un banc.

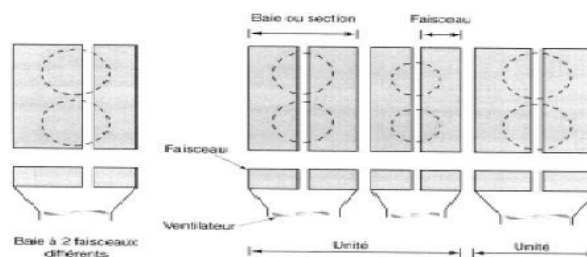


Figure 20 L'ensemble d'aéroréfrigérants

Les études d'implantation des aéroréfrigérants doivent prendre en compte les conditions de leur environnement immédiat ayant une influence sur l'alimentation en air : les vents dominants, les obstacles qui font écran à proximité, mouvements de terrain, immeubles, salles de contrôle ou de machines, structures, fours, colonnes, etc. Lorsque des unités adjacentes doivent être implantées, l'altitude des faisceaux doit être identique ainsi que le type de tirage. La proximité de sources d'air chaud, telles que des fours, est à éviter.

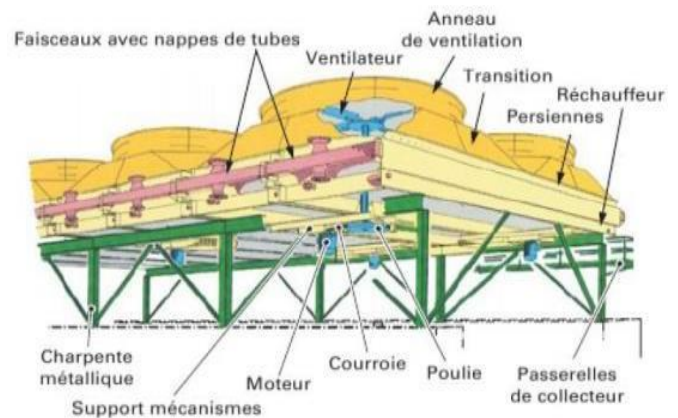


Figure 21 Vue générale de l'ensemble
d'aéroréfrigérants

1.7. Choix air induit/air forcé :

Il est constaté que pour l'aéroréfrigérant à air induit les distributions d'air à travers du réseau ailette est mieux assurée ce qui est particulièrement appréciable pour une approche de température faible entre air et produit.

En air induit, la vitesse de l'air chaud à la sortie des anneaux de ventilation est 2 à 2,5 fois plus élevée qu'en air forcé à la sortie des faisceaux.

Cette vitesse supérieure diminue les risques de recirculations d'air chaud. Surtout en présence d'un vent latéral.

Quand les ventilateurs sont à l'arrêt, l'effet de cheminée est plus important pour l'air induit et permet une meilleure réfrigération en tirage naturel.

Le positionnement de la hotte et de ventilateur au-dessus du faisceau assure une protection des tubes contre les précipitations atmosphériques et est favorable à une bonne stabilité de l'unité de production ; Cette protection n'existe pour les aéroréfrigérants à air forcé que s'ils sont équipés de persiennes.

En air induit, le niveau de bruit au sol est moindre, la place libre en dessous des faisceaux est plus importante.

Les premières rangées s'en croisent le plus sont accessibles pour nettoyer sans arrêter les ventilateurs ; leur long arbre de transmission assurant la liaison mécanique avec le ventilateur doit traverser le faisceau condamnant de ce fait plusieurs tubes ou nécessitent un jeu entre deux faisceaux d'une même baie, par ailleurs les ventilateurs et leurs composants sont situés en air chaud, la température de sortie d'air alors être limitée à 70°C pour des pâles en plastique et à 90-100°C pour des pâles en aluminium.

Au même débit massique d'air délivré, l'air induit consomme plus de puissance, le débit volumique étant plus important pour l'air chaud.

Les opérations de maintenance des ventilateurs sont délicates même à l'arrêt, en raison de la performance en tirage naturel lorsque le fluide chaud est maintenu en circulation.

En conclusion l'air induit présente de nombreux avantages sous l'angle des performances thermiques, mais l'air forcé apporte une plus grande facilité pour maintenance.

1.8. Les moteurs électriques :

Ce sont des moteurs ordinaires (bobine(stator), arbre (rotor) de puissance électrique inférieur à 30 Chevaux (22 KW), peuvent être synchrone (à vitesse constante) ou asynchrone (à vitesse variable avec la variation de la fréquence).

L'entraînement moteur ventilateur peut être d'une des façons suivantes selon les besoins :

Chapitre 2 : Généralités sur les Aéroréfrigérants et les compresseurs utilisés

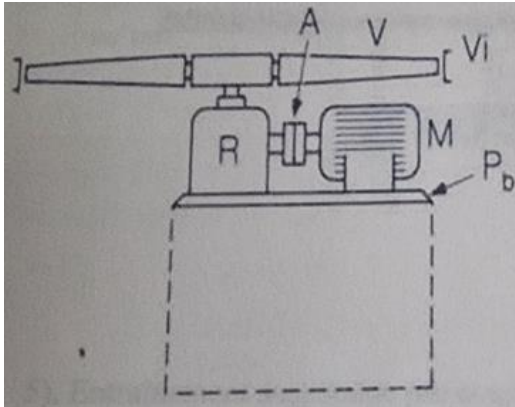


Figure 23 Entraînement avec réducteur et support

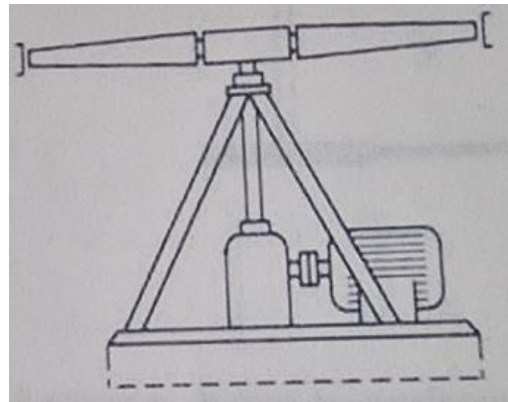


Figure 22 Entraînement avec ventilateur suspendu a arbres perpendiculaires

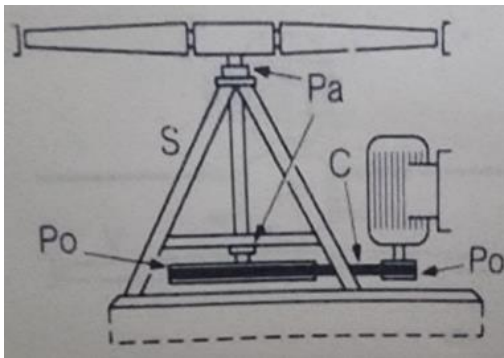


Figure 25 Entraînement par poulie et courroie

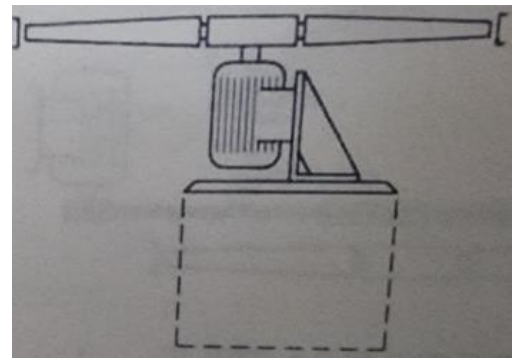


Figure 24 Entraînement direct

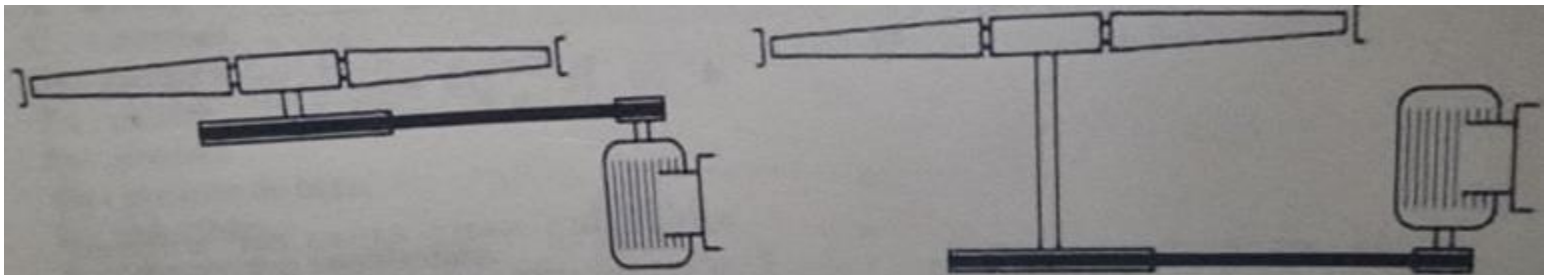


Figure 26 Entraînement suspendue par courroie à moteur au-dessous des ventilateurs

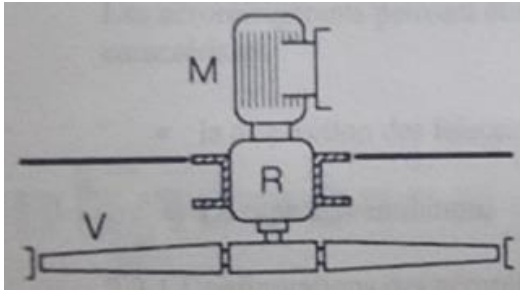


Figure 28 Entraînement avec réducteur a arbres confondus

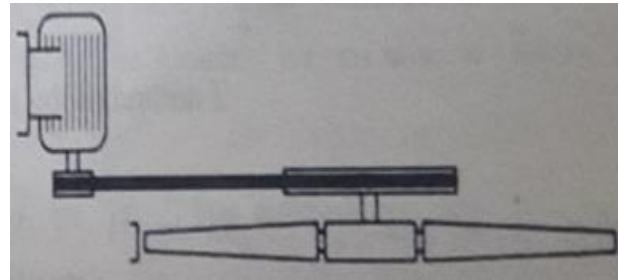


Figure 27 Entraînement par courroie
(Moteur au-dessus du ventilateur)

A : accouplement.

C : courroies.

M : moteurs.

Pa : paliers.

Po : poulies.

Pb : plaques de base.

R : réducteurs.

S : supports des ventilateurs.

V : ventilateur.

Vi : virole de ventilation.

Le mode d'entraînement est fonction de la puissance (P) des moteurs :

- Si $P < 30\text{Kw}$ on utilise une transmission par courroie (le cas des aéroréfrigérants).
- Si $P > 30\text{Kw}$ on utilise une transmission par réducteur.
- Si P est de l'ordre de quelques Kilowatt on utilise un entraînement direct.

2. Généralité sur les compresseurs utilisée :

2.1. Introduction :

Un compresseur est un dispositif utilisé pour augmenter la pression d'un fluide compressible qui peut être gaz ou vapeur. Les compresseurs sont utilisés dans une grande variété d'applications. Il s'agit notamment des turboréacteurs utilisés dans la propulsion aéronautique et spatiale, production d'électricité utilisant les turbines à gaz industrielles, suralimentation des moteurs à combustion interne, pressurisation des gaz et des fluides dans l'industrie de transformation, le transport des fluides dans les canalisations et ainsi de suite...

2.2. Description générale du compresseur centrifuge :

Le compresseur centrifuge est apparu en 1902 en premier dans les turbocompresseurs pour la suralimentation des moteurs à combustion interne. Dans un compresseur centrifuge c'est le nombre de roues à aubes qui détermine le nombre d'étages.

À chaque roue à aubes la pression du gaz est augmentée, dans les compresseurs centrifuges il y a des limitations de conception sur le nombre d'étages. Une des limitations principales est la température du gaz. A chaque passage du gaz dans un étage, sa pression, donc sa température augmente.

Le refroidissement entre les étages de compression réduit la température du gaz mais cela peut ne pas être suffisant pour un bon fonctionnement de l'étage de compression suivant.

2.3. Présentation extérieure :

Un compresseur centrifuge est composé principalement d'un ensemble rotatif et d'un ensemble fixe. L'élément rotatif se compose d'une roue et d'un arbre (rotor), il est soutenu par des roulements à billes lubrifiés par graisse. Le diamètre intérieur de l'arbre et l'ensemble fixe qui inclut les bâtis de roulement avant et arrière et le redresseur du moteur. Les compresseurs centrifuges peuvent être soit monoétages ou à plusieurs étages.

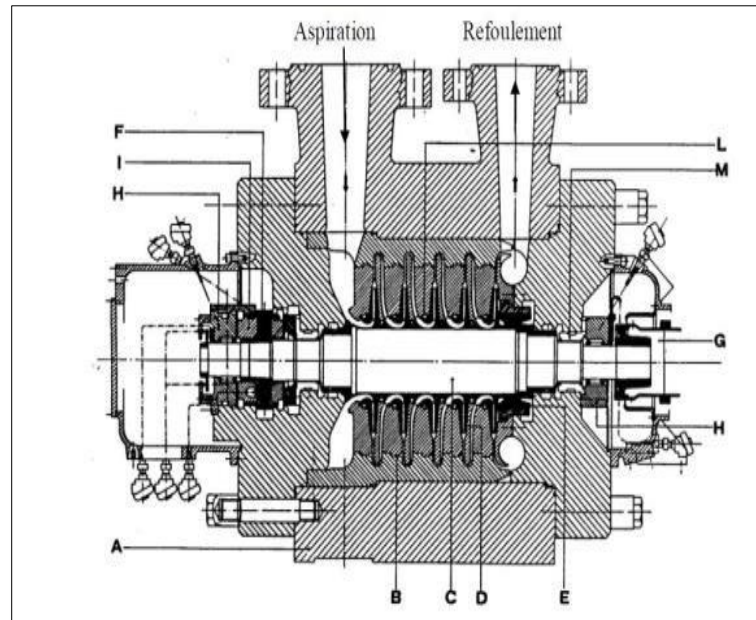


Figure 29 Compresseur centrifuge

Ce type de machine est constitué par l'ensemble d'équipements suivants :

Doté d'un corps extérieur (A) contenant la partie du stator dite ensemble de diaphragmes (B), où un rotor formé d'une ou plusieurs roues (D) est introduit par un arbre (C), le tambour ou le piston d'équilibrage (E), le collet du palier de butée (F), le rotor est entraîné par la machine motrice tournant sur les paliers porteurs (H) est gardé dans sa position axiale par le palier de la butée (I) ainsi que des dispositifs d'étanchéité d'huile à labyrinthe (L) agissent sur le rotor

2.4. Diagramme de fonctionnement d'un compresseur centrifuge :

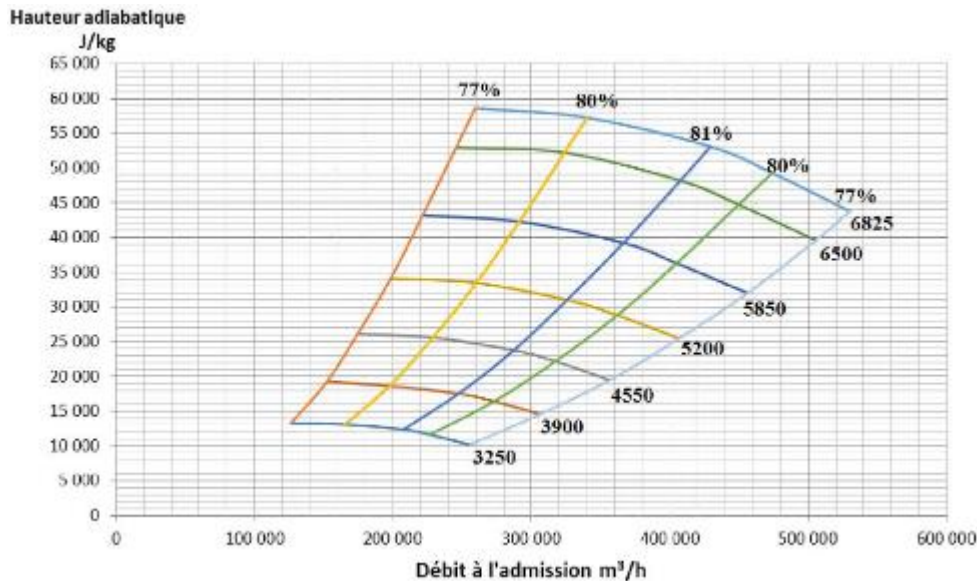


Figure 30 Diagramme de fonctionnement d'un compresseur centrifuge

Ce diagramme représente la variation de la hauteur adiabatique (ou hauteur de compression) H_{ad} (exprimée en kJ/kg ou m) en fonction du débit massique Q (en kg/s ou Nm^3/h) à vitesse de rotation constante.

Ce type de diagramme est très utilisé pour évaluer les performances et déterminer les limites de fonctionnement du compresseur centrifuge.

2.5. Le pompage :

Le pompage est une instabilité dynamique qui se produit lorsque le débit massique traversant le compresseur devient trop faible, généralement à haute pression de refoulement. Dans cette situation, le compresseur ne parvient plus à maintenir un écoulement continu contre la pression en aval. Cela provoque une inversion brutale et cyclique du flux de gaz, appelée oscillation de pompage, entraînant des vibrations mécaniques, des fluctuations de pression, et parfois des arrêts d'urgence pour éviter des dommages.

2.6. Le gavage :

Le gavage correspond à la situation où le débit massique devient trop élevé, jusqu'à atteindre une limite physique imposée par la vitesse d'écoulement du gaz. Lorsque cette vitesse atteint la vitesse du son dans les canaux du compresseur (typiquement au col des

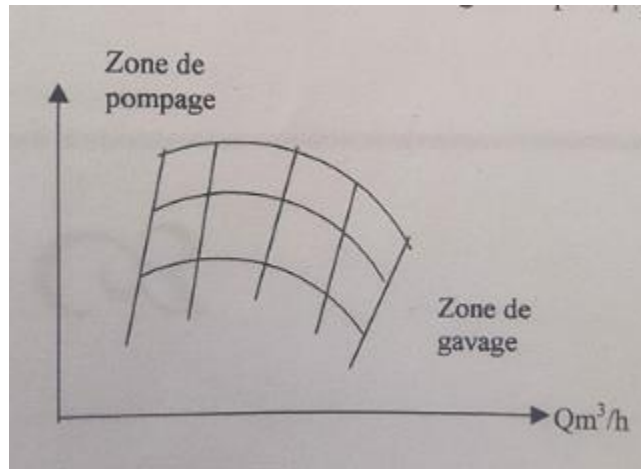


Figure 31 courbe montre la zone de pompage et gavage

aubages ou dans le diffuseur), le compresseur n'est plus capable d'augmenter le débit, même si la pression en sortie diminue.

Les courbes caractéristiques des compresseurs centrifuges (pression vs. Débit massique) permettent de visualiser les zones de fonctionnement :

Zone de pompage : à faible débit, pente positive → instabilité

Zone de gavage : à débit élevé, pression stable ou décroissante → saturation

Zone stable : entre les deux, avec bon rendement et fonctionnement sécurisé

2.7. Les compresseurs de gaz COOPÈR-BESSEMER (GZ2 GZ3) :

Les compresseurs de gaz sont des COOPÈR-BESSEMER, type Vulcan, RF 2/B-30, à un étage impulseur.

Pression maximale de service : 84,5 Kg/cm².

Chaque compresseur est monté sur bâti rigide et comprend :

- Un carter en acier coûte.

Une manche d'aspiration canalisant les gaz d'aspiration vers les palettes guides.

Les palettes guides d'aspiration réduisent la turbulence et dirigeant le courant sur l'impulseur. L'impulseur constitue le rotor

Le système d'huile de lubrification et d'étanchéité de compresseur comprenant :

- Pompe principale (Electrique).
- Pompe auxiliaire (Electrique).
- Vanne de détente.
- Réservoir monté sur le compresseur.

Vitesse nominale : 6500 Tr/min

Dimension nominale des brides aspiration /refoulement : 30"

Armoire d'alimentation électrique :

Les auxiliaires électriques des turbo-compresseurs sont alimentés :

- En marche normale, par l'alternateur attelé à la turbine
- En période de démarrage et d'arrêt, par le turbo-alternateur station.

Armoires d'automatisme :

Deux armoires d'automatisme sont associées à chaque turbo- compresseur :

Une relative à la turbine gaz (SPEED TRONIC).

Une relative au compresseur.

2.8. Compresseur Ingersoll Rand MSG® TURBO-AIR® 20000 : (GZ1)

Ingersoll Rand propose des compresseurs haute puissance tels que le modèle MSG® TURBO-AIR® 20000, qui offre :

Puissance : jusqu'à 4 100 kW (environ 5 500 ch).

Pression de refoulement : jusqu'à 100 bars.

Débit : entre 515 m³/min et 700 m³/min.

Applications : idéal pour les installations de compression de gaz naturel, y compris les stations de compression de gazoducs.

Ce modèle est conçu pour des applications industrielles exigeantes, offrant une efficacité énergétique et une fiabilité accrue.

2.9. Maintenance et pièces détachées :

Ingersoll Rand propose une gamme de pièces détachées d'origine pour compresseurs d'air afin de garantir des performances optimales et une longévité accrue de vos équipements. Ces pièces sont testées pour assurer une compatibilité parfaite avec les systèmes d'air comprimé commerciaux et industriels.

3. Influence de la Température du Gaz sur les équipements de la station :

L'augmentation de la température du gaz en sortie du compresseur axial à 80 °C provoque une alarme de déclenchement des turbines HP (haute pression) et BP (basse pression).

Lorsque la température du gaz en sortie du compresseur axial dépasse 84 °C, la turbine est déclenchée automatiquement.

La diminution de la température du gaz en entrée de station provoque un risque de formation d'hydrates, entraînant le blocage des vannes d'aspiration et de refoulement, ainsi que le blocage du passage du racleur.

◦ Pour éviter ce problème, on installe un réchauffeur de gaz au niveau des postes de sectionnement et des stations de compression, ou bien un échangeur de chaleur pour :

Protéger la turbine contre les risques de corrosion,

Et assurer le fonctionnement normal du turbocompresseur (TC).

L'augmentation de la température ambiante provoque la dilatation de la conduite, ce qui nécessite l'arrosage du pipeline.

La température ambiante peut aussi augmenter la température de refoulement du compresseur

La température de l'huile influence également le fonctionnement de la turbine et du compresseur

4. Influence de la Température du Gaz sur la conduite :

La température ambiante influe sur la paroi de la conduite (pipeline) lorsqu'elle dépasse 40 à 45 °C. Cela provoque :

La dilatation de l'enrobage du pipeline, pouvant entraîner des fissures ;

La température élevée peut accélérer la corrosion, surtout en cas de défaut de revêtement

L'apparition de contraintes internes et externes dans la conduite (mécaniques et thermiques)

Une augmentation des pertes de charge :

h_l : Pertes de charge locales (ou singulières) (vannes, coudes, etc.).

h_f : Pertes de charge linéaire (ou répartie)

Chapitre 3 : Les lois utilisées dans les calculs

1. Calcul thermo hydraulique d'un gazoduc :

Le but de Ce calcul est la détermination de la pression et la température finales d'un tronçon reliant deux stations voisines ou entre deux points kilométriques.

Pour cela il faut avoir les données suivantes :

- La pression de refoulement des stations de compression
- La température initiale (terminal départ).
- Le diamètre extérieur de la canalisation.
- L'épaisseur équivalente de la canalisation.
- La rugosité équivalente de la conduite
- Température moyenne du sol à la profondeur d'enfouissement de la canalisation

L'expression de calcul de la pression finale montre qu'elle dépend de la température moyenne et du coefficient de compressibilité moyen fonction lui aussi fonction de la pression moyenne et la température moyenne qui à son tour fonction de la température finale donc pour mener ce calcul a bien il faut suivre la méthode des approximations successives consistant à introduire des valeurs initiales de la température moyenne et du coefficient de compressibilité moyen au début de chaque itération et faire une vérification à sa fin.

Durant le calcul les valeurs des propriétés physiques du gaz (chaleur spécifique, viscosité dynamique, coefficient de JOUL THOMSON) tous à la température moyenne sont introduites puis vérifiées.

Pour la vérification on se réfère à la condition suivante :

$$\left| Z_m^{(1)} - Z_m^{(0)} \right| < ERR$$

$Z_m^{(1)}$: Coefficient de compression thermique moyen calculé

$Z_m^{(0)}$: Coefficient de compressibilité thermique moyen estime

ERR : Erreur admise

2. Calcul des paramètres d'écoulement :

2.1. Nombre de REYNOLDS :

Le nombre de REYNOLDS caractérise la nature de l'écoulement du gaz, il est donné par l'expression suivante :

$$Re = \frac{4M}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu}$$

M : Débit Massique du gaz en [kg/s]

D_{int} : Diamètre intérieur de la conduite en [m]

μ: Viscosité dynamique du gaz en [kg/m. s]

2.2. Coefficient de friction :

C'est le coefficient des pertes de charge réparties qui est une fonction du nombre de REYNOLDS et de la rugosité de la conduite, et comme l'écoulement du gaz dans les gazoducs de transport est turbulent dans la plupart des cas, on utilise la formule suivante :

$$\lambda = 0,067 \left(\frac{158}{Re} + \frac{2.e}{D_{int}} \right)^{0,2}$$

λ : Le coefficient de pertes de charge réparties.

e : La rugosité de la conduite en [m].

En pratique pour tenir compte des pertes de charge locales on augmente ce coefficient de 5% d'où :

$$\lambda^r = 1,05.\lambda$$

λ^r : Le coefficient de pertes de charge augmenté (corrige).

2.3. Pression finale :

En se basant sur l'équation de BERNOULI généralisée et celle de la continuité, la pression finale sur un tronçon reliant deux stations voisines ou deux points kilométriques s'exprime de la façon suivante :

$$P_f = \sqrt{P_i^2 \cdot e^{-A \cdot i \cdot L} - \frac{B}{A} (1 - e^{-A \cdot i \cdot L})}$$

Où :

$$A = \frac{2 \cdot g \cdot \Delta Z}{Z_m \cdot R_g \cdot T_m \cdot L} \quad \text{Et} \quad B = \frac{16 \cdot \lambda \cdot Z_m \cdot R_g \cdot T_m \cdot M^2}{\pi^2 \cdot D_{\text{int}}^5}$$

A : coefficient qui tient compte de la hauteur géodésique ($Z_f - Z_i$).

P_f : Pression finale en [N/m² (Pa)].

P_i : Pression initiale en [N/m² (Pa)].

L : Longueur d'un tronçon en [m].

M : Débit massique en [kg/s].

ΔZ : Différence d'altitude en [m].

D_{int} : Diamètre intérieur de la conduite en [m].

i : la pente

- Si : $\Delta Z \leq 200m$

$$P_f = \sqrt{P_i^2 - \frac{M^2 \cdot Z_m \cdot T_m \cdot R_g \cdot \lambda^r \cdot L}{0.785^2 \cdot D_{\text{int}}^5}}$$

2.4 Pression moyenne :

La Pression moyenne d'un tronçon de gazoduc se calcul de la manière suivante :

$$P_m = \frac{2}{3} \left(P_i + \frac{P_f^2}{P_i + P_f} \right)$$

P_f : Pression finale en [N/m²(Pa)]

P_i : Pression initiale en [N/m²(Pa)]

2.5.Température du sol réduite :

La température du sol réduite peut être déterminée par l'expression suivante :

$$T_{sr} = T_S - D_j \frac{P_i^2 - P_f^2}{2.a.L.P_m}$$

T_{sr} : température du sol réduite en [K].

T_S : Température du sol en [K].

D_j : Coefficient de JOUL THOMNSON en [K/bar].

P_m : Pression moyenne en [bar].

a : Coefficient de CHOUKHOV

Le coefficient de CHOUKHOV dans cette expression de détermine par la formule qui suit:

$$a = \frac{K.D_{ext}.\pi}{M.C_p}$$

K : Coefficient globale d'échange de chaleur [J/m²s.deg]]

D_{ext} : Diamètre extérieur de la conduite en [m]

M : Débit massique en[kg/s].

C_p : chaleur spécifique du gaz en [J/kg.deg]

2.6.Température finale :

L'expression de la température finale se déduit à partir du bilan thermique et nous obtenons la relation suivante :

$$T_f = T_{sr} + (T_i - T_{sr}).e^{-a.L}$$

T_f : Température finale en [K].

T_i : Température initiale en [K].

T_{sr} : Température du sol réduite en [K]]

L : Longueur du tronçon en [m].

2.7.La température moyenne :

La température moyenne se calcule de la manière suivante :

$$T_m = T_{sr} + \frac{T_i - T_f}{a.L}$$

2.8.Chaleur spécifique moyenne :

La chaleur spécifique peut être calculée par la formule empirique suivante :

$$C_p = \left(48,13 + \frac{4,58.10^{11}.P_m}{T_m^5} \right) T_m^{0,695}$$

Avec :

P_m : Pression moyenne en[bar].

T_m : Température moyenne en[K].

2.9.Coefficient de JOUL THOMSON moyen :

$$D_j = \frac{5650}{T_m^{2,13}} \cdot \sqrt{224 - P_m}$$

Avec :

P_m : Pression moyenne en[bar].

T_m : Température moyenne en[K].

2.10. Viscosité dynamique moyenne :

$$\mu = (0,0316.T_m + 0,0175.P_m + 1.63)10^{-6}$$

Avec :

μ : Viscosité dynamique du gaz en [kg/m. s].

P_m : Pression moyenne en[bar].

T_m : Température moyenne en[K].

2.11. Facteur de compressibilité moyen :

Le facteur de compressibilité moyen est exprimé par la relation suivante :

$$Z_m = 1 - 2.10^6 \cdot \frac{d^{1,5} \cdot P_m}{T_m^{3,5}}$$

d : Densité relative du gaz

P_m : Pression moyenne en[bar].

T_m : Température moyenne en[K].

3. Régime de fonctionnement d'une station de compression :

3.1. Pression d'aspiration de compresseur :

La pression d'aspiration du compresseur est inférieure à celle de la station (P) du fait que le gaz passe dans différentes installations (filtres, échangeur.,.) et tuyauteries de la station, avant d'être dans le collecteur d'aspiration de compresseur.

$$P_{aspc} = P_f - \Delta P_{asp}$$

P_f : Pression aspiration station.

P_{aspc} : Pression aspiration du compresseur.

ΔP_{asp} : Perte de pression entre l'entrée de la station et l'aspiration compresseur

3.2. Pression de refoulement du compresseur :

La pression de refoulement du compresseur est supérieure à celle de la station due généralement aux aéroréfrigérants et à la tuyauterie.

$$P_{refc} = P_i + \Delta P_{ref}$$

P_i : Pression refoulement station.

P_{refc} : Pression de refoulement compresseur.

ΔP_{ref} : Perte de pression entre le refoulement compresseur et la sortie de la station

3.4. Taux de compression :

Le taux de compression est le rapport entre la pression de refoulement du compresseur et celle d'aspiration.

$$\varepsilon = \frac{P_{refc}}{P_{aspc}}$$

P_{refc} : Pression de refoulement compresseur.

P_{aspc} : Pression aspiration du compresseur.

3.5.Débit aux conditions d'aspiration :

$$Q_{asp} = Q_0 \frac{P_0 \cdot Z_{asp} \cdot T_{asp}}{P_{asp} \cdot Z_0 \cdot T_0}$$

Où :

Q_0 : débit aux conditions normale.

P_{asp} : Pression d'aspiration du compresseur en[bars].

T_{asp} : Température d'aspiration en[K].

T : Température normale en[K].

P : Pression nominale en[bars].

Z_0 : Facteur de compressibilité aux conditions normale.

Z_{asp} : Facteur de compressibilité aux conditions d'aspiration.

- Le facteur de compressibilité aux conditions d'aspiration se calcule de la manière suivante:

$$Z_{asp} = 1 - 2.10^6 \frac{d^{1,5} \cdot P_{asp}}{T_{asp}^{3,5}}$$

Avec :

P_{asp} : Pression d'aspiration en [bars].

T_{asp} : Température d'aspiration en[K].

d : Densité du gaz

3.6.Détermination de la hauteur adiabatique :

La hauteur adiabatique et le rendement adiabatique des compresseurs sont déterminés à partir de la courbe des performances estimées des compresseurs propre chacun et à chaque station ou bien par la formule :

$$H_{ad} = \frac{1}{g} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot R_g \cdot Z_{asp} \cdot T_{asp} \cdot \left(\left(\frac{P_{ref}}{P_{asp}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

H_{ad} : hauteur en [m]

γ : Coefficient adiabatique.

R_g : Constant thermodynamique de gaz [J/Kg°K]

3.7.Température de refoulement :

La température du gaz suite à la compression, pour obtenir la pression souhaitée, augmente répondant de cette façon aux lois de la thermodynamique.

$$T_{ref} = T_{asp} \left(\varepsilon^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_{ad}} \right)} \right)$$

Où :

T_{ref} : Température de refoulement en [K].

T_{asp} Température d'aspiration en[K].

ε : Taux de compression.

γ : Coefficient adiabatique

η_{ad} : Rendement adiabatique du compresseur.

3.8.Puissance absorbée par le compresseur :

La puissance nécessaire pour la compression du gaz se calcule de la manière suivante :

$$W_{comp} = \frac{W_{th}}{\eta_{ad} \cdot \eta_{acc}}$$

Avec :

$$W_{th} = H_{ad} \cdot M \cdot g$$

Où :

W : Puissance de compression théorique en [W].

M : Débit massique en [kg/s].

η_{ad} : Rendement adiabatique du compresseur.

η_{acc} : Rendement d'accouplement mécanique (0.98).

3.9.Calcul du pourcentage de la puissance exigée de la turbine :

Le pourcentage de la puissance exigée de la turbine ($\%N_{exigee}$) est le rapport de la puissance de compression exigée par le compresseur et la puissance nominale de la turbine.

3.10. Détermination du pourcentage de la puissance disponible corrigée de la turbine :

Le pourcentage de la puissance disponible de la turbine ($\%N_{disp}$) est en fonction de la température ambiante, mais à la pression (101325 Pa), est déterminé à partir- de l'annexe (Fig-39-).

Ensuite il est corrigé avec un facteur dit facteur de correction d'altitude (K_p) déterminé de l'annexe (Fig-40-).

Le pourcentage de la puissance disponible corrigée ($\%N_{corrigé}$) est calculé de la façon suivante :

$$\%N_{corrigé} = \%N_{disp} \cdot K_p$$

Enfin pour juger si la station donc les turbocompresseurs peuvent supporter la charge de compression il faut que la condition suivante soit vérifiée :

$$\%N_{exigée} \leq \%N_{corrigé}$$

Après satisfaction de la condition, on passe au calcul de la consommation du gaz combustible.

3.11. Détermination de rendement corrigée de la turbine :

Le rendement de la turbine (η) est déterminé à partir de la courbe de performance de la turbine à une température donnée et une pression de (101325 Pa) (Fig-13-).

Une conversion doit être effectuée de BTU/HP·HR en kJ/kW·s

Pour trouver le rendement corrigé ($\eta_{corrigé}$) de la turbine, on utilise le facteur de correction d'altitude (K_p) de la manière suivante :

$$\eta_{corrigé} = \frac{\eta}{K_p} = \eta_t$$

3.12. Calcul de la consommation du gaz combustible :

La consommation d'une turbine en gaz combustible se calcul comme suit :

$$q_{com} = \frac{N_{exigee}}{\eta_t \cdot PCI}$$

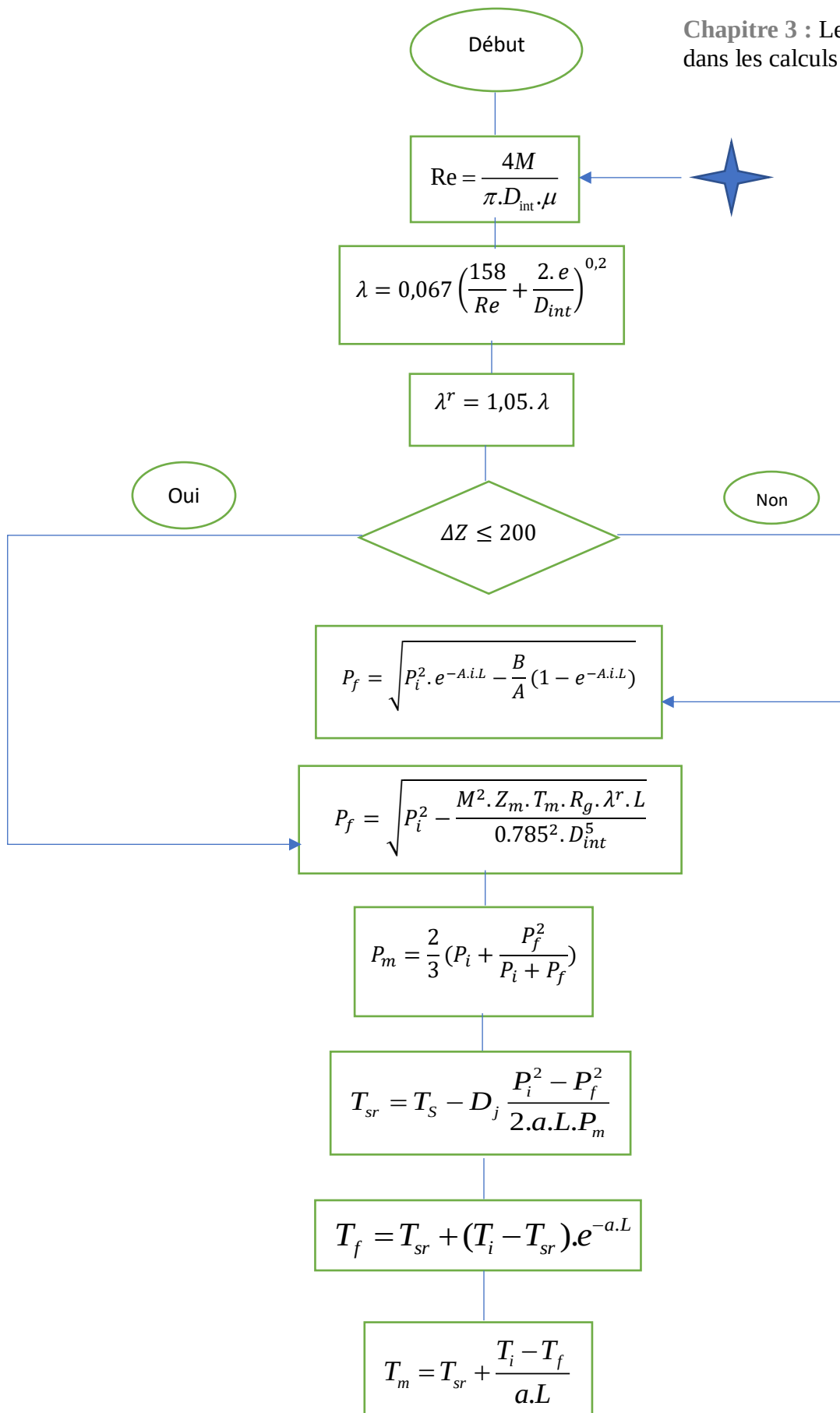
q : La consommation du gaz combustible en [m/h].

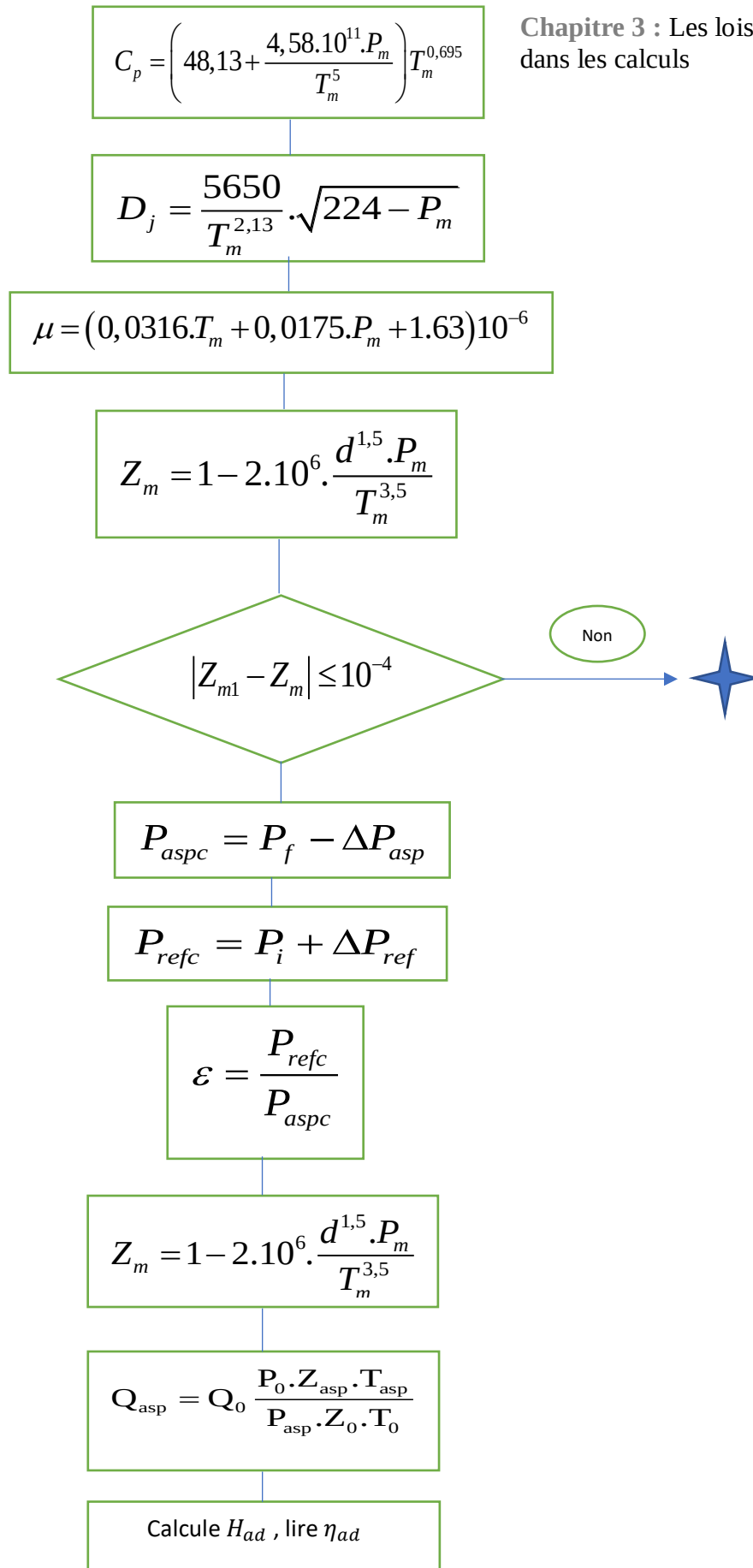
N_{exigee} : puissance exigée par la turbine

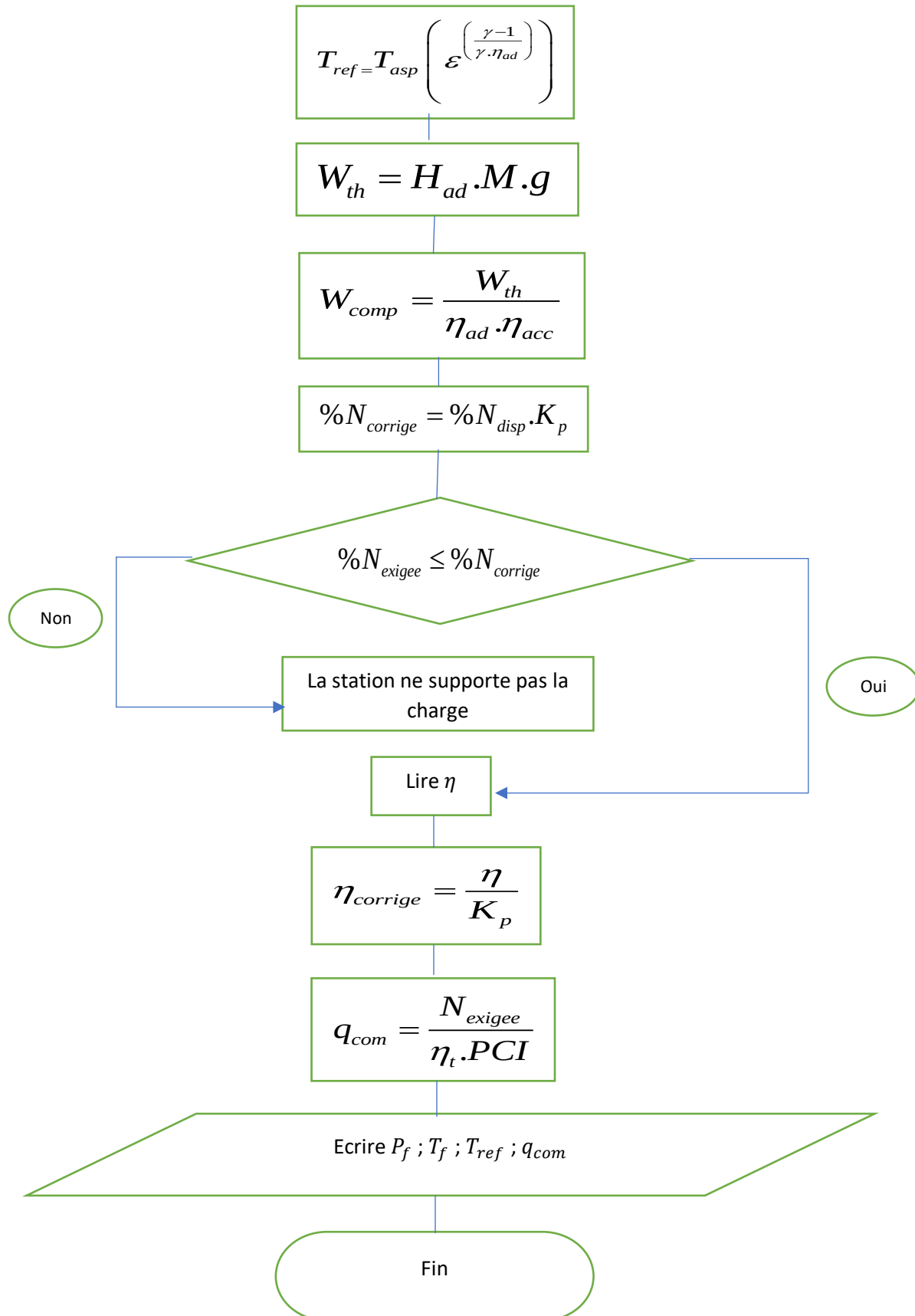
η_t : Le rendement thermique de la turbine.

PCI : Le pouvoir calorifique inferieur en [J/m].

4. Organigramme de calcul :







5. La chute de pression du gaz dans les Aéroréfrigérants :

La chute de pression correspond à la différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'aéroréfrigérant. Elle est due principalement à :

- La friction du gaz avec les parois internes des tubes (pertes de charge),
- Les changements de direction (entrées, coudes, collecteurs),
- Les accessoires internes (turbulateurs éventuels), et la réduction de volume liée au refroidissement du gaz.

La chute de pression est souvent faible (typiquement 0,1 à 0,3 bar) mais non négligeable, surtout si elle affecte le point de fonctionnement du compresseur en aval

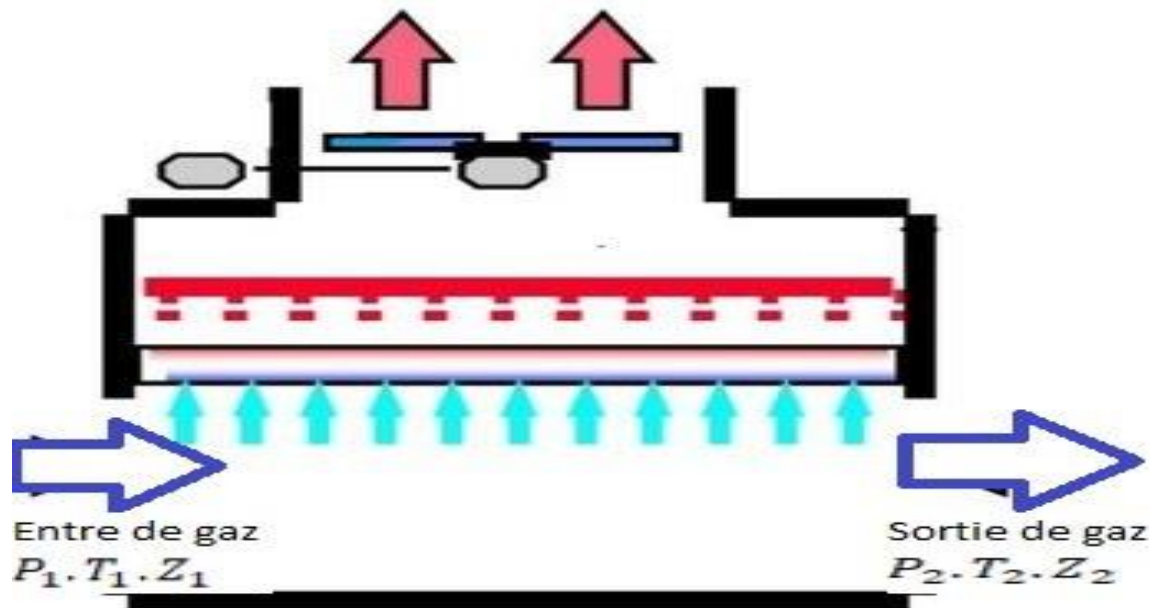


Figure 32 Schéma montre le changement des paramètres de gaz après refroidissement

6. Calcul de facteur de compressibilité Z à la sortie des Aéroréfrigérants :

D'après l'équation cubique de Peng-Robinson :

$$Z^3 - (1-B).Z^2 + (A-3B^2-2B).Z - (AB-B^2-B^3) = 0$$

Z : facteur de compressibilité

A et B sont les paramètres sans dimension, dépendants des conditions de température et de pression :

$$A = \frac{a.P}{R^2.T^2} \quad \text{Et} \quad B = \frac{b.P}{R.T}$$

a et b sont des constantes caractéristiques du fluide :

$$a = 0.45724 \cdot \frac{R^2.T_c^2}{P_c} \cdot \alpha(T_r, \omega) \quad b = 0.07780 \cdot \frac{R.T_c}{P_c}$$

Avec :

$$\alpha(T_r, \omega) = \left[1 + k(1 - \sqrt{T_r}) \right]^2$$

Où :

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad \text{Et} \quad k = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$$

ω : Facteur acentrique

Après calcul on trouve la valeur de Z à la sortie :

$$1.05969Z - 0.979914 = 0$$

$$Z = 0.924$$

7. La pression de gaz à la sortie des Aéroréfrigérants (P2) en fonction de Z :

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{Z_2.T_2}{Z_1.T_1}$$

$P_1.T_1.Z_1$: la pression et température et facteur de compressibilité dans l'entrée des aéroréfrigérants

$P_2.T_2.Z_2$: la pression et température et facteur de compressibilité dans la sortie des aéroréfrigérants

Après calcul on trouve :

$$P_2 = \frac{0.924 * 333.15}{0.9 * 343.15} * 71.3$$

$$P_2 = 71.07 \text{ Bar} \quad (\text{La chute de pression est souvent faible})$$

8. L'augmentation de débit massique avec l'utilisation des Aéroréfrigérants :

$$\dot{m} = \frac{P.M}{Z.R.T} . Q_v$$

Q_v : le débit volumique (m^3/s)

$P.Z.T$: la pression et facteur de compressibilité température dans la sortie des aéroréfrigérants

Chapitre 4 : Etude des régimes
de fonctionnement des lignes
avec et sans les
Aéroréfrigérants

1-er cas : En l'absence des Aéroréfrigérants

1. Distribution de pression au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 :

Les lignes GZ1, GZ2 et GZ3 fonctionnent sans aucun système de refroidissement. Le gaz transite à haute température depuis la sortie des compresseurs, ce qui entraîne une moindre densité et une vitesse d'écoulement plus élevée.

L'objectif de cette partie est d'analyser la chute de pression progressive le long des conduites, en traçant l'évolution de la pression en fonction de la longueur. Cette distribution met en évidence les pertes de charge dues aux frottements internes

1.1. Interprétation des graphes de pression :

Les courbes de pression en fonction de la longueur $P=f(L)$ pour les lignes GZ1, GZ2 et GZ3 montrent une diminution progressive de la pression tout au long des conduites. Cette chute de pression est principalement due aux pertes de charge linéaires engendrées par le frottement du gaz contre les parois internes des canalisations.

Points d'observation :

Chute régulière : Les trois courbes suivent une pente descendante relativement régulière, indiquant un écoulement continu avec des pertes de pression modérées mais constantes.

Influence de la longueur : Plus la ligne est longue, plus la chute de pression est importante. Cela reflète le rôle dominant de la longueur du tronçon dans les pertes de charge totales.

Comparaison entre lignes :

Si une ligne montre une chute de pression plus rapide (pente plus raide), cela peut indiquer soit un débit plus élevé, soit des conditions hydrauliques défavorables (diamètre plus petit, rugosité, etc.).

À l'inverse, une pente plus douce indique un écoulement plus stable ou mieux maîtrisé.

Interprétation physique :

Le gaz étant à haute température en l'absence de refroidissement, il présente :

Une densité plus faible, donc un débit volumique élevé, ce qui entraîne une vitesse plus élevée, et donc des pertes de charge plus importantes.

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans Aéroréfrigérants

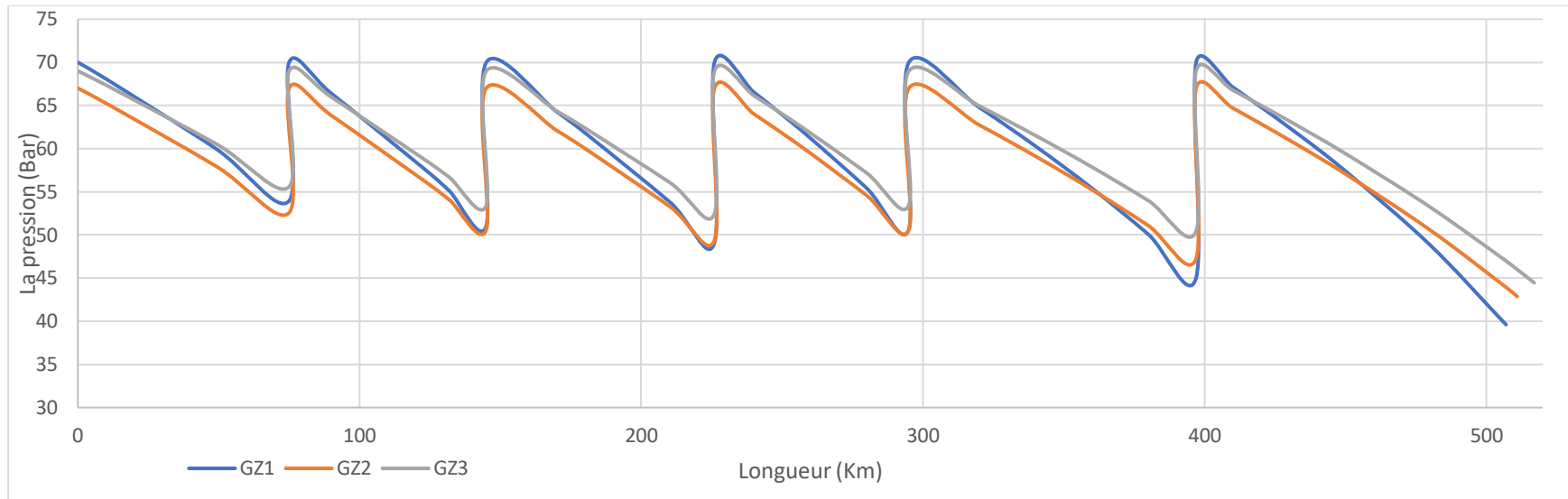


Figure 33 Distribution de pression au long les lignes GZ, GZ2 et GZ3 sans les Aéroréfrigérants

2. Distribution de la température au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 :

Dans cette section, l'étude de l'évolution de la température du gaz naturel tout au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3, en l'absence de tout système de refroidissement. Le gaz, issu directement des stations de compression, est injecté dans les conduites à une température relativement élevée.

Au fur et à mesure de son écoulement, le gaz subit un refroidissement passif, principalement dû aux échanges thermiques avec l'environnement extérieur (sol, air ambiant, etc.).

Le graphe présenté illustre la variation de température en fonction de la longueur de chaque tronçon, et permet d'évaluer dans quelle mesure ce refroidissement naturel est suffisant ou non.

Cette analyse constitue un point de référence important pour comprendre l'intérêt potentiel d'un système de refroidissement actif (type aéroréfrigérant), notamment en vue d'optimiser la densité du gaz et les performances hydrauliques du réseau.

2.1. Interprétation des graphes de température :

Les courbes de température en fonction de la longueur des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 montrent une légère diminution progressive de la température du gaz naturel le long des conduites, malgré l'absence de tout système de refroidissement actif.

Refroidissement passif : On observe une baisse naturelle de la température, due principalement aux échanges thermiques passifs entre le gaz chaud et l'environnement extérieur plus froid (sol, air ambiant, etc.).

Taux de décroissance faible : La pente des courbes reste peu prononcée, ce qui montre que le refroidissement est limité. Le gaz conserve une température élevée sur une grande partie du trajet.

Différences entre lignes :

Une ligne dont la température baisse un peu plus rapidement peut présenter une meilleure perte thermique passive (différence de température plus forte avec l'extérieur, matériau de la conduite, etc.).

Interprétation physique :

Le gaz naturel sortant du compresseur est chaud (souvent $> 60\text{ °C}$).

En l'absence d'aéroréfrigérants, seule la conduction thermique à travers les parois de la conduite et le rayonnement permettent une baisse de température.

Ce refroidissement lent explique pourquoi la densité du gaz reste faible sur la majeure partie de la ligne, ce qui n'est pas optimal pour le transport.

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans Aéroréfrigérants

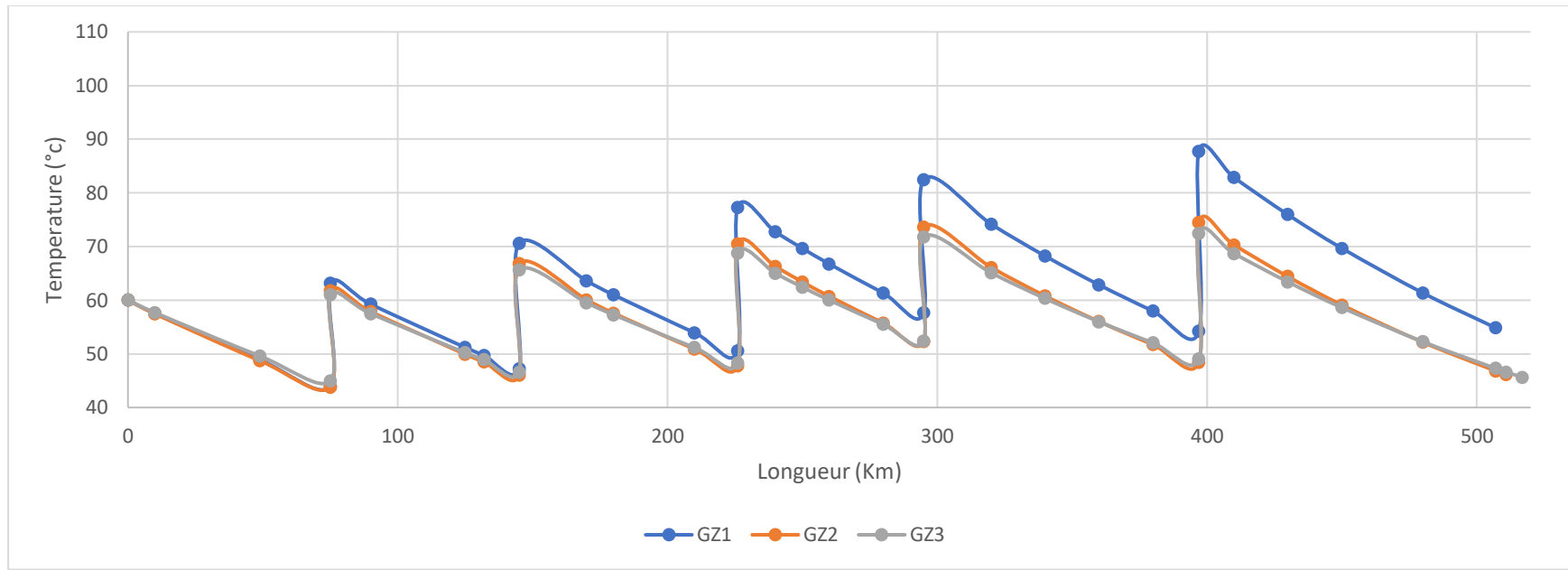


Figure 34 Distribution de la température au long de la ligne GZ1, GZ2 et GZ3 sans les Aéroréfrigérants

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

3. Le fonctionnement des compresseurs sur les 3 lignes et 5 stations :

Dans ce premier scénario, le fonctionnement des stations de compression est analysé en l'absence de tout système de refroidissement en aval.

Le diagramme suivant présente les points de fonctionnement des différentes stations dans ces conditions, en mettant en évidence les pressions et températures atteintes après compression, ainsi que les limitations potentielles du système sans refroidissement intermédiaire.

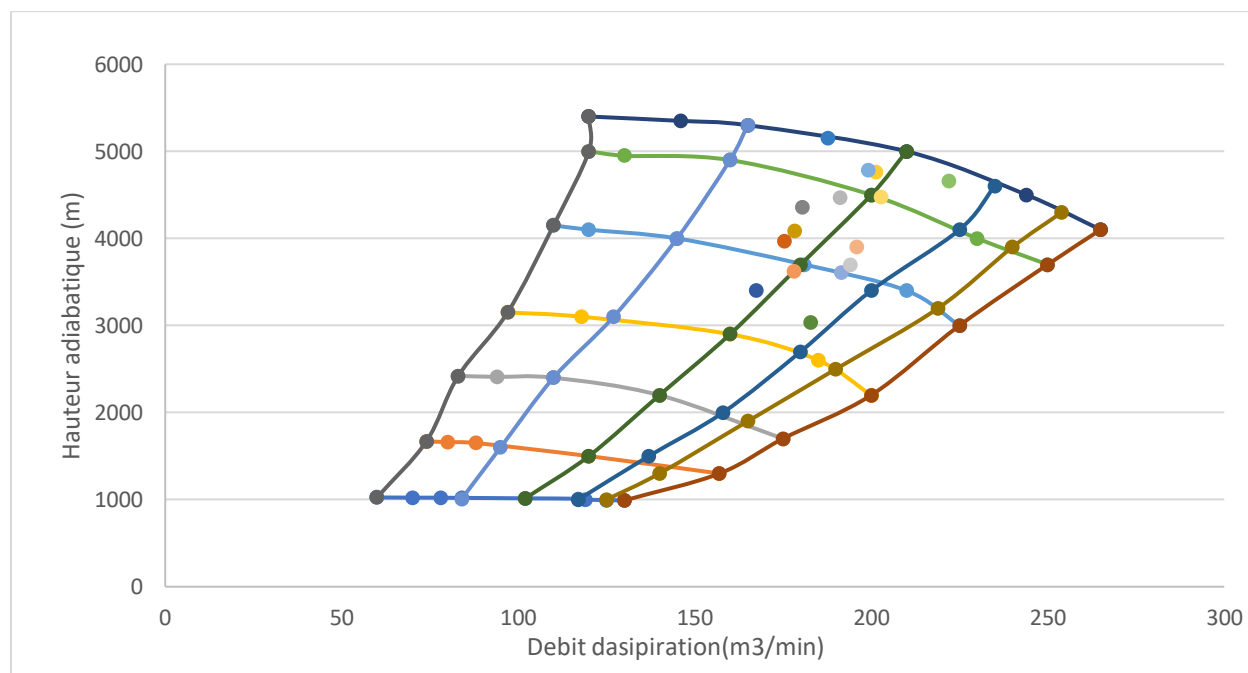


Figure 35 Courbe caractéristique de compresseur montre les points de fonctionnement (sans Aéroréfrigérants)

GZ1		Hauteur adiabatique	Débit	GZ2		Hauteur adiabatique	Débit
	SC1	3626,752	178,0861		SC1	3399,91	167,4324
	SC2	4471,237	191,1083		SC2	3972,254	175,4959
	SC3	4763,24	201,3193		SC3	4356,979	180,5178
	SC4	4787,156	199,0959		SC4	4082,794	178,238
	SC5	4658,658	222,0659		SC5	5153,23	187,7482

GZ3		Hauteur ad	Débit
	SC1	3032,036	182,8818
	SC2	3609,358	191,5633
	SC3	3901,526	195,894
	SC4	3695,285	194,0848
	SC5	4476,978	202,7825

3.1. Interprétation :

Les compresseurs fonctionnent sans qu'aucun dispositif de refroidissement ne soit installé à la sortie. Le gaz est donc injecté à température élevée dans les conduites, ce qui a un impact sur ses propriétés (baisse de densité, augmentation du volume spécifique).

GZ1 :

La hauteur adiabatique (Had) augmente de SC1 à SC4, atteignant un maximum à SC4 (~4787 m), puis baisse légèrement à SC5.

Le débit augmente progressivement de ~178 à ~222 m³/h.

- Cela montre une montée de la charge thermique à chaque station, avec une forte sollicitation énergétique au niveau de SC4.

GZ2 :

Had atteint un pic à SC5 (5153 m), le plus élevé des trois lignes.

Les débits sont globalement plus faibles que GZ1, mais la Had augmente fortement vers la fin.

- Le compresseur SC5 est le plus sollicité, dû à une température très élevée du gaz

GZ3 :

Hauteur adiabatique plus modérée : de 3032 m à 4476 m.

Le profil est plus stable, avec moins de variations brutales.

4. Les résultats de calcul (1^{er} cas) :

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

GZ1

Condition été (Sans Aero)		TD	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA
Débit	Kg/h	1387963,4	1387963,4	1381519,4	1374172,5	1367016,6	1360943,5	1353575,5
PK	km	0	75	145	226	296	397	507
Altitude	m	600	840	1045	970	1235	525	20
Pression refoulement	bar	70	70	70	70	70	70	70
Pression aspiration	bar	/	53,944958	51,048564	49,079771	50,644074	45,043996	39,604566
Température Aspiration	°C	/	43,89124	47,170876	50,585821	57,618713	54,189153	56,699713
Température refoulement	°C	60	63,119597	70,646559	77,258859	82,466994	87,752647	/
Température ambiante	°C	45	45	45	40	40	40	40
Température de sol	°C	25	25	25	25	25	25	25
Taux de Compression		/	1,3191142	1,3946984	1,4512213	1,4059488	1,5827049	/
Débit Aspiration de compresseur	m ³ /h	/	178,08613	191,10832	201,31928	199,09588	222,06595	/
Nombre d'unités en service		/	3	3	3	3	3	/
Hauteur adiabatique	m	/	3626,7523	4471,237	4763,24	4787,156	4658,658	/
Vitesse de rotation Compresseur	tr/min	/	5800	6200	6500	6800	6825	/
Puissance de compression station	kwatt	/	17162,02	21205,088	22195,775	18196,665	22036,944	/
Puissance des moteurs électriques	kwatt	/	264	264	264	264	264	/
Autoconsommation de station en gaz	m ³ /h	/	7593,6688	8657,5833	8432,6257	7156,6566	8682,5313	/

Tableau 3 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ1 en l'absence des Aéroréfrigérants

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

GZ2

Condition été (Sans Aero)		TD	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA
Débit	Kg/h	1268740,89	1268740,893	1262896,335	1255222,085	1248850,698	1240918,519	1233581,411
PK	km	0	75	145	226	296	397	511
Altitude	m	600	840	1045	970	1235	525	20
Pression refoulement	bar	67	67	67	67	67	67	67
Pression aspiration	bar	/	52,57099132	51,05073533	49,3839545	50,59709858	47,26859068	42,86990978
Température Aspiration	°C	/	43,76905825	46,01550637	47,74475522	52,33590914	48,423308	47,8369455
Température refoulement	°C	60	61,74594151	66,87997848	70,53107517	73,63620801	74,51217578	/
Température ambiante	°C	45	45	45	40	40	40	40
Température de sol	°C	25	25	25	25	25	25	25
Taux de Compression		/	1,296307181	1,346969535	1,380821185	1,34738342	1,443276332	/
Débit Aspiration de compresseur	m ³ /h	/	167,4324311	175,4958949	180,5178254	178,238	187,7482175	/
Nombre d'unités en service		/	3	3	3	3	3	/
Hauteur adiabatique	m	/	3399,909773	3972,253629	4356,979293	4082,793706	5153,23	/
Vitesse de rotation Compresseur	tr/min	/	5700	5250	6300	6180	6850	/
Puissance de compression station	kwatt	/	14709,69665	17122,91104	18758,38856	17577,91938	22159,48217	/
Puissance des moteurs électriques	kwatt	/	264	264	264	264	264	/
Autoconsommation de station en gaz	m ³ /h	/	6887,294432	9043,423723	7508,116194	9347,370926	8646,132669	/

Tableau 4 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ2 en l'absence des Aéroréfrigérants

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

GZ3

Condition été (Sans Aero)		TD	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA
Débit	Kg/h	1466981,344	1466981,344	1460160,718	1452267,324	1443955,804	1436011,523	1428119,189
PK	km	0	75	145	226	296	397	517
Altitude	m	600	840	1045	970	1235	525	20
Pression refoulement	bar	67	67	67	67	67	67	67
Pression aspiration	bar	/	55,58937464	53,29700751	52,4499886	53,44726554	50,45264602	44,45304475
Température Aspiration	°C	/	44,9213292	46,57505857	48,26870202	52,37382537	49,00235119	48,28819577
Température refoulement	°C	60	60,99426952	65,62924062	68,78491215	71,75495066	72,4339086	/
Température ambiante	°C	45	45	45	40	40	40	40
Température de sol	°C	25	25	25	25	25	25	25
Taux de Compression		/	1,261586294	1,312960468	1,337825125	1,312626805	1,391317689	/
Débit Aspiration de compresseur	m ³ /h	/	182,88177	191,5632908	195,8939861	194,0848378	202,7825205	/
Nombre d'unités en service		/	3	3	3	3	3	/
Hauteur adiabatique	m	/	3032,036014	3609,357859	3901,52568	3695,285058	4476,977674	/
Vitesse de rotation Compresseur	tr/min	/	5400	5850	6175	5850	6550	/
Puissance de compression station	kwatt	/	15111,83028	17945,35718	19397,98562	18372,5784	18252,44063	/
Puissance des moteurs électriques	kwatt	/	264	264	264	264	264	/
Autoconsommation de station en gaz	m ³ /h	/	8037,5039	9301,666991	9794,390532	9361,632224	9300,416774	/

Tableau 5 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ3 en l'absence des Aéroréfrigérants

2 -ème cas : En présence des Aéroréfrigérants

1. Distribution de pression au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 avec les aéroréfrigérants :

L'ajout d'un système de refroidissement après compression modifie également le profil de pression le long des conduites. Le graphique ci-après présente l'évolution de la pression en fonction de la distance, en tenant compte de l'abaissement de température permis par les aéroréfrigérants.

Ce refroidissement contribue à une augmentation de la densité du gaz, ce qui se traduit par une réduction des pertes de charge et une conservation plus efficace de la pression au long du trajet. L'objectif est de quantifier cet effet et de le comparer à la configuration sans refroidissement.

Ce graphe montre l'évolution de la pression en fonction de la longueur du gazoduc, après installation des aéroréfrigérants.

1.1.Interprétation :

La pression diminue progressivement le long des lignes, mais avec une pente plus douce qu'en l'absence de refroidissement.

Cela signifie que les pertes de charge sont réduites, grâce à :

Une température du gaz plus faible, donc une densité plus élevée, et une vitesse d'écoulement plus faible, diminuant les frottements.

1.2.Conclusion :

Le refroidissement permet de mieux conserver la pression sur la distance.

Cela améliore la performance hydraulique et peut permettre un espacement plus grand entre stations ou un débit plus élevé à pression égale.

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans Aéroréfrigérants

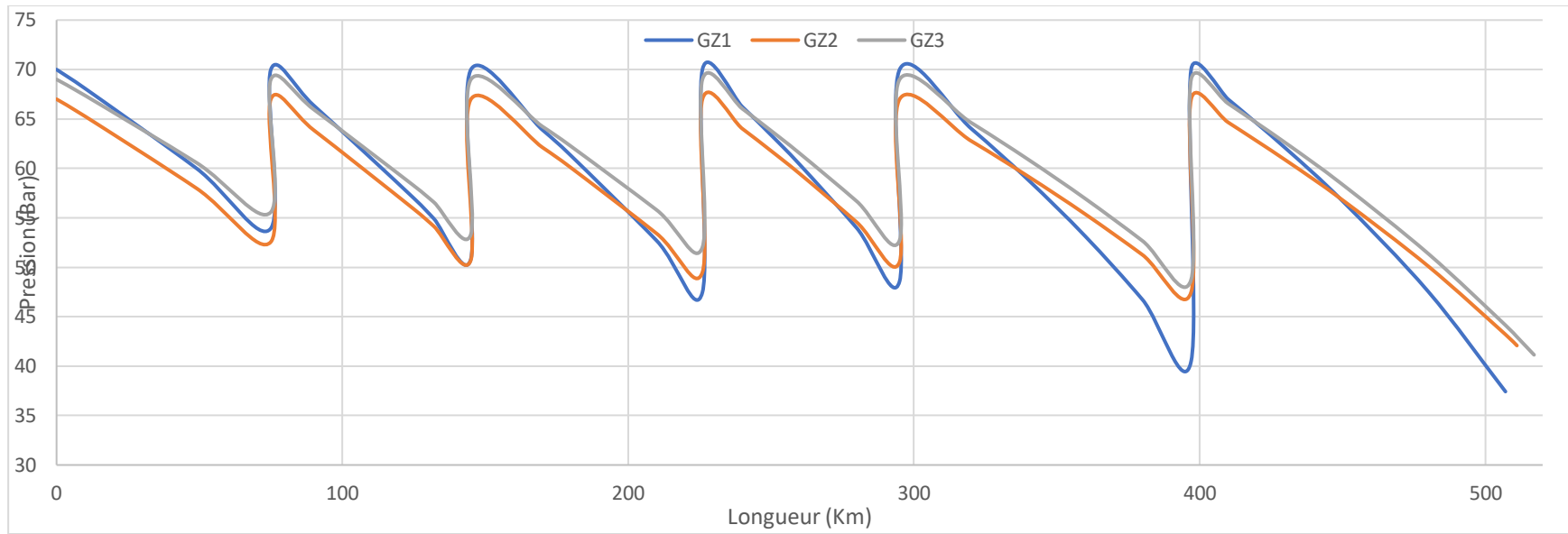


Figure 36 Distribution de la pression au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 avec les Aéroréfrigérants

**2. Distribution de la température au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 avec les
Aéroréfrigérants :**

Afin d'évaluer l'impact du refroidissement sur le comportement thermique du gaz, l'évolution de la température a été tracée en fonction de la longueur du pipeline pour les trois lignes GZ1, GZ2 et GZ3.

La présence d'un système de refroidissement par aéroréfrigérants en aval des compresseurs permet de réduire significativement la température du gaz en début de ligne. Le graphe suivant illustre cette variation, en mettant en évidence le rôle du refroidissement dans l'amélioration des conditions thermiques initiales du gaz transporté.

Ce graphe illustre la température du gaz le long du pipeline, avec aéroréfrigérants installés.

2.1. Interprétation :

La température chute brutalement juste après les compresseurs (grâce aux Aérorefroidisseurs).

Ensuite, une remontée lente peut apparaître sur la longueur, due à :

L'échange de chaleur avec le sol ou l'air ambiant plus chaud.

Ou la recompression/réchauffement par frottement dans le tuyau.

2.2. Conclusion :

L'ajout d'un système de refroidissement permet un abaissement immédiat de la température du gaz après compression.

Cela permet un meilleur conditionnement thermodynamique du gaz pour le transport, augmentant la densité et réduisant les pertes.

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

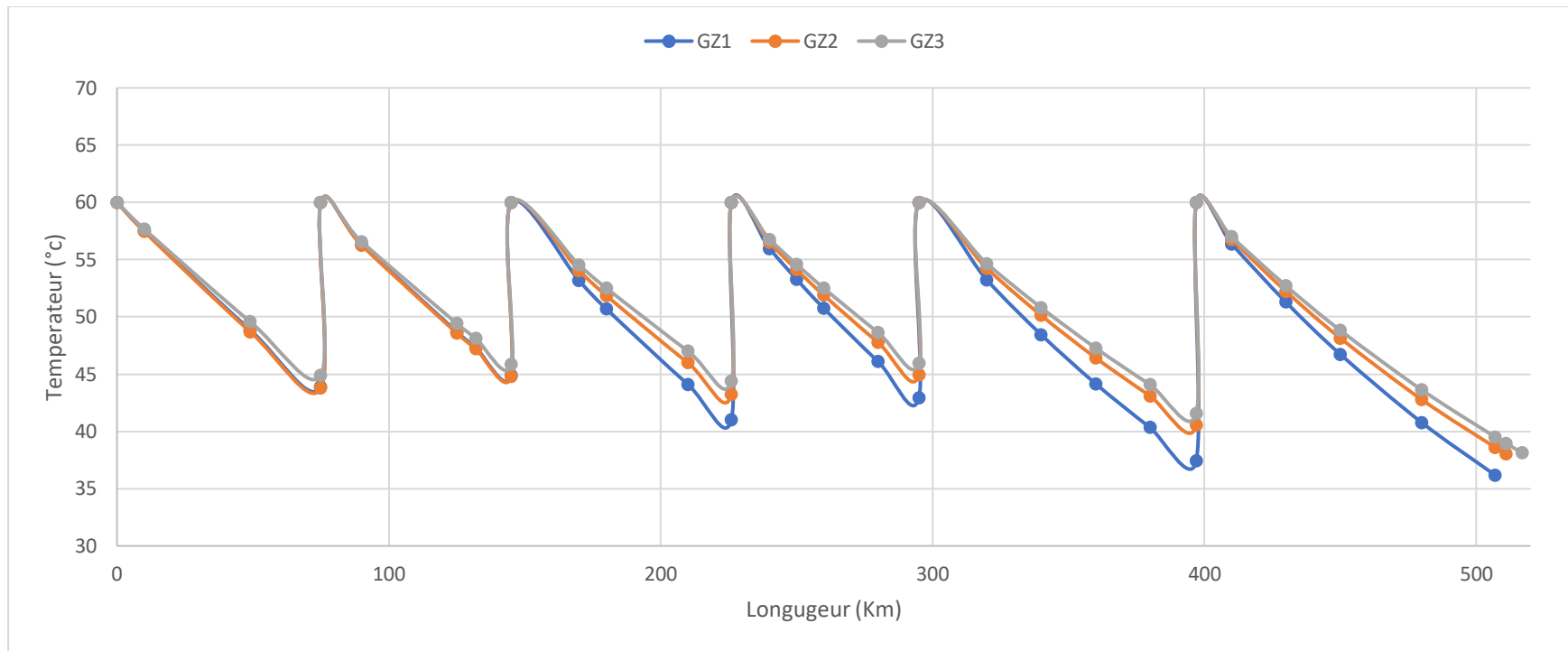


Figure 37 Distribution de la température au long des lignes GZ1, GZ2 et GZ3 avec les Aéroréfrigérants

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

3. Le fonctionnement des compresseurs sur les 3 lignes et 5 stations :

Dans ce second scénario, les points de fonctionnement des compresseurs sont analysés en tenant compte de la présence d'un système de refroidissement par aéroréfrigérants installé après la compression.

Le diagramme suivant présente les hauteurs adiabatiques associées aux débits des stations SC1 à SC5 pour les trois lignes GZ1, GZ2 et GZ3.

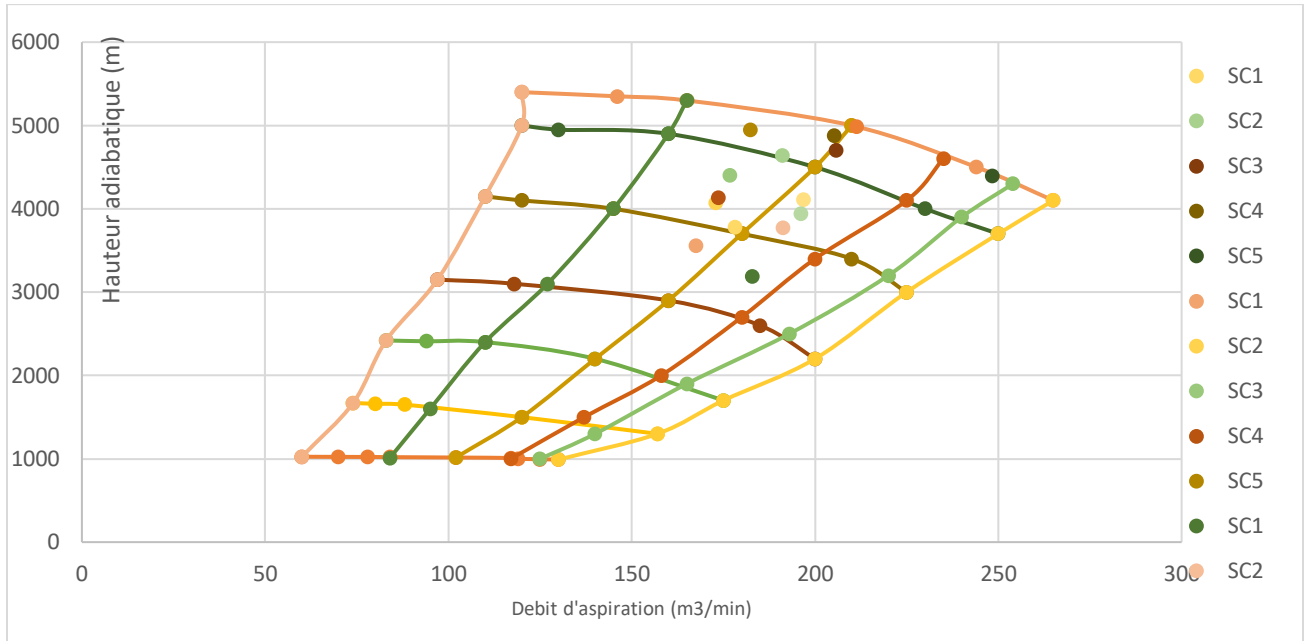


Figure 38 Courbe caractéristique de compresseur montre les points de fonctionnement (avec Aéroréfrigérants)

GZ1		Hauteur	Débit	GZ2		Hauteur	Débit
	SC1	3780,42	178,1041		SC1	3558,762	167,4324
	SC2	4637,028	191,0555		SC2	4069,469	172,951
	SC3	4698,92	205,7412		SC3	4404,631	176,7184
	SC4	4879,87	205,2175		SC4	4131,654	173,6193
	SC5	4395,65	248,4108		SC5	4946,28	182,3958

GZ3		Hauteur	Débit
	SC1	3185,28	182,8818
	SC2	3776,065	191,339
	SC3	4108,128	196,8219
	SC4	3941,164	196,123
	SC5	4986,956	211,3432

3.1.Interprétation :

Dans ce second cas, des aéroréfrigérants sont ajoutés après les compresseurs, permettant de refroidir le gaz avant transport. Cela améliore les conditions d'entrée du gaz dans la conduite.

GZ1 :

La Had reste élevée, mais plus stable (de ~3780 m à ~4879 m).

Le débit augmente fortement, atteignant ~248 m³/h à SC5, soit une hausse notable par rapport au cas sans refroidissement.

- Le refroidissement permet une augmentation du débit, sans accroissement excessif du travail de compression.

GZ2 :

Had reste en-dessous de 5000 m (max à SC5 : 4946 m), alors qu'elle dépassait 5150 m sans refroidissement.

Débits relativement stables.

- L'effet du refroidissement se traduit par une réduction de la Had, ce qui indique une meilleure efficacité énergétique.

GZ3 :

Had évolue entre 3185 et 4986 m.

Augmentation notable à SC5, mais les variations sont plus progressives que dans le premier cas.

- GZ3 bénéficie aussi du refroidissement avec une montée plus maîtrisée de la charge énergétique.

3.2.Conclusion comparative des deux cas :

L'analyse des deux scénarios montre que l'ajout d'un système de refroidissement améliore globalement le fonctionnement des compresseurs :

Réduction de la hauteur adiabatique moyenne sur plusieurs stations, surtout en fin de ligne (ex : GZ2 SC5),

Augmentation du débit traité, particulièrement sur GZ1 et GZ3,

Fonctionnement plus stable et plus homogène entre stations.

Ainsi, le refroidissement permet une optimisation énergétique du réseau et une augmentation du débit massique transporté sans surcharge excessive des compresseurs.

4. Les résultats de calcul (2^{ième} cas) :

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

GZ1

Condition été (Avec Aero)		TD	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA
Débit	Kg/h	1387963,4	1387963,4	1395190,1	1422481,5	1451235,4	1478871,3	1510686,8
PK	km	0	75	145	226	296	397	507
Altitude	m	600	840	1045	970	1235	525	20
Pression refoulement	bar	70	70	70	70	70	70	70
Pression aspiration	bar	/	53,939744	50,859497	47,465955	48,58932	40,489782	37,424192
Température Aspiration	°C	/	43,889772	44,875178	41,029036	42,925711	37,411412	37,46134
Température refoulement	°C	60	60	60	60	60	60	/
Température ambiante	°C	45	45	45	40	40	40	40
Température de sol	°C	25	25	25	25	25	25	25
Taux de Compression		/	1,334213	1,4158204	1,518121	1,4826577	1,7829554	/
Débit Aspiration de compresseur	m ³ /h	/	178,10413	191,05548	205,74124	205,21745	248,41085	/
Nombre d'unités en service		/	3	3	3	3	3	/
Hauteur adiabatique	m	/	3780,4201	4637,0283	4698,92	4879,87	4395,65	/
Vitesse de rotation Compresseur	tr/min	/	5800	6200	6500	6800	6825	/
Puissance de compression station	kwatt	/	17780,106	21938,136	22665,81	19691,851	22043,475	/
Puissance des moteurs électriques	kwatt	/	264	264	264	264	264	/
Autoconsommation de station en gaz	m ³ /h	/	7214,8941	8387,6905	8687,7862	7422,5212	7022,5653	/

Tableau 6 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ1 en présence des Aéroréfrigérants

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

GZ2

Condition été (Avec Aero)		TD	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA
Débit	Kg/h	1268740,89	1268740,893	1261012,839	1267338,189	1271841,11	1276726,175	1276820,499
PK	km	0	75	145	226	296	397	511
Altitude	m	600	840	1045	970	1235	525	20
Pression refoulement	bar	67	67	67	67	67	67	67
Pression aspiration	bar	/	52,57099132	50,86136785	49,49170653	50,55521549	47,4814832	42,0808806
Température Aspiration	°C	/	43,76905825	44,79770383	43,21628099	44,92750589	40,54123165	39,77729023
Température refoulement	°C	60	60	60	60	60	60	/
Température ambiante	°C	45	45	45	40	40	40	40
Température de sol	°C	25	25	25	25	25	25	25
Taux de Compression		/	1,311670822	1,358727132	1,394113511	1,364493177	1,453764235	/
Débit Aspiration de compresseur	m ³ /h	/	167,4324311	172,9510214	176,7183714	173,6193265	182,3958427	/
Nombre d'unités en service		/	3	3	3	3	3	/
Hauteur adiabatique	m	/	3558,761594	4069,468763	4404,631253	4131,653644	4946,279978	/
Vitesse de rotation Compresseur	tr/min	/	5700	5250	6300	6180	6850	/
Puissance de compression station	kwatt	/	15396,96845	17443,93079	18952,15531	17840,75772	21414,25826	/
Puissance des moteurs électriques	kwatt	/	264	264	264	264	264	/
Autoconsommation de station en gaz	m ³ /h	/	6728,457757	7079,005807	7642,466461	7194,294804	8822,660386	/

Tableau 7 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ2 en présence des Aéroréfrigérants

Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants

GZ3

Condition été (Avec Aero)		TD	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA
Débit	Kg/h	1466981,344	1466981,344	1466336,844	1482613,966	1496413,644	1512244,677	1520866,076
PK	km	0	75	145	226	296	397	517
Altitude	m	600	840	1045	970	1235	525	20
Pression refoulement	bar	67	67	67	67	67	67	67
Pression aspiration	bar	/	55,58937464	53,29700751	52,02584868	52,74003651	48,74611406	41,14138321
Température Aspiration	°C	/	44,9213292	45,84890502	44,37571475	45,94223985	41,58356015	40,67233157
Température refoulement	°C	60	60	60	60	60	60	/
Température ambiante	°C	45	45	45	40	40	40	40
Température de sol	°C	25	25	25	25	25	25	25
Taux de Compression		/	1,276108151	1,330170627	1,364363748	1,345711157	1,457112171	/
Débit Aspiration de compresseur	m ³ /h	/	182,88177	191,3389842	196,8219325	196,1229657	211,3431932	/
Nombre d'unités en service		/	3	3	3	3	3	/
Hauteur adiabatique	m	/	3185,28011	3776,065443	4108,128095	3941,164088	4986,956248	/
Vitesse de rotation Compresseur	tr/min	/	5400	5850	6175	5850	6550	/
Puissance de compression station	kwatt	/	15875,60709	18775,85998	20653,73697	19595,06372	25573,14853	/
Puissance des moteurs électriques	kwatt	/	264	264	264	264	264	/
Autoconsommation de station en gaz	m ³ /h	/	6882,38442	7476,969103	7975,546078	7251,453409	11161,03558	/

Tableau 8 Résultats obtenus pour le gazoduc GZ3 en présence des Aéroréfrigérants

**Chapitre 4 : Etude des régimes de fonctionnement
des lignes avec et sans les Aéroréfrigérants**

5. Examen des résultats de calcul :

Analyse du gain physique en transport et en gaz combustible :

GZ1		
	Avec Aero	Sans Aero
Débit Transporte (kg/h)	1478871,253	1353575,481
Gaz combustible (m3/h)	38735,45719	40523,06574
Gain net en transport (kg/h)	125295,7714	
Gain de gaz combustible(m3/h)	1787,608551	
Pourcentage Gain net en transport	1,09256652	
Pourcentage Gain de gaz combustible	1,046149153	

GZ2		
	Avec Aero	Sans Aero
Débit Transporte (kg/h)	1276820,499	1233581,411
Gaz combustible (m3/h)	37466,88521	41432,33795
Gain net en transport(kg/h)	43239,08805	
Gain de gaz combustible(m3/h)	3965,45273	
Pourcentage Gain net en transport	1,03505167	
Pourcentage Gain de gaz combustible	1,105838868	

GZ3		
	Avec Aero	Sans Aero
Débit Transporte(kg/h)	1520866,076	1428119,189
Gaz combustible(m3/h)	40747,38859	45795,61042
Gain net en transport(kg/h)	92746,88735	
Gain de gaz combustible(m3/h)	5048,221831	
Pourcentage Gain net en transport	1,06494338	
Pourcentage Gain de gaz combustible	1,123890684	

GZ1 :

- Débit Transport :

Avec Aero : 1 478 871,253 kg/h

Sans Aero : 1 353 575,481 kg/h

Gain net : **125 295,7714 kg/h** (soit 1,09 %)

Commentaire : L'option "Aero" améliore significativement le débit transporté, avec un gain de plus de 125 000 kg/h. Cela suggère une optimisation efficace des flux, probablement due à une réduction des pertes ou une meilleure gestion des ressources.

- Gaz combustible :

Avec Aero : 38 735,45719 m³/h

Sans Aero : 40 523,06574 m³/h

Gain : **1 787,608551 m³/h** (soit 1,05 %)

Commentaire : La réduction de la consommation de gaz, bien que modeste (1,05 %), est notable. Cela pourrait résulter d'une combustion plus efficace ou d'une diminution des gaspillages.

GZ2 :

- Débit Transport :

Avec Aero : 1 276 820,499 kg/h

Sans Aero : 1 233 581,411 kg/h

Gain net : **43 239,08805 kg/h** (soit 1,04 %)

Commentaire : Le gain en débit est moins marqué que pour GZ1, mais reste positif. Cela indique que l'impact de "Aero" varie selon les configurations, avec des marges de progression potentielles.

- Gaz combustible :

Avec Aero : 37 466,88521 m³/h

Sans Aero : 41 432,33795 m³/h

Gain : **3 965,45273 m³/h** (soit 1,11 %)

Commentaire : La réduction de gaz combustible est plus importante ici (1,11 %), ce qui pourrait refléter une meilleure adaptation de "Aero" aux spécificités de GZ2.

GZ3 :

- Débit Transport :

Avec Aero : 1 520 866,076 kg/h

Sans Aero : 1 428 119,189 kg/h

Gain net : **92 746,88735 kg/h** (soit 1,06 %)

Commentaire : GZ3 enregistre le gain absolu le plus élevé en débit (près de 93 000 kg/h). Cette performance souligne l'efficacité de "Aero" pour les systèmes à haut volume.

- Gaz combustible :

Avec Aero : 40 747,38859 m³/h

Sans Aero : 45 795,61042 m³/h

Gain : **5 048,221831 m³/h** (soit 1,12 %)

Commentaire : La diminution de la consommation de gaz est la plus forte parmi les trois groupes (1,12 %), confirmant que "Aero" est particulièrement avantageux pour GZ3.

Conclusion

Conclusion :

L'analyse menée d'évaluer l'impact des aéroréfrigérants sur l'optimisation du transport du gaz naturel dans les gazoducs GZ1, GZ2 et GZ3. Les résultats obtenus démontrent que l'intégration de ces systèmes de refroidissement en aval des stations de compression présente des avantages significatifs, tant sur le plan thermodynamique qu'opérationnel.

Principaux résultats :

1. Amélioration des performances thermodynamiques : Le refroidissement du gaz après compression réduit sa température, augmentant ainsi sa densité. Cela permet de transporter un débit massique plus élevé (**+125 295,7714 kg/h** pour GZ1, **+ 43 239,08805 kg/h** pour GZ2 et **92746,88735 kg/h** pour GZ3) tout en minimisant les pertes de charge le long des conduites.
2. Optimisation énergétique : Les aéroréfrigérants contribuent à réduire la puissance exigée par les compresseurs, notamment en diminuant la hauteur adiabatique nécessaire. Cela se traduit par une réduction de la consommation de gaz combustible (**-1 787,608551 m³/h** pour GZ1, **-3 965,45273 m³/h** pour GZ2 et **-5 048,221831 m³/h** pour GZ3), comme en témoignent les gains nets observés.
3. Stabilité opérationnelle : Le refroidissement du gaz améliore les conditions de fonctionnement des compresseurs, réduisant les risques de surchauffe et prolongeant la durée de vie des équipements.

Perspectives :

Les résultats de cette étude ouvrent des perspectives pour des travaux futurs, notamment :

- L'analyse économique pour évaluer le retour sur investissement des aéroréfrigérants.
- L'optimisation des configurations de refroidissement en fonction des conditions climatiques et des spécificités des gazoducs.
- L'intégration de technologies de refroidissement plus avancées pour maximiser les gains énergétiques.

En conclusion, l'utilisation des aéroréfrigérants dans les stations de compression des gazoducs GZ1, GZ2 et GZ3 constitue une solution efficace pour augmenter le débit transporté, améliorer l'efficacité énergétique et assurer un fonctionnement plus stable et durable du réseau de transport. Cette étude confirme leur pertinence technique et opérationnelle, justifiant leur adoption dans des conditions réelles d'exploitation.

Annexe

EFFECT OF COMPRESSOR INLET TEMPERATURE ON
MAXIMUM OUTPUT, AIR FLOW AND HEAT RATE AT
100% SPEED

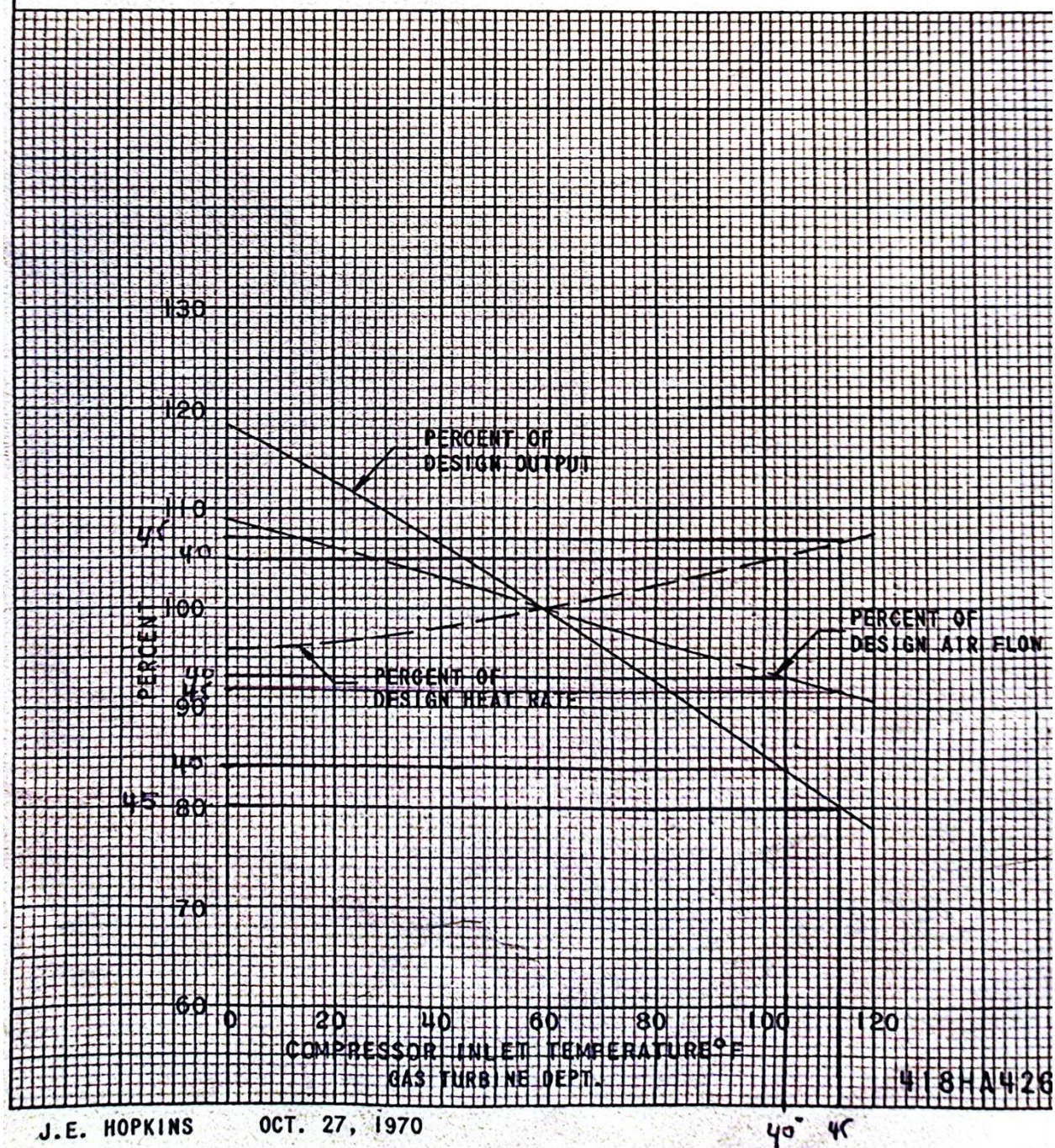


Figure 39

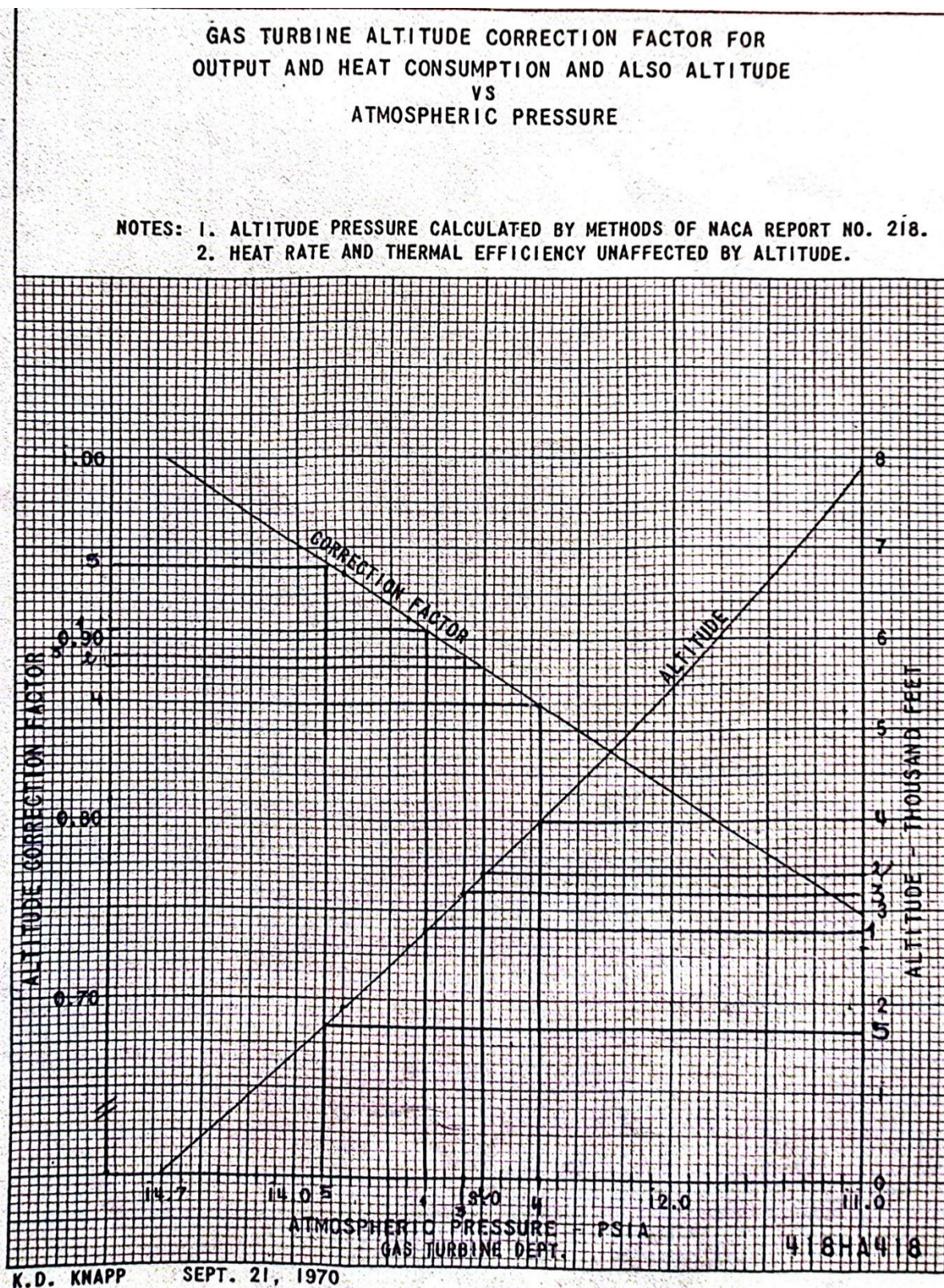
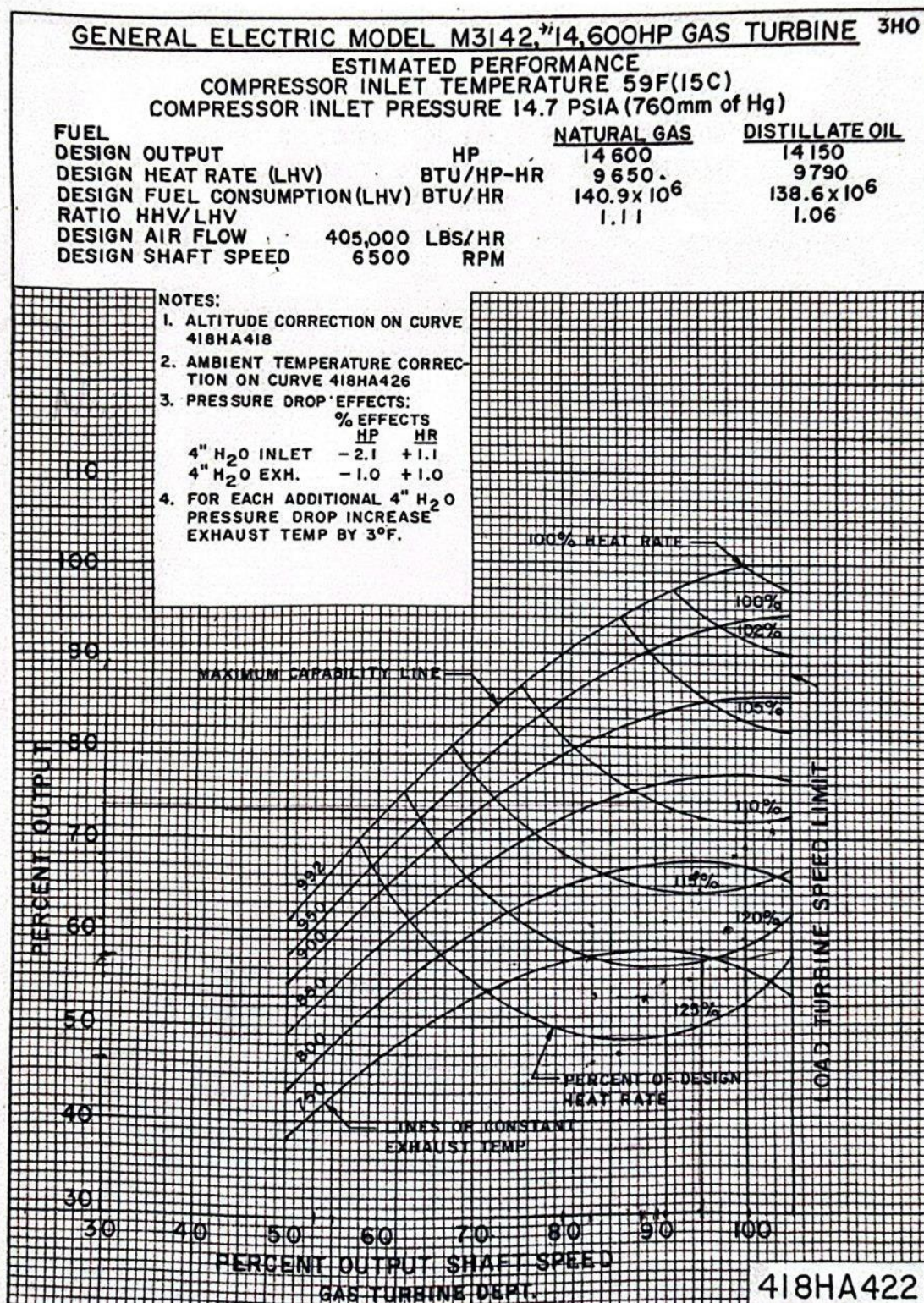


Figure 40



Reference

1. www.Sonatrach.dz
2. Rapport annuel Sonatrach 2014.
3. CODE RESEAU Décembre 2015.
4. GARANGE A, Aéroréfrigérants ", Institut Français du pétrole (IFP), TECHNIP, (Janv. 1986).
5. Station de compression.org.fr
6. Cumpsty, N. A. (2004). *Compressor Aerodynamics* (2nd ed.). Longman Scientific & Technical.
7. Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C., & Cohen, H. (2009). *Gas Turbine Theory* (6th ed.). Pearson Education
8. Lemaitre, A., & Chpoun, A. (2000). *Aérodynamique des turbomachines*. Techniques de l'Ingénieur.
9. Balje, O. E. (1981). *Turbomachines: A Guide to Design, Selection, and Theory*. John Wiley & Sons.
10. Martial. D. Développement d'une Méthode de simulation de pompage au sein d'un compresseur multiétage. AOÛT 2013. Ecole Polytechnique de Montréal.
11. CHABBI. A. Conception d'un contrôleur flou anti-pompage d'un système de compression de gaz. 2015/2016.
12. www.directindustry.fr/produit-fabricant/compresseur-air-ingersoll-rand-149207-1199
13. Edouard Orsel. « Implantation Et Extension D'un Réseau de Gazoduc ». Thèse de Doctorat. Université de Dijon, 1977
14. E. Shashi Menon. « GAZ PIPELINE HYDRAULICS ». Taylor & Francis Group, 2005.
15. Hicham Amine Ouitis. « Modélisation et dimensionnement des Aero-réfrigérants dans les stations de compression : Application sur le gazoduc GZ3 reliant Hassi R'mel à Arzew ». Projet de fin d'études, 2007.