

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation énergétique et turbomachines

Par :

Nom prénom : AISSI Koçeila

Thème

Etude thermodynamique de compresseur ATLAS COPCO ZR-400 CEVITAL BEJAIA

Soutenu le 03/07/2023 devant le jury composé de :

Mr. Smail MOULOU	Président
Mr. Moussa ALLOUCHE	Examineur
Mr. Faïçal NAIT BOUDA	Encadrant

Année Universitaire 2023-2024

باسم الله تبارك و تعالى

Remerciements

Au terme de ce travail, je tenais à remercier Dieu le tout puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience pour achever ce travail ;

J'ai l'honneur et le plaisir de présenter ma profonde gratitude et mes sincères remerciements à mes promoteurs, monsieur

NAIT BOUDA FAIÇAL et mon Co-encadreur AYAD

LAKHDAR, pour leur précieuse aide et pour tous leurs conseils. Je tenais également à remercier les membres du jury ;

Mes remerciements s'adressent également à tous nos enseignants et personnels du département de Génie Mécanique Bejaia pour le temps qu'ils nous ont consacré ;

Mes remerciements les plus sincères et les plus profonds sont adressés à mes parents pour leur patience et tous les sacrifices de mon frère et mes deux sœurs qui s'ont consentis ;

À tous mes amis :

Pour notre amitié et tous les bons moments passés et à venir, pour votre présence, vos bons conseils et nos fous rires partagés, un très grand merci à tous et à tout.

SOMMAIRE

Remerciement	
Tables des matières	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction Générale	1

Chapitre I Généralités sur l'air comprimé et sa production

I Introduction.....	4
I.1 Définition de l'air atmosphérique.....	4
I.2 Notion sur l'air.....	5
I.3 Définition de l'air comprimé	5
I.3.1 Différentes utilisations de l'Air comprimé.....	6
I.4 Avantage et Inconvénient de l'air comprimé.....	7
I.5 Compresseur à air	8
I.5.1 Historique du compresseur	9
I.5.2 Organigramme de différents types de compresseur.....	9
I.5.2.1 Types de compresseurs.....	10
I.5.2.1.1 Turbocompresseur.....	10
I.5.2.1.2 Compresseur volumétrique	12
I.6 Choix de compresseur.....	19
I.7 Distribution de l'air comprimé (dans le réseau de conditionnement d'huile).....	20

I.7.1 Réservoir.....	20
I.7.2 Tuyauterie.....	20
I.8 Conclusion	21

Chapitre II Description d'une installation d'air comprime

II Introduction	23
II.1 Historique de l'entreprise de CEVITAL BEAIA.....	23
II.1.1 Activités de CEVITAL BEJAIA.....	23
II.1.2 Situation géographique.....	24
II.1.3 Etape de production d'huile	25
II.2 Introduction sur le compresseur ZR-400 (VSD).....	26
II.3 Historique de compresseur ZR-400 de la série COPCO.....	27
II.4 Eléments principales de compresseur ZR-400.....	28
II.5 Caractéristique de compresseur ZR-400.....	29
II.6 Application industrielle de Compresseur ZR-400.....	30
II.7 Fonctionnement de compresseur ZR-400	30
II.7.1 Sécheur	33
II.7.2 BOOSTER et accumulation de pression.....	33
II.8 Circuit d'huile et de l'eau de refroidissement	34
II.9 Tour de refroidissement	36
II.9.1 Différents types des tours de refroidissement	36
II.9.1.1 Principe de fonctionnement	36
II.10 Echangeur intermédiaire	37
II.11 Moteur d'entraînement à vitesse variable (VSD)	37
II.12 Purge régie par <i>ELECTRONIKON</i> (ERD).....	38

II.13	Système de régulation	39
II.13.1	Système de régulation de compresseur pendant la décharge	40
II.13.2	Système de régulation de compresseur pendant la charge	41
II.14	Contrôle <i>ELECTRONIKONTM Touch</i>	42
II.15	Avantages et inconvénients de compresseur ZR-400	46
II.16	Conclusion	47

Chapitre III **Calculs thermodynamique**

III.	Introduction	49
III.1	Travail du compresseur	49
III.1.1	Compression isotherme	49
III.1.2	Compression isentropique	50
III.1.3	Compression polytropique	51
III.2	Débit volumique	54
III.3	Travail théorique du compresseur	55
III.4	Rendement mécanique	55
III.5	Rendement indiqué	55
III.6	Rendement effectif du compresseur	56
III.7	Travail réel de compresseur	56
III.8	Débit massique	56
III.9	Puissance de compresseur	56
III.10	Puissance effective de compresseur	57
III.11	Application	57
III.12	Evolution de débit volumique dans les deux étages de compression	57
III.13	Calcul de travail théorique de compresseur	59

III.14 Calcul de rendement effectif	59
III.15 Calcul de travail réel de chaque étage de compression	59
III.16 Calcul de la puissance de chaque étage de compression.....	60
III.17 Calcul de la puissance effective de chaque étage de compression	60
III.18 Discussion et interprétation des résultats	61
III.19 Conclusion	62

Chapitre IV Evaluation des besoins en air comprimé

IV. Introduction	65
IV.1 Régime d'écoulement	65
IV.2 Profile de vitesse	66
IV.3 Théorème de Bernoulli.....	67
IV.4 Pertes de charges	67
IV.4.1 Pertes de charges linéaires	68
IV.4.1.1 Coefficient de perte de charge linéaire	68
IV.4.1.2 Détermination de coefficient de perte de charge	68
IV.4.2 Perte de charge singulière.....	71
IV.4.2.1 Cas des coudes	72
IV.4.2.2 Cas des vannes	72
IV.5 Application numérique	72
IV.5.1 Calcul de perte de charge linéaire	72
IV.5.2 Calcul de perte de charge singulière	75
IV.5.3 Calcul de perte de charge totale dans la conduite	77
IV.6 Discussion et interprétation des résultats	77
IV.6.1 Stratégie d'optimisation et réduction des pertes de charge.....	79
IV.7 Conclusion	79

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1	Schéma de principe d'un compresseur.....	9
Figure I.2	Classification des compresseurs.....	10
Figure I.3	Types de compresseur Dynamique.....	11
Figure I.4	Schéma descriptif de compresseur centrifuge.....	11
Figure I.5	Compresseur axial	12
Figure I.6	Types des compresseurs volumétriques	13
Figure I.7	Fonctionnement de compresseur à palette	14
Figure I.8	Compresseur rotatif à vis	15
Figure I.9	Vis de compresseur	15
Figure I.10	Principe de fonctionnement de compresseur à spirale	16
Figure I.11	Compresseur à lobe – Principe de fonctionnement	17
Figure I.12	Différents type de compresseur et leur fonctionnement	17
Figure I.13	Principe de fonctionnement de compresseur à piston	18
Figure I.14	Compresseur a membrane	19
Figure I.15	plage d'application des différents types de compresseur.....	19

Chapitre II

Figure II.1	Plan de masse d'entreprise de CEVITAL BEJAIA	24
Figure II.2	Compresseur ZR-400 (VSD).....	27
Figure II.3	Fonctionnement de compresseur ZR-400.....	32

Figure II.4	Installation de production d'air au niveau de CEVIATL.....	32
Figure II.5	Schéma d'écoulement de sécheur d'air	33
Figure II.6	Schéma d'écoulement de compresseur ZR-400	34
Figure II.7	Tour de refroidissement à circuit fermé	39
Figure II.8	Caractéristique de purge régie par <i>ELEKTRONIKONTM</i>	40
Figure II.9	Schéma de fonctionnement de la régulation de compresseur en état décharge.....	41
Figure II.10	Schéma de fonctionnement de la régulation de compresseur en état de charge.....	42
Figure II.11	Le contrôleur <i>ELEKTRONIKONTM</i> Touche	43
Figure II.12	Tableau de contrôle	44
Figure II.13	Structure des menus principaux	44
Figure II.14	Menu de réglage	45

Chapitre III

Figure III.1	Evolution thermodynamique.....	50
---------------------	--------------------------------	-----------

Chapitre IV

Figure IV.1	Types des régimes d'écoulement	66
Figure IV.2	Profile de vitesse en régime laminaire.....	67
Figure IV.3	Profile de vitesse en régime turbulent	67
Figure IV.4	Diagramme de Moody.....	69

Figure IV.5 Détermination de Coefficient de frottement du diagramme de Moody...72

Figure IV.6 Coefficient de pertes de charge singulière pour un écoulement à travers des vannes74

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau I.1 Composition molaire de l'air	4
---	----------

Chapitre II

Tableau II.1 Caractéristique de compresseur ZR-400	29
---	-----------

Tableau II.2 Description des références	35
--	-----------

Tableau II.3 Description et références de système de purge	39
---	-----------

Tableau II.4 Description des phases (Point) du fonctionnement de la régulation en état de décharge.....	41
--	-----------

Tableau II.5 Description des phases (Point) du fonctionnement de la régulation en état de charge.....	41
--	-----------

Tableau II.6 Désignation des références de tableau de contrôle	43
---	-----------

Tableau II.7 Description de fonctionnement de menu de réglage	45
--	-----------

Chapitre III

Tableau III.1 Données de constructeur de compresseur ZR-400 (VSD).....	58
---	-----------

Tableau III.2 Résultats des calculs	62
--	-----------

Tableau III.3 Comparaison des résultats aux données de constructeur	62
--	-----------

Chapitre IV

Tableau IV.1 Régime d'écoulement.....	66
--	-----------

Tableau IV.2 Rugosité de quelques matériaux	69
--	-----------

Nomenclatures

Symbols	Definition	Unités SI
S	Section	m^1
r	Constante du gaz parfait	$J.Kg^{-1}.K^{-1}$
t	Temps	S
V	Vitesse	m/s
P	Pression de gaz	Pa
ΔP_l	Pertes de charge linéaires	Pa
ΔP_s	Pertes de charge singulières	Pa
Q_v	Débit volumique	m^3/s
Q_m	Débit massique	kg/s
T	Température	K
D	Diamètre de la conduite	m
R_e	Nombre de Reynolds	/
L	Longueur de canalisation	m
W_{th}	Travail théorique de compresseur	kJ/kg
W_r	Travail réel de compresseur	kJ/kg
\dot{W}	Puissance de compresseur	W
\dot{W}_e	Puissance effective de compresseur	W
ε	Rugosité absolue	mm
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
ρ	Masse volumique de l'air	kg/m^3
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	/
\circ	Angle du coude	Degré
K	Coefficient de perte de charge singulière	/
τ	Taux de compression	/
η_{eff}	Rendement effectif du compresseur	/
VSD	Variable Speed Drive	/
K_c	Coefficient de perte de charge singulière des coudes	/
K_v	Coefficient de perte de charge singulière des vannes	/
C_a	After cooler	/
C_i	Intercooler	/
C_o	Oil Cooler	/
CV	Chek Valve	/
MTa	Water separator After cooler	/
MTb	Water separator, Relief valve	/
AF	Air Filter	/
MTi	Water separator, intercooler	/
OF	Oil Filter	/
OP	Oil pump	/
Eh	High pressure compressor element	/
El	Low pressure compressor element	/
AO	Air Outlet	/
AS	Silencer	/
Bv	Bypass Valve	

Introduction Générale

Introduction générale

L'énergie pneumatique, qui repose sur l'utilisation de l'air comprimé, constitue un pilier fondamental dans de nombreux secteurs industriels pour le fonctionnement de diverses machines et équipements. En tant que forme d'énergie stockée, l'air comprimé offre une flexibilité d'utilisation remarquable et des avantages significatifs, bien que sa production puisse présenter des défis en termes de coûts et de maintenance.

Parmi les domaines d'utilisation de l'air comprimé, on cite celui de la production d'huile végétale, particulièrement l'étape de conditionnement, notamment durant le pré-soufflage et le soufflage des bouteilles et aussi durant le bouchonnage. L'entreprise de CEVITAL de BEJAIA possède un important site de production d'huile.

Ce travail de mémoire s'intéresse à l'air comprimé produit par le compresseur ZR-400 dans l'unité de conditionnement d'huile végétale de l'entreprise CEVITAL de BEJAIA.

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres principaux, chacun abordant des aspects cruciaux de l'air comprimé et des compresseurs.

Le premier chapitre est consacré à la présentation des aspects d'air comprimé, couvrant ses utilisations, ses avantages et ses inconvénients. Il présente également une typologie des compresseurs, des critères de choix des compresseurs et des systèmes de distribution de l'air comprimé, incluant réservoirs et réseaux de tuyauterie.

Le deuxième chapitre est composé d'une partie de présentation de l'entreprise de CEVITAL BEJAIA et de son unité de production d'huile et d'une autre partie sur le compresseur ZR-400 d'Atlas COPCO et les composants en relation avec. Cette dernière partie détaille les éléments principaux du compresseur, ses caractéristiques techniques, ses applications industrielles et son fonctionnement. En outre, il examine les circuits d'huile et d'eau de refroidissement, y compris le rôle des tours de refroidissement et des échangeurs de chaleur intermédiaires. Le système de régulation et de purge géré par le contrôle ELEKTRONIKON est également analysé, ainsi que les avantages et les inconvénients spécifiques du compresseur ZR-400.

Dans le troisième chapitre, une analyse thermodynamique détaillée du compresseur est présentée. Les calculs comprennent le travail réel et théorique du compresseur, la puissance

réelle et théorique du compresseur, l'évolution du débit volumique à chaque étage de compression, les pertes mécaniques et le rendement effectif du compresseur.

Le quatrième chapitre se focalise sur l'évaluation des besoins en air comprimé. Il présente des calculs détaillés concernant la vitesse moyenne du fluide, le nombre de Reynolds, les pertes de charge linéaires et singulières, ainsi que les pertes de charge totales dans la conduite reliant le compresseur à la souffleuse.

Cette étude vise à contribuer à l'optimisation des systèmes énergétiques pneumatiques dans l'industrie de CEVITAL BEAJAIA. L'analyse détaillée et les propositions de ce mémoire sont conçues pour offrir des solutions pratiques et innovantes aux défis posés par l'utilisation de l'air comprimé dans divers environnements industriels.

CHAPITRE I

I. Introduction

L'air comprimé est une forme d'énergie emmagasinée, il joue un rôle crucial dans le bon fonctionnement des machines, des équipements et des procédés industriels. Il est omniprésent dans la majorité des secteurs de fabrication ainsi que dans certaines industries de services. Elle s'avère particulièrement bénéfique lorsque l'utilisation directe de l'électricité pour l'alimentation d'outils ou d'appareils s'avère peu pratique.

L'air comprimé reste une ressource énergétique essentielle pour de nombreuses applications industrielles en raison de sa polyvalence et de sa sécurité.

I.1 L'air atmosphérique

L'air est un mélange de gaz incolore, inodore et sans goût. C'est un mélange de plusieurs gaz, principalement composé d'oxygène (21%) et d'azote (78%). Cette composition est relativement constante du niveau de la mer. L'air n'est pas une substance chimique pure, mais un mélange. C'est pourquoi il peut être séparé dans ses éléments constitutifs, par exemple, par liquéfaction. L'atmosphère est toujours plus ou moins polluée par des particules solides telles que poussières, sable, cristaux de suie et sels. Le degré de contamination est plus élevé dans les zones peuplées et plus bas dans les campagnes et à des altitudes plus élevées [2].

Composants	Concentration molaire	Masse molaire kg/kmol
Azote	0.7809	28.0134
Oxygène	0.2095	31.9988
Argon	0.0093	39.9480
Autres Gaz	0.0030	/

Tableau I.1 Composition molaire de l'air

Quelques caractéristiques physiques de l'air sec

- ✓ 1 m³ à 0° C (273° K) et à la pression de 101300 Pascal (1,013 bar) possède une masse de 1,293 kg.
- ✓ Dans ces conditions, 1 kg de masse d'air occupe 0,774 m³.
- ✓ L'air se liquéfie à -192°C, à une température intermédiaire entre celles de l'azote et de l'oxygène.

I.2 Notion sur l'air

L'air est un mélange de gaz constituant l'atmosphère de la Terre. Il est normalement incolore, invisible et inodore. Il est approximativement composé en fraction molaire ou en volume de [2] :

- ✓ 78,08 % azote ;
- ✓ 20,95 % oxygène ;
- ✓ Moins de 1 % d'autres gaz dont :
 - Les gaz rares principalement de l'argon 0,93 %, mais aussi du néon 0,0018 % du krypton 0,00012 % du xénon 0,00009 %
 - Oxyde de carbone 0,0400 %,
 - Le méthane 0,000172 %

I.3 Définition de l'air comprimé

L'air comprimé est prélevé dans l'atmosphère, il est considéré comme la quatrième source d'énergie utilisée après l'électricité, le gaz naturel et l'eau, il joue un rôle fondamentale dans le monde d'aujourd'hui.

L'air comprimé est une forme d'énergie utilisable, c'est une énergie potentielle très utilisée dans les sites de l'industrie. Ses propriétés le rendent irremplaçable dans la mise en œuvre de nombreuses applications de ses lignes de production des caisses, mais les plus intéressantes sont celles dans lesquelles l'air comprimé entre en concurrence avec d'autres formes d'énergie comme l'électricité. Il est nécessaire d'effectuer une analyse précise dans un souci de rentabilité.

Comme toutes les unités industrielles, le complexe CEVITAL fait appel aux différentes énergies tel que :

- ✓ L'énergie électrique pour fournir la puissance nécessaire pour tous les équipements électriques.
- ✓ Le gaz utilisé pour alimenter les chaudières pour la production de l'eau chaude, du gaz carbonique (CO₂) et de la vapeur utilisée pour la création du vide.

- ✓ L'énergie pneumatique assurée par un compresseur.

L'air comprimé est propre, sur, simple et efficace. Il n'y a aucun risque de dégagement de gaz dangereux ou d'autres produits nocifs lorsque l'air est comprimé. C'est une source d'énergie qui n'est ni combustible, ni polluante. Lorsque l'air est comprimé, la concentration d'humidité et de contaminants augmente. Si ce mélange corrosif est toléré dans le système, il a cependant un effet néfaste sur l'équipement pneumatique : temps d'arrêt de production superflus, détérioration de la machine et réduction de la durée de vie des équipements. [3]

I.3.1 Différents utilisation de l'air comprimé

L'utilisation de l'air procure de nombreux avantages. L'air comprimé fait gagner du temps à l'industrie, réduit les coûts et la main d'œuvre physique. L'air peut être utilisé comme une source d'énergie dans des circuits de commande complexe ou comme source d'énergie de puissance pour actionner des vérins ou des moteurs rotatifs. Voici quelques-unes des utilisations les plus courantes et importantes de l'air comprimé :

1) Automatisation industrielle

Dans l'automatisation industrielle, l'air comprimé est utilisé pour entraîner des actionneurs pneumatiques tels que des cylindres, des vannes et des pinces. Ces actionneurs transforment l'énergie de l'air comprimé en mouvement mécanique, ce qui permet d'effectuer une grande variété de tâches, telles que le levage, le serrage, l'ouverture et la fermeture.

2) Nettoyage et soufflage

L'air comprimé est distribué aux outils de nettoyage et de soufflage via des tuyaux et des raccords. Une soufflette est généralement utilisée pour diriger l'air comprimé vers la surface à nettoyer. Équipé d'une buse qui concentre le flux d'air pour une efficacité maximale.

3) Application médicale et dentaire

Dans les laboratoires, l'air comprimé est essentiel pour alimenter divers équipements comme les autoclaves, centrifugeuses et systèmes de nettoyage. Il peut également être utilisé lors des interventions chirurgicales pour alimenter des

équipements chirurgicaux tels que dispositifs de cautérisation et instruments pneumatiques de dissection.

4) Alimentation d'outils et d'équipements pneumatiques

En industrie, l'air comprimé est essentiel pour alimenter les outils pneumatiques qui accomplissent diverses tâches. Les compresseurs d'air comprimé génèrent de l'énergie en comprimant l'air ambiant, qui est ensuite distribué aux outils via des réseaux de tuyauterie. Ces outils, grâce à cette force pneumatique, augmentent l'efficacité et la productivité dans divers secteurs industriels. Les outils pneumatiques comme les clés à chocs, les marteaux-piqueurs, les perceuses et les pistolets à air sont alimentés par l'air comprimé.

5) Transport de matériaux en vrac

Dans le transport de matériaux en vrac, tels que des grains, des poudres, des granulés ou des produits chimiques, l'air comprimé est utilisé pour déplacer ces matériaux sur de courtes ou de longues distances à l'intérieur des installations industrielles. Ce processus, connu sous le nom de transport pneumatique, repose sur le principe de la compression de l'air pour créer une force qui propulse les matériaux à travers des conduites ou des tubes vers leur destination.

I.4 Avantage et inconvénients de l'air comprimé

1) Avantage de l'air comprimé

Il y a une quantité illimitée d'air partout, il est compressible et peut absorber une grande quantité d'énergie. L'air accumulé est extrêmement flexible. Il a la capacité de mettre en marche des mécanismes ou d'alimenter des circuits de commande. Il est pratique pour le transport, le stockage, le contrôle et la régulation.

Il est très rapide (10 fois plus rapide qu'un fluide hydraulique). On peut modifier sa pression et son volume en réfrigérant ou en ajoutant de la chaleur.

L'air est une énergie sécuritaire, non toxique et non inflammable, même les fuites dans les conduites ne peuvent être dommageable pour les personnes se trouvant dans leur environnement immédiat, son utilisation, a en outre, l'avantage d'éliminer les lignes de retour dans les circuits, car l'air est rejeté dans l'atmosphère immédiatement après

son utilisation (surveiller cependant le nuage d'air comprimé additionné d'huile pour la lubrification des équipements) [4], tous les systèmes conçus pour fonctionner à l'air comprimé sont relativement légers, puisque leurs composants sont fabriqués à partir de matières plastiques et d'alliage d'aluminium.

2) Inconvénient de l'air comprimé

L'air comprimé possède de nombreux inconvénients, on peut citer [4] :

- ✓ Traitement : obtenu à partir de l'air ambiant, l'air comprimé doit être purifié et séché pour éviter l'usure des équipements.
- ✓ Pression limitée : de 7 à 9 bars, au-delà, le coût serait beaucoup plus important
- ✓ Bruit : les échappements d'air sont bruyants et imposent l'installation de silencieux
- ✓ Coût : la production et le traitement restent d'un coût assez élevé.
- ✓ Les systèmes pneumatiques exigent de l'entretien quotidiennement.

I.5 Compresseur à air

Le compresseur à air est une machine qui réduit le volume et accroît ainsi la pression d'une quantité d'air donnée par des moyens mécaniques, l'air ainsi comprimé possède une énergie potentielle élevée, lorsqu'on supprime la pression extérieure, l'air se dilate rapidement, le marché le plus important pour les compresseurs, est largement dominé par les compresseurs à vis lubrifiées (75 % des ventes) à cause de leur robustesse, de leur simplicité et de leur coût d'investissement pas très élevé, il existe cependant, un nombre important d'autres technologies : à piston, à palettes, à spirales, à centrifuge, etc. Pour exercer la même fonction sur un liquide, quasi incompressible, on utilise une pompe [6].

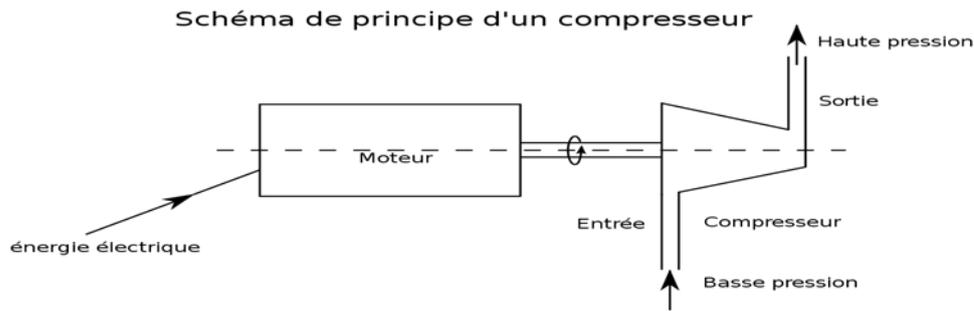


Figure I-1 Schéma de principe d'un compresseur.

I.5.1 Historique du compresseur

Les premiers compresseurs, issus de la construction des machines à vapeur, étaient disposés horizontalement avec une ou deux rangées de cylindres de chaque côté du volant ou du moteur. Au milieu du XIXe siècle, la connaissance des principes de base de la thermodynamique permet d'apprécier les avantages de la compression multi étage avec intercooling. A la fin du XIXème siècle, les constructeurs souhaitent augmenter la vitesse pour réduire l'encombrement et améliorer les performances de ces machines. C'est à ce moment-là que nous avons réalisé la nécessité d'une vanne automatique. Hans Herbigier a répondu aux souhaits du fabricant en proposant la première vanne automatique à Vienne en 1895. À mesure que la vitesse du vilebrequin augmentait, la conception de la structure a dû être repensée pour équilibrer les forces.

I.5.2 Organigramme de différents types de compresseur

Le tableau ci-dessous présente un aperçu des différents compresseurs sur tous les appareils, on différencie les compresseurs fonctionnant sans huile et ceux lubrifiés par huile.

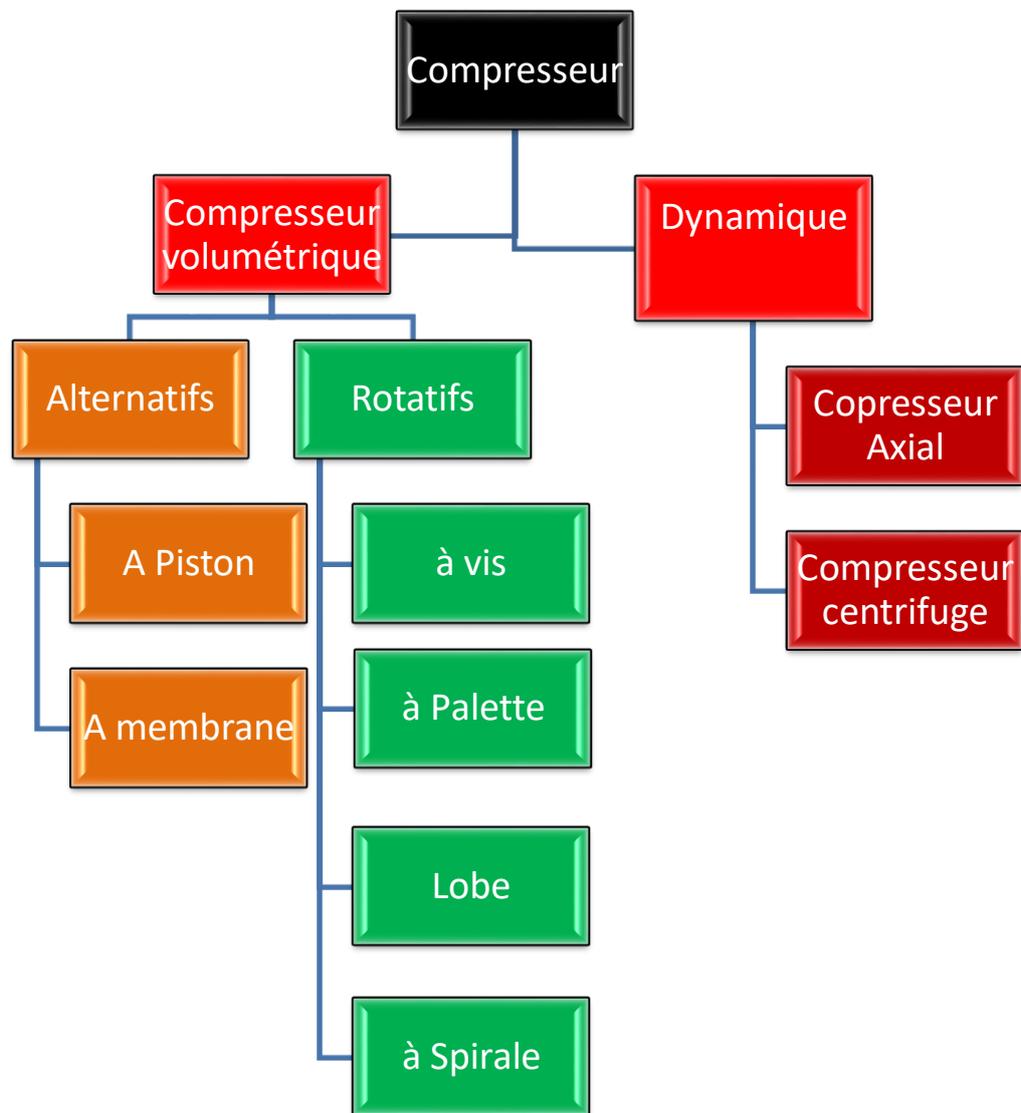


Figure I-2 Classification des compresseurs

I.5.2.1 Types de compresseurs

Les compresseurs ont des machines utilisées pour transporter ou comprimer des gaz à une pression quelconque. On classe en général les compresseurs en familles, on peut citer par exemple [7] :

I.5.2.1.1 Turbo compresseurs

Le turbocompresseur est un mini compresseur à palettes dynamique. Il s'agit de compresseurs dans lesquels une pression de fluide accrue est obtenue en convertissant l'énergie cinétique en énergie potentielle via un flux continu de l'aspiration au refoulement. Les turbocompresseurs sont divisés en types à flux centrifuge et axial. Les

compresseurs dynamiques sont conseillés lorsqu'il y'a une présence de débits importants et de pressions de refoulement faibles.

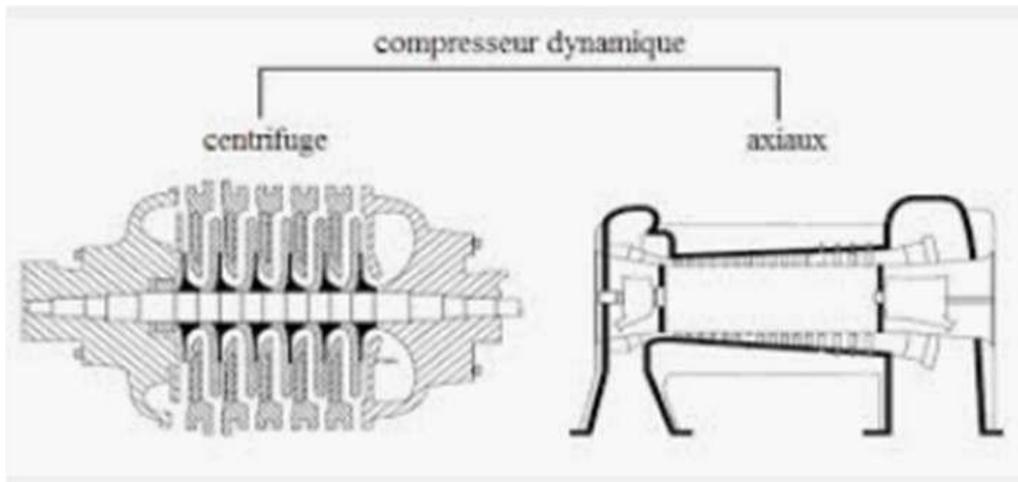


Figure I.3 Types de compresseur Dynamique.

1) Compresseurs centrifuges

Un compresseur centrifuge se caractérise par son flux de décharge radial. L'air est aspiré au centre d'une roue rotative à palettes radiales et est poussé vers le périmètre de la roue par des forces centrifuges. Le mouvement radial de l'air entraîne simultanément une augmentation de la pression et une génération d'énergie cinétique. Avant que l'air soit conduit au centre de la roue de l'étage suivant de compresseur, il passe par un diffuseur et une volute où l'énergie cinétique est convertie en pression.

[8]

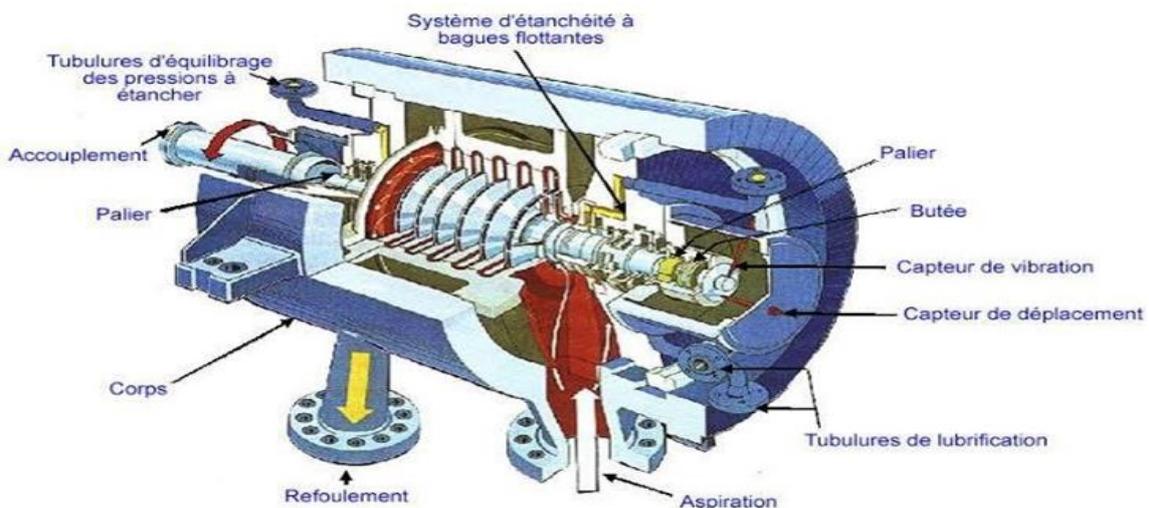


Figure I.4 Schéma descriptif de compresseur centrifuge.

2) Compresseurs axiaux

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation, il génère un flux continu d'air comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur. Il est nécessaire d'avoir plusieurs étages de pales pour obtenir des pressions élevées et des taux de compression équivalents à ceux d'un compresseur centrifuge. Les compresseurs axiaux sont des turbomachines. L'air s'écoule sur le plan axial en passant alternativement au travers d'un certain nombre de pales en rotation et stationnaires. L'air est accéléré avant d'être comprimé. Les canaux des pales forment des conduites allant en s'élargissant, sous forme de diffuseurs, dans lesquelles l'énergie cinétique de l'air obtenue par la rotation est retardée et transformée en énergie de pression.



Figure I.5 Compresseur axial.

I.5.2.1.2 Compresseurs volumétrique

Le principe général d'un compresseur volumétrique est la variation de volume de la cavité entre l'entrée et la sortie de la machine. Ceci est caractérisé par l'encapsulation ou le confinement du fluide circulant à travers la cavité dans un volume fermé progressivement décroissant. Ce retour du fluide vers la perte de charge est empêché par la présence d'une ou plusieurs parois mobiles. Dans ce type de machine, les

compresseurs volumétriques, de par leur conception, sont particulièrement adaptés au traitement de débits de liquide relativement faibles et parfois très variables et dans des conditions de pression relativement élevée. Son principe de fonctionnement est le suivant. Une masse fixe de gaz avec une pression d'aspiration P_1 est enfermée dans un boîtier à volume variable. Pour augmenter la pression, réduisez progressivement le volume selon la technique utilisée.

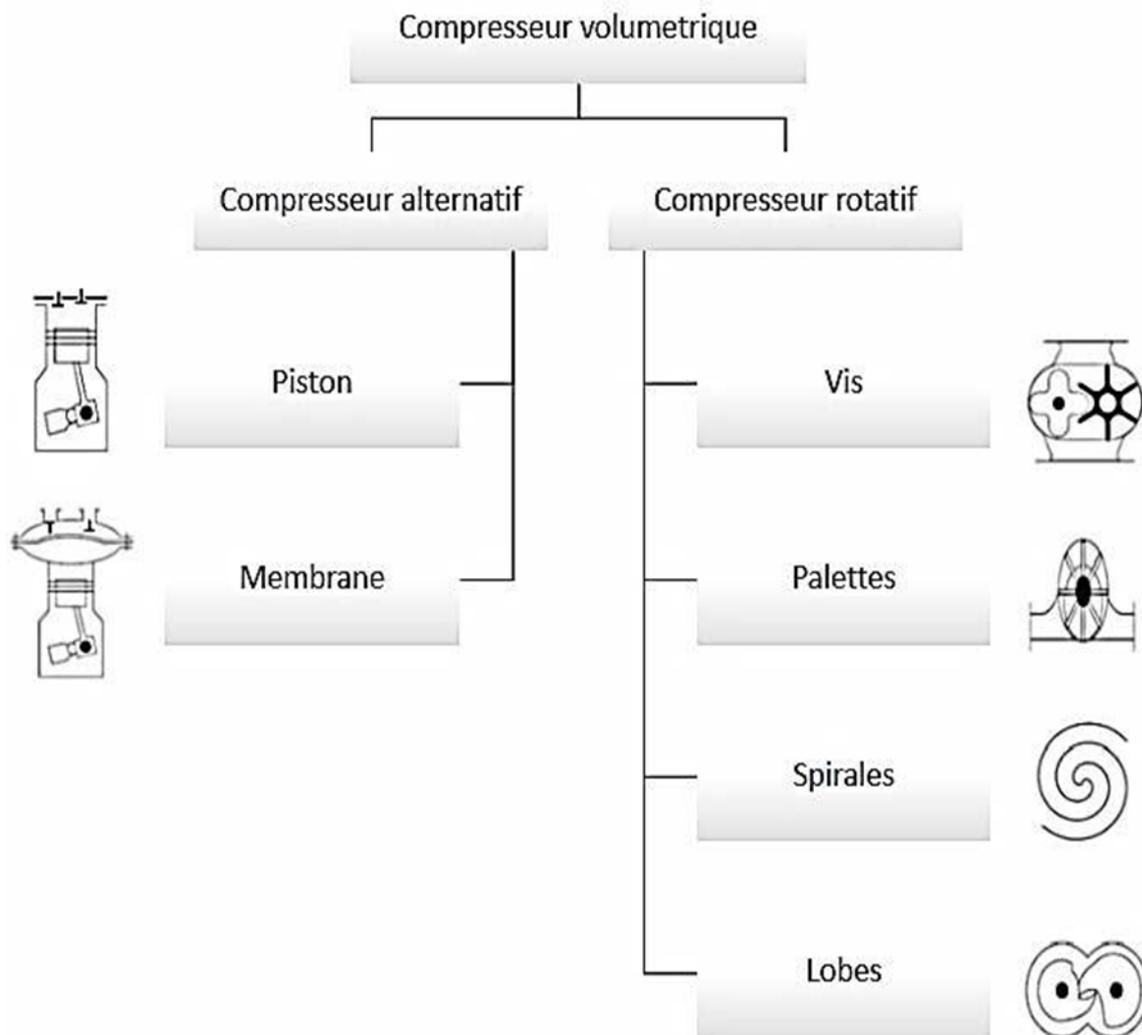


Figure I.6 Types des compresseurs volumétriques.

A. Compresseurs rotatifs

1) Compresseurs à palettes

Le compresseur à palettes est un compresseur dit à rotation. Il est constitué d'un stator cylindrique dans lequel tourne un rotor excentré. Le rotor est muni de rainures

radiales dans les qu'elles sont plaquées contre la paroi du stator par la force centrifuge. Dans un cylindre et autour d'un axe excentré tourne un rotor tangent au cylindre et pourvu de palettes radiales qui coulissent librement dans leur logement et sont constamment appliquées sur la paroi par la force centrifuge. [9]

Le compresseur à palettes a Avantages qu'ils sont compacts, fonctionnent de manière relativement silencieuse.

Mais aussi d'Inconvénients qu'ils sont moins efficaces que certains autres types de compresseurs et peuvent nécessiter un entretien plus fréquent.

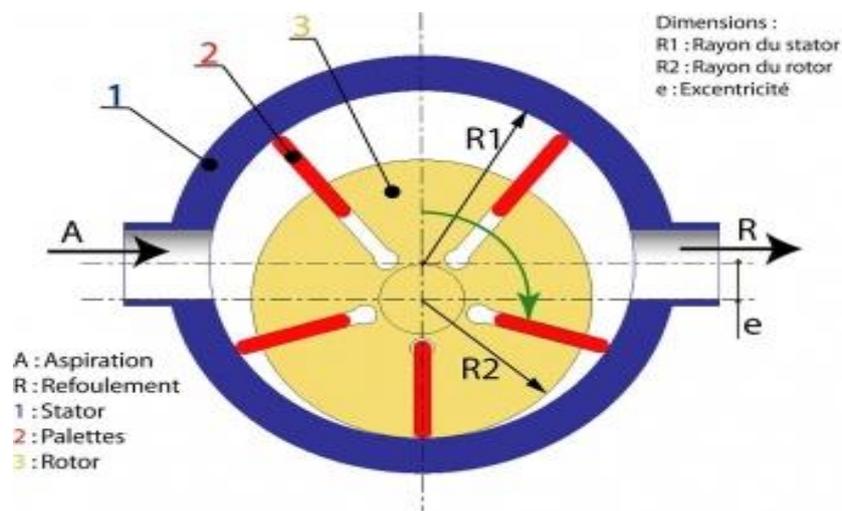


Figure I-7 Fonctionnement de compresseur à palette.

2) Compresseurs à vis

Le compresseur à vis a été développé dans les années 1930. Il utilise la rotation opposée de deux éléments vis pour créer de l'air comprimé en continu. Le premier élément mâle est entraîné par un moteur qui entraîne l'élément vis femelle. Le compresseur à vis comprime l'air entre deux vis rotatives tournant en sens opposé. Ces vis forment l'entraînement à vis avec le carter du compresseur d'air. Le compresseur à vis fonctionne grâce à l'injection liquide ou non. Il existe deux modèles : l'injection de liquide et l'autre sans liquide. Dans le modèle à injection de liquide, l'air comprimé est refroidi par un liquide dans la chambre de compression entre les vis. Le fluide de refroidissement circule dans un circuit fermé entre les réservoirs de liquide, les refroidisseurs et les unités de vis. Il est mélangé à l'air avant compression. La température du compresseur est maintenue à 80 °C, quel que soit la charge et la

pression. Après la compression, le fluide de refroidissement est séparé de l'air comprimé dans le séparateur d'huile. L'air comprimé passe ensuite par un refroidisseur avant d'arriver dans le réservoir d'air. On peut citer les classifications par mode d'emploi :

- **Compresseur à vis sans huile**

Sur le compresseur à vis compressant sans huile, l'air comprimé dans la chambre de compression n'entre pas en contact avec l'huile, un entraînement synchronisé assure la rotation des rotors. Sans que les surfaces des profils se touchent.

- **Compresseur à vis refroidies par injection d'huile**

Sur le compresseur refroidi par injection d'huile, seul le rotor est entraîné. Le rotor secondaire tourne sans contact.

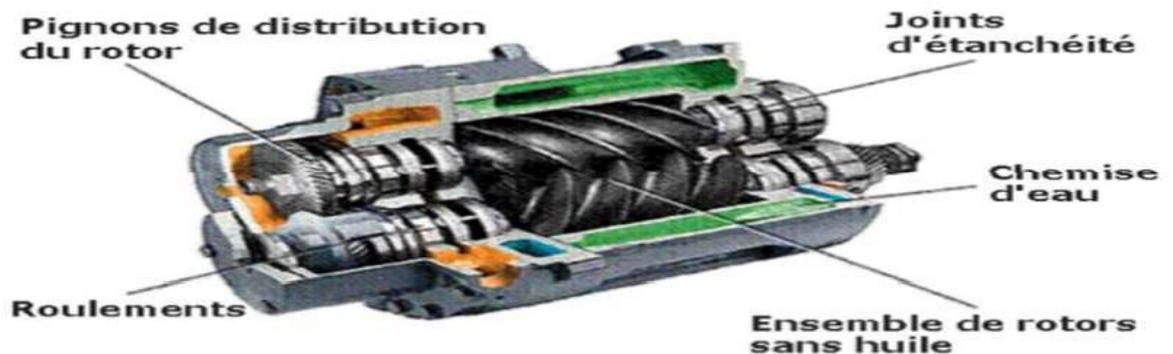


Figure I-8 Compresseurs rotatifs a vis.

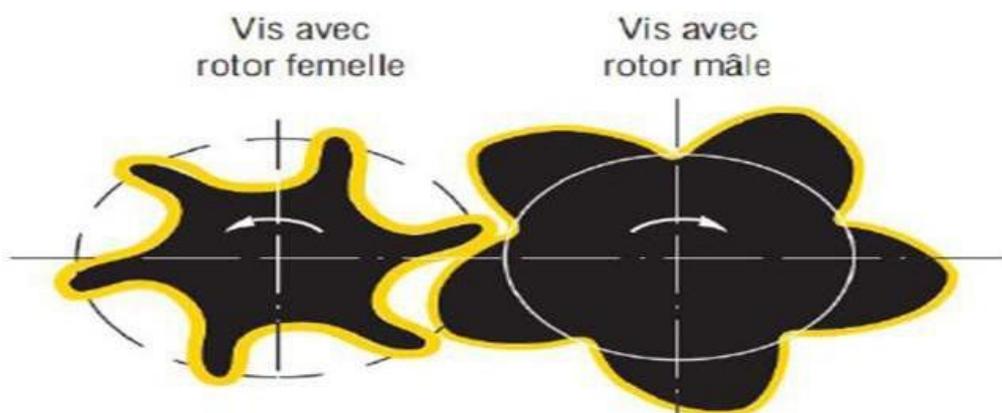


Figure I-9 Vis de compresseur.

3) Compresseurs à Spirale

Le compresseur à spirale rotative se compose d'une spirale fixe et d'une spirale mobile. L'entraînement se fait via une poulie sur le vilebrequin. Grâce à l'arbre excentrique, la volute mobile se rapproche et s'éloigne de la volute fixe, et l'air emprisonné est comprimé dans cet espace et évacué vers le centre du compresseur (échappement) puis vers le conduit d'admission du moteur. [10]

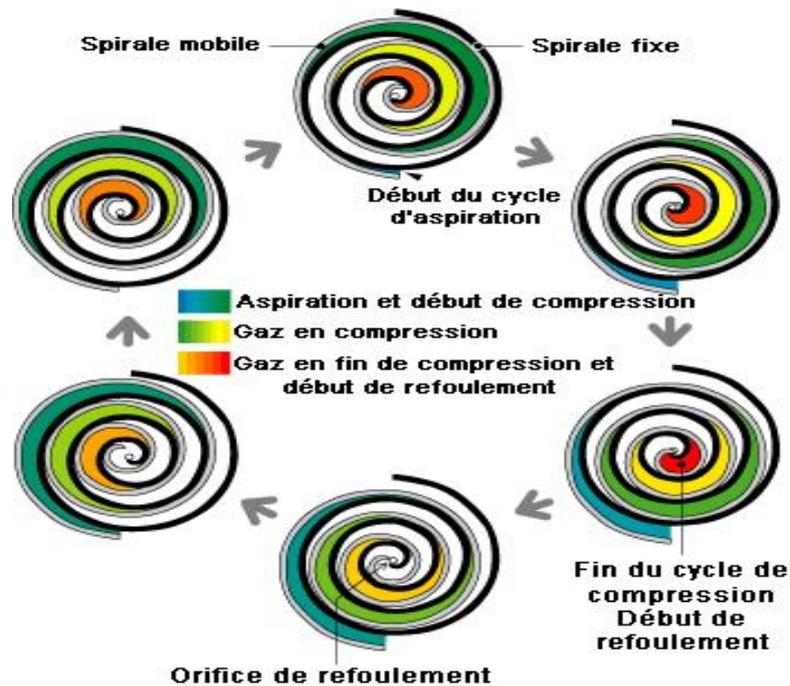


Figure I.10 Principe de fonctionnement de compresseurs à spirales [10]

4) Compresseur à lobe

Le fonctionnement de compresseurs à lobe et à piston utilise un principe. Lorsque les rotors tournent, ils masquent ou dégagent des orifices d'aspiration et de refoulement pratiqués sur les côtés du carter. Cela crée un mouvement d'air continu à travers le compresseur, aspirant l'air à travers les orifices d'admission, le comprimant entre les dents des rotors, puis le refoulant à travers les orifices de sortie. Ce processus permet de comprimer l'air et de le fournir à une pression supérieure pour une utilisation dans diverses applications, telles que l'alimentation en air comprimé pour des outils pneumatiques ou des systèmes de climatisation.

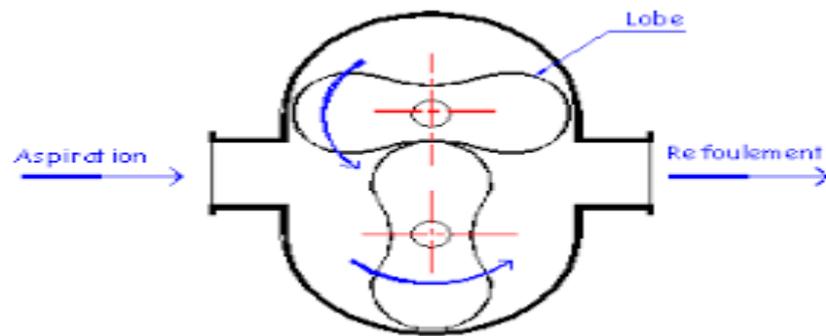


Figure I.11 Compresseur à lobes - principe de fonctionnement

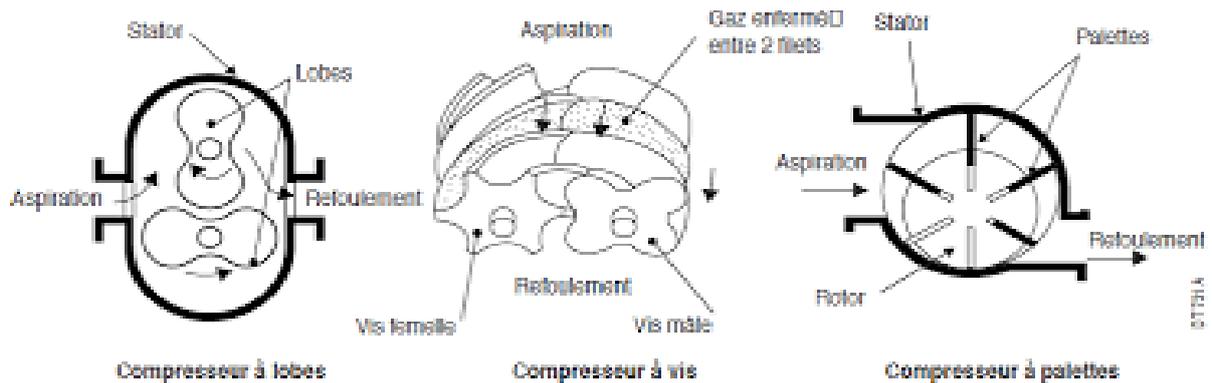


Figure I.12 Différents de types de compresseur et leur fonctionnement

B. Compresseurs alternatifs

Les compresseurs alternatifs, également appelés compresseurs à piston, sont des dispositifs mécaniques qui compriment les gaz en utilisant le mouvement alternatif d'un ou plusieurs pistons à l'intérieur de cylindres. Ces pistons aspirent le gaz à basse pression dans le cylindre lors de leur mouvement descendant, puis le compriment à haute pression lors de leur mouvement ascendant. Ce type de compresseur est largement utilisé dans diverses applications industrielles et commerciales, notamment dans les systèmes de climatisation, les réfrigérateurs, les compresseurs d'air et de gaz, ainsi que dans les processus industriels nécessitant la compression de gaz. Les différents types des compresseurs rotatifs sont :

1) Compresseurs à piston

Les compresseurs à piston utilisent un mécanisme de piston actionné par un moteur pour comprimer l'air à l'intérieur d'un cylindre. Cette compression se fait par le mouvement alternatif du piston dans le cylindre. Ils sont largement adoptés dans divers

environnements tels que les ateliers, les garages, les stations-service et les petites installations industrielles en raison de leur efficacité dans la production d'air comprimé. Bien que leur qualité puisse varier en fonction du fabricant et de la conception spécifique du compresseur, ils sont généralement appréciés pour leur robustesse et leur durabilité. Cependant, leur fonctionnement peut être associé à des vibrations et du bruit, et ils nécessitent une maintenance régulière pour maintenir des performances optimales. Malgré ces inconvénients, leur simplicité, leur fiabilité et leur adaptabilité à de petites applications en font un choix populaire dans de nombreux contextes industriels.

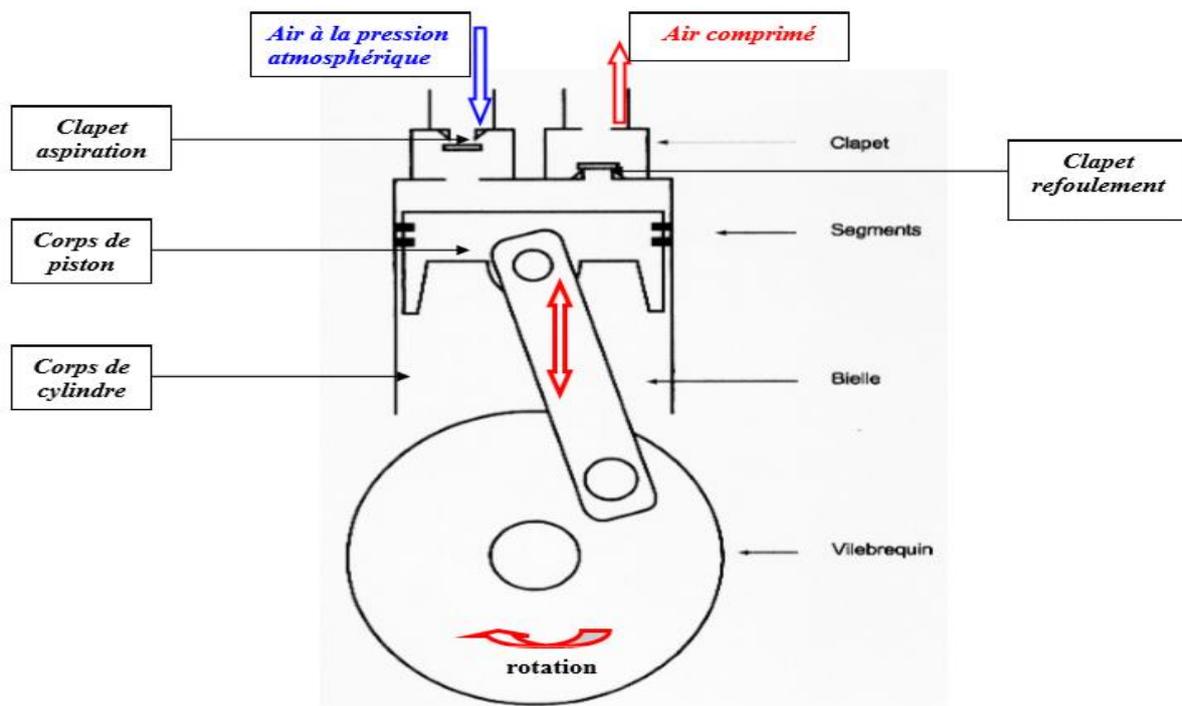


Figure I.13 Principe de fonctionnement de Compresseur à piston.

2) Compresseurs à membrane

Les compresseurs à membrane fonctionnent en exploitant une membrane souple qui se déplace alternativement pour comprimer le gaz. Lorsque la membrane se déplace vers l'intérieur, elle réduit le volume de l'enceinte, ce qui comprime le gaz à l'intérieur. Ce mouvement alternatif crée un flux continu de gaz à haute pression. Ils sont largement utilisés dans divers secteurs tels que l'industrie alimentaire, pharmaceutique, les laboratoires, la climatisation et la réfrigération, ainsi que dans les équipements

médicaux, où une compression de gaz sans contamination ou lubrification est nécessaire.

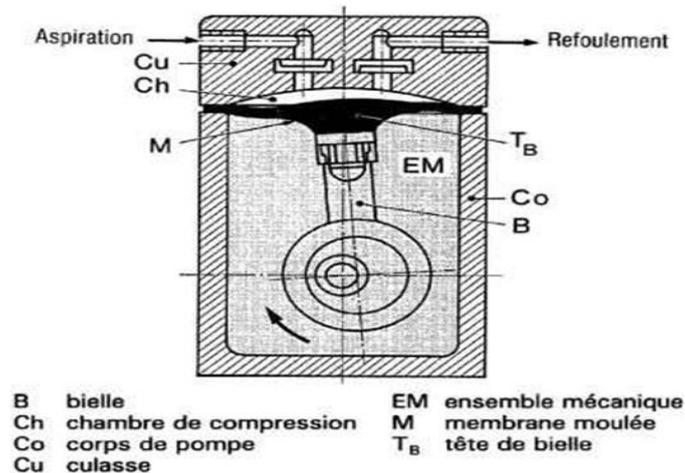


Figure I.14 Compresseur à membrane [11]

I.6 Choix de compresseur

Le choix de compresseur adéquat doit faire l'objet d'une étude rigoureuse, le choix de compresseur idéal est indispensable. De nombreux travaux de comparaison entre les différentes familles de compresseur ont été faits. Ces travaux montrent que divers compresseurs peuvent être utilisés. Le choix de compresseur n'est pas une chose aisée pour le concepteur du système en général. La Figure I.15 donne une information sur les domaines habituels de fonctionnement de diverses catégories de compresseurs [12].

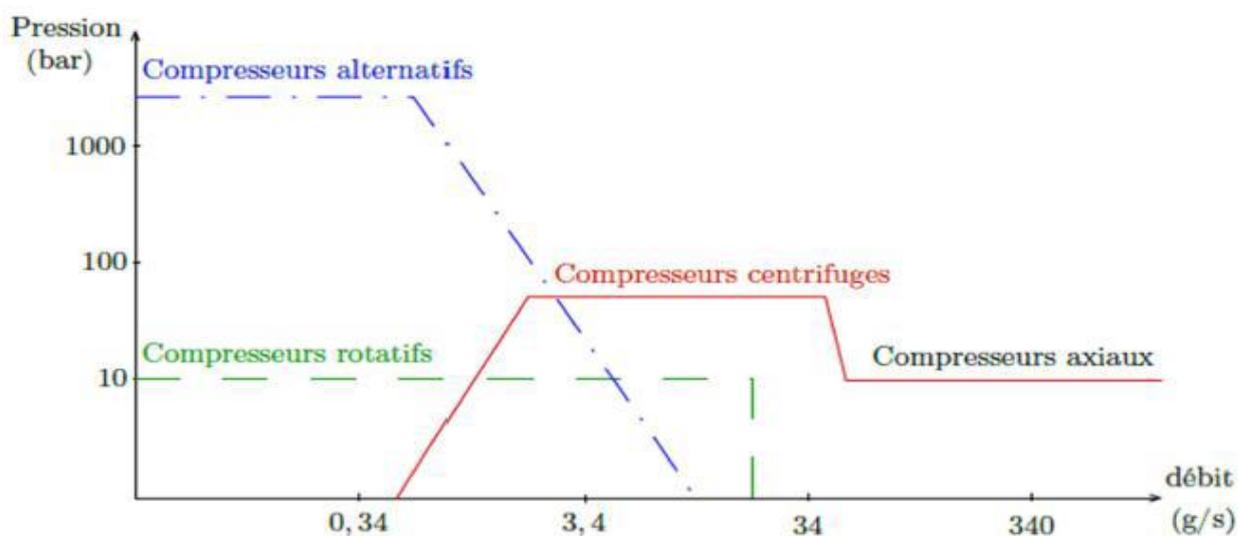


Figure I.15 Plages d'application des différents types de compresseurs.

I.7 Distribution de l'air comprimé

I.7.1 Réservoir

A la sortie de la station on trouve des éléments nécessaires à la distribution et à l'acheminement de l'air comprimé jusqu'au postes d'utilisation.

Il y a deux types de réservoir d'air comprimé dans les réseaux de distribution : le réservoir principal et le réservoir d'appoint. Le rôle du réservoir principal est de réduire les variations de pression causées par la plupart des compresseurs volumétriques dans le réseau de distribution. Il permet également un intervalle de temps entre les démarrages et arrêts ou entre les phases de charge et de délestage des compresseurs. De plus, il absorbe les demandes brusques qui peuvent dépasser la capacité des compresseurs. Enfin, il facilite la séparation des gouttelettes d'eau et d'huile provenant du refroidisseur final. Les réservoirs d'appoint locaux sont utilisés pour accumuler une quantité suffisante d'air pour les appareils ayant un débit important mais utilisant de manière intermittente et brusque. Les réservoirs sont en tôle d'acier soudée, cylindriques avec des fonds bombés. [13]

I.7.2 Tuyauterie

L'air comprimé produit par la centrale doit être amené à pied d'œuvre au moyen d'un réseau de distribution judicieusement établi.

Rappelons à ce sujet, quelques principes généraux à prendre en compte lors de l'étude d'une installation :

- ✓ Concevoir un réseau évolutif capable d'extension ou de branchement nouveaux et, de ce fait, prévoir pour le réseau principal une canalisation largement dimensionnée ;
- ✓ Adopter la conduite principale en boucle fermée, qui permet d'obtenir une égalité de pression à l'utilisation ;
- ✓ Réaliser des circuits fermés par type d'atelier ou par niveau de pression ;
- ✓ Eviter d'enterrer les canalisations (difficulté de surveillance et d'entretien) ;
- ✓ Rechercher le nombre minimal de restriction brusque qui sont autant d'obstacles et de frein au débit de fluide. Elles génèrent des pertes de charges affaiblissant la pression d'utilisation ;

- ✓ Eviter la condensation (notamment le collecteur principale), en plaçant à chaque point bas un réservoir équipé d'un purgeur ;

L'air produit dans la centrale est distribué aux divers points d'utilisation par un réseau de tuyauteries.

La tuyauterie est en acier noir sans soudure ou en acier galvanisé, inox ou en plastique (AB, PVC), pour éviter la corrosion. Pour les installations de petit diamètre, on utilise également le cuivre et pour le raccordement des flexibles, le caoutchouc, du plastique spécial (Nylon, etc.).

La ligne principale achemine l'air produit par le compresseur et les divers équipements vers le circuit principal de distribution d'air, c'est-à-dire l'endroit où l'air sera utilisé. [13]

I.8 Conclusion

Grâce à ce chapitre, nous avons acquis une compréhension approfondie des différentes étapes de production, ainsi que des différents types de compresseurs disponibles dans l'industrie en général, leur principe de fonctionnement, et des éléments essentiels de l'installation de production d'air comprimé.

CHAPITRE II

Introduction

Dans tous les secteurs industriels, les outils pneumatiques et les systèmes à air comprimé sont employés, en particulier dans le secteur agroalimentaire.

La quantité d'air comprimé utilisée diffère d'un secteur à un autre en fonction de l'activité et des besoins des procédés. Chaque compresseur est composé de plusieurs éléments différents en fonction de l'application.

Dans ce chapitre, nous étudierons l'évolution chronologique du complexe de CEVITAL, ses diverses activités industrielles, ainsi que l'organigramme qui représente ses différentes orientations. Nous allons aussi présenter le mode de fonctionnement et les divers éléments qui composent le compresseur à vis ZR-400 (VSD).

II.1 Historique de l'entreprise de CEVITAL BEJAIA

CEVITAL, Une entreprise algérienne de renommée internationale. Fondée par ISSAD REBRAB en 1998, CEVITAL est rapidement devenue un acteur majeur dans divers secteurs industriels et commerciaux en Algérie. CEVITAL est le premier groupe privé algérien, présent également à l'international et la troisième entreprise algérienne par le chiffre d'affaires [1]

II.1.1 Activités de CEVITAL

CEVITAL est un groupe agroalimentaire algérien qui possède

-  Deux raffineries de sucre (1600 tonnes/jours et 1800 tonnes/jours)
-  Une unité de sucre liquide
-  Une raffinerie d'huile (1400 tonnes/heure) et de margarinerie (600tonnes/jour),
-  Une unité de conditionnement d'eau minérale,
-  Une unité de fabrication et de conditionnement de boissons rafraîchissantes,
-  Une conserverie et une unité de fabrication de chaux calcinée.

II.1.2 Situation géographique

CEVITAL est situé au nouveau Rte arrière Port de Bejaia, à 3 km à l'ouest de la ville de Bejaia Ouest, à proximité de la RN 26. Cette situation géographique confère à l'entreprise l'avantage d'une proximité économique. En particulier CEVITAL se trouve proche du port et l'aéroport de BEJAIA. (Voir plan de masse)

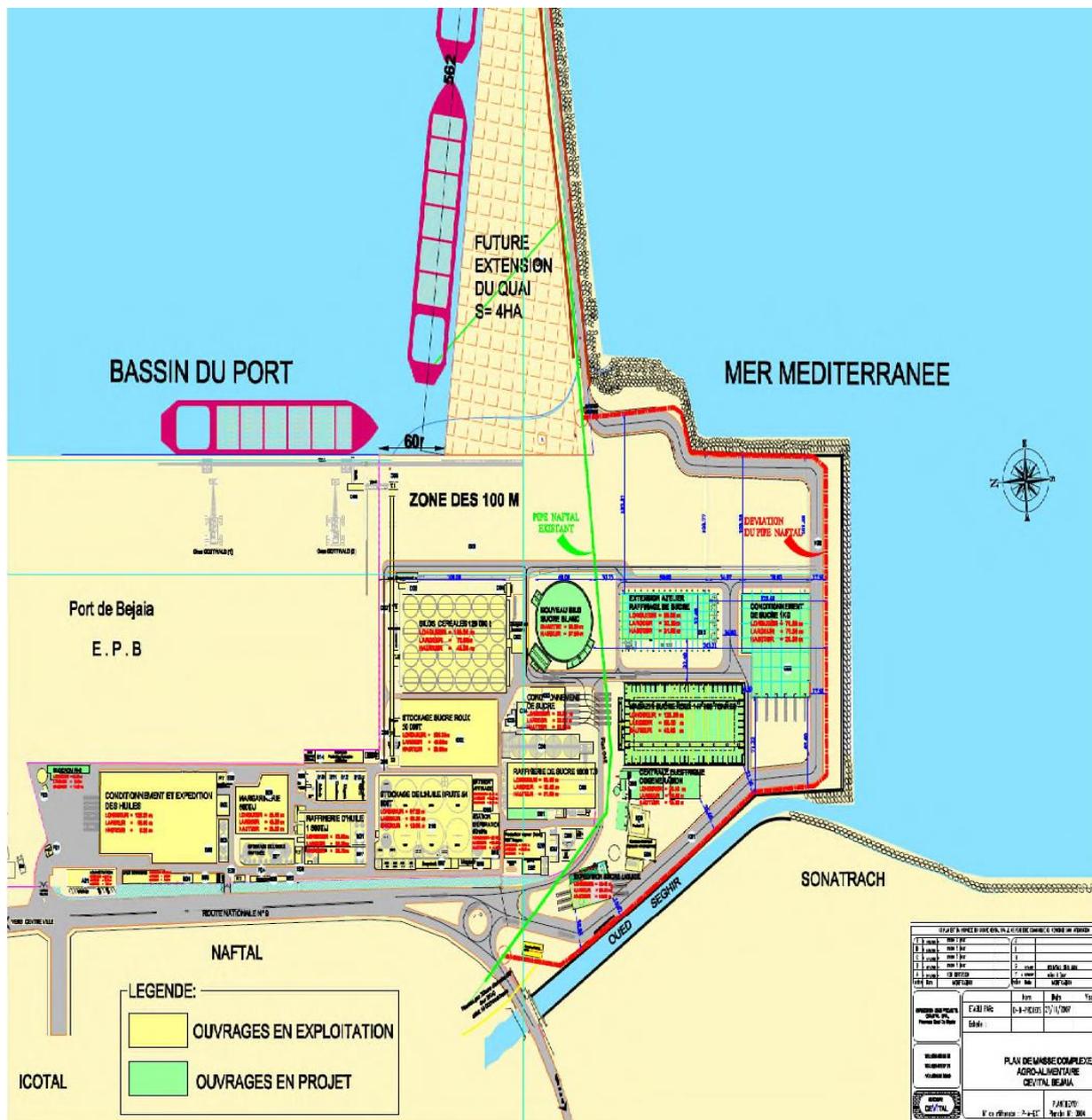


Figure II.1 Plan de masse d'entreprise CEVITAL BEJAIA

II.1.3 Etape de production d'huile

Dans l'usine de CEVITAL, exactement dans le conditionnement d'huile, il y a ce qu'on appelle les lignes de production, mais avant ces étapes, on va analyser toutes les étapes dont on a besoin pour arriver au conditionnement d'huile. Donc voici les différentes étapes de production d'huile .

A. Conditionnement d'huile

Le conditionnement de l'huile chez CEVITAL suit généralement des étapes standard pour assurer la qualité et la sécurité du produit final. Il y a trois lignes de production d'huile : une pour produire le produit de cinq litres (5 L), l'autre pour la deux litres (2 L) et enfin une ligne pour produire une bouteille d'un litre (1 L). Voici une explication générale du processus de conditionnement de l'huile et les machines dont on a besoin pour produire l'huile végétale pure et efficace à l'aide de l'air comprimé produit par les compresseurs, ces étapes pour analyser la ligne de production de cinq litres :

Souffleuse

Des bouteilles préformées entrent dans la souffleuse de préforme pour les chauffer à l'aide des LED chauffants pour atteindre une température spécifique pour les rendre malléables. Ensuite, les préformes sortent avec une température élevée, rentrant automatiquement dans le moule de (5 L), dès que la préforme chaude entre dans le moule, un tube en acier descend et rentre dans la bouteille, on fait ce qu'on appelle le pré-soufflage avec une pression de 7 bar ; l'étape suivante dans la souffleuse est le soufflage qui se produit à l'aide d'air comprimé et fait un soufflage avec une pression de 40 bars dans le moule pour prendre la forme d'une bouteille. La souffleuse fait un dégazage pour éliminer les gaz qui restent piégés à l'intérieur de la bouteille en raison du processus de chauffage et de pression exercés pour faire former la bouteille. Puis sortie pour les envoyer par le convoyeur pour la remplisseuse.

Remplisseuse et bouchonneuse

La remplisseuse d'huile en CEVITAL fonctionne à l'aide d'une pompe à piston. Les bouteilles vides provenant de la soufflante sont transportées suspendues par le goulot (convoyeur). La bouteille arrive à l'étoile d'entrée de la remplisseuse qui les positionne sur les fourches des vannes de remplissage. La remplisseuse pompe l'huile qui est

stockée dans le réservoir vers les buses de remplissage, elle est équipée de capteurs pour vérifier les niveaux de remplissage.

La bouteille pleine se trouve maintenant sur la bouchonneuse qui fonctionne avec une pompe à vis. Une fois la bouteille sortie de la remplisseuse, elle rentre dans la bouchonneuse directement pour placer les bouchons.

Le convoyeur roule à l'aide d'installations d'une pompe et d'un régulateur en faisant un liquide sur le convoyeur pour le tourner sans frottement.

Étiqueteuse

L'étiqueteuse fonctionne avec une roue de transfert intelligente et une pompe à vide en dessus. La bouteille rentre dedans et tourne à l'aide de la roue et, en même temps, elle colle l'étiquette sur la bouteille.

Fardeuse et palettiseur

À l'aide du convoyeur, les bouteilles se regroupent deux par deux et rentrent dans la fardeuse pour faire un fardeau. Ensuite, elles rentrent dans la banderoleuse pour sécher le film et pour prendre la forme d'un fardeau.

La dernière étape est le palettiseur pour les emballer sous forme de palettes de 180 bouteilles (900 litres).

Enfin, la palette est prête pour le stockage, mais généralement, en cette étape, CEVITAL fait directement le chargement dans des camions destinés à faire des livraisons, soit pour le port de Bejaia pour les envoyer à l'international ou bien des livraisons au niveau national.

II.2 Introduction sur le compresseur ZR-400

L'installation des compresseurs Atlas COPCO ZR-400 par CEVITAL de Bejaïa en 2023 représente un investissement crucial pour répondre aux besoins en air comprimé de haute qualité dans divers processus industriels. Ce compresseur, équipés de la technologie de compression à vis sans huile, offrent des avantages écologiques et économiques significatifs, tout en garantissant un fonctionnement durable et fiable.

Dans le cadre des opérations de soufflage, le compresseur Atlas COPCO ZR-400 joue un rôle essentiel en fournissant de l'air comprimé à haute pression nécessaire pour alimenter la souffleuse. Cette souffleuse utilise cet air comprimé pour fournir la force et la pression requises pour souffler les bouteilles préformées, assurant ainsi un processus de fabrication efficace et précis.

De même, pour les opérations de remplissage et de bouchage, ces compresseurs sont également indispensables. En alimentant les mécanismes de la remplisseuse et de la bouchonneuse avec de l'air comprimé, ils garantissent un fonctionnement fluide et efficace de ces machines. Cela se traduit par un remplissage précis et sécurisé des bouteilles, contribuant ainsi à la cohérence et à la qualité du processus de production global.



Figure II.2 Compresseur ZR-400. [14]

II.3 Historique de Compresseur ZR400

Atlas COPCO , une entreprise suédoise fondée en 1873, commence à se faire connaître dans le domaine des compresseurs industriels.

Dans l'année 2012 le modèle ZR400 d'une puissance de 400 kW a été introduit. Ce modèle se démarque par sa fiabilité et son efficacité énergétique et devient rapidement un choix populaire dans les industries où la pureté de l'air est importante

100% air sans huile. Le ZR400 est doté d'une technologie avancée de refroidissement et de séparation de l'air pour maximiser l'efficacité et minimiser les coûts d'exploitation. Atlas COPCO introduit la technologie d'entraînement à vitesse variable (VSD) dans ses compresseurs, y compris le ZR400. La technologie VSD ajuste automatiquement la vitesse du moteur en fonction de la demande d'air, réduisant ainsi la consommation d'énergie et les coûts d'exploitation.

Au fil des années Atlas COPCO continue d'améliorer le ZR400 VSD en intégrant des commandes plus sophistiquées, des systèmes de surveillance à distance et des matériaux plus durables. La nouvelle version du ZR400 VSD offre des performances optimisées et une fiabilité améliorée.

Les innovations sont également axées sur la durabilité environnementale, avec des améliorations visant à réduire les émissions de carbone et à accroître l'efficacité énergétique.

II.4 Eléments principale de compresseur ZR-400

Le compresseur atlas COPCO ZR-400 fonctionne avec efficacité grâce à ces éléments suivant :

- ✓ Filtre à air
- ✓ Elément compresseur basse pression
- ✓ Refroidisseur intermédiaire
- ✓ Elément compresseur haute pression
- ✓ Refroidisseur final
- ✓ Séparateurs d'eau
- ✓ Purge régie par Elektronikon (ERD)
- ✓ Moteur électrique
- ✓ Accouplement d'entraînement
- ✓ Carter d'engrenages
- ✓ Système de contrôle Elektronikon®
- ✓ Soupapes de sécurité

II.5 Caractéristique de Compresseur ZR-400

Le compresseur ZR 400 est un modèle de compresseur à vis rotatif sans huile conçu par Atlas Copco. Voici quelques caractéristiques de ce modèle :

Type de compresseur	ZR-400 (VSD)		/
Type de gaz	Air		/
Nombre d'étage	2		/
Pression d'aspiration	1		Bar
Pression de refoulement	8.5		Bar
Débit d'air réel	347-998		l/s
Vitesse de rotation	1450		tr/min
Puissance maximale	400		KW
Puissance minimale	15		KW
Niveau de bruit	77		dB (A)
Lubrification	Sans huile		/
Poids de compresseur	8540		Kg
Longueur	4060		mm
Largeur	2120		mm
Hauteur	2400		mm
Nombre d'étage	1	2	
Données aux cylindres de compresseur			
Diamètre alésage cylindre	320	220	mm
Température maximale d'aspiration	45	45	°C
Température de refoulement	187	174	°C
Pression d'aspiration	1	3	Bar

Pression de refoulement	3	8.5	Bar
-------------------------	---	-----	-----

Tableau II.1 Caractéristique de compresseur ZR-400(VSD). [Annexe 1]

II.6 Application industrielle de compresseur ZR400

Toutes les industries ont obligé d'installer un compresseur pour comprimer un air efficace. Tout comme l'industrie de CEVITAL qui produit différent de produit alimentaire, ont placé le compresseur ZR-400 pour répondre au besoin de l'air comprimé.

Le ZR-400 est employé dans divers domaines tels que :

- ✓ Industrie de production alimentaire et des boissons.
- ✓ Industrie pharmaceutique.
- ✓ Industrie Électronique.
- ✓ Industrie Automobile.
- ✓ Industrie chimique.
- ✓ Industrie Textile.
- ✓ Traitement de Surface.
- ✓ Centres Hospitaliers et Médicaux.

Il est indispensable dans des environnements où la contamination de l'air comprimé n'est pas tolérée en raison de sa capacité à fournir un air comprimé pur et fiable.

II.7 Fonctionnement du compresseur ZR 400

Un compresseur d'air à entraînement à vitesse variable (VSD) ajuste automatiquement la vitesse de fonctionnement du compresseur pour adapter la production d'air comprimé à la demande en temps réel. Pour assurer un fonctionnement continu et efficace du système de compression d'air, nous utilisons un moteur qui tourne à 1450 tr/min et consomme 400 kW. Ce moteur actionne automatiquement le vilebrequin via une croix de connexion. Le vilebrequin, à son tour, entraîne un compresseur à double vis à double effet, qui assure une compression continue de l'air.

A. Aspiration :

L'air ambiant, à une pression de 1,038 bar, est aspiré et filtré par un ensemble de trois filtres pour éliminer les impuretés. Du fait de la rotation des rotors, l'air est aspiré à travers l'orifice d'admission et remplit les espaces inter lobaires. Ces espaces augmentent au fur et à mesure de la rotation jusqu'à leur développement complet.

En fin de remplissage des espaces inter lobaires, l'admission est fermée et la phase d'aspiration se termine avec une quantité d'air renfermée dans le compresseur.

B. Compression :

1) Compression de Basse Pression :

La rotation continue, l'espace entre les lobes se réduit et le volume de l'air emmagasiné diminue, d'où une augmentation de la pression jusqu'à 4 bar.

L'air comprimé passe ensuite par un refroidisseur intermédiaire avec l'étage haute pression où il subit un échange de chaleur, réduisant ainsi sa température avant d'entrer dans le deuxième étage.

2) Compression de haute Pression :

Le fonctionnement Dans cet étage est similaire au premier étage mais on réduisant le volume de passage d'air. L'air refroidi par l'échangeur de chaleur entre dans le deuxième étage de haute pression, où il est comprimé jusqu'à 8,5 Bar.

C. Refoulement :

Lorsque la pression des rotors atteint une certaine valeur, l'air comprimé atteint l'orifice de sortie et la phase de refoulement débute. Elle se poursuit jusqu'à ce que l'air soit complètement évacué par le silencieux pour atténuer le bruit. [15]

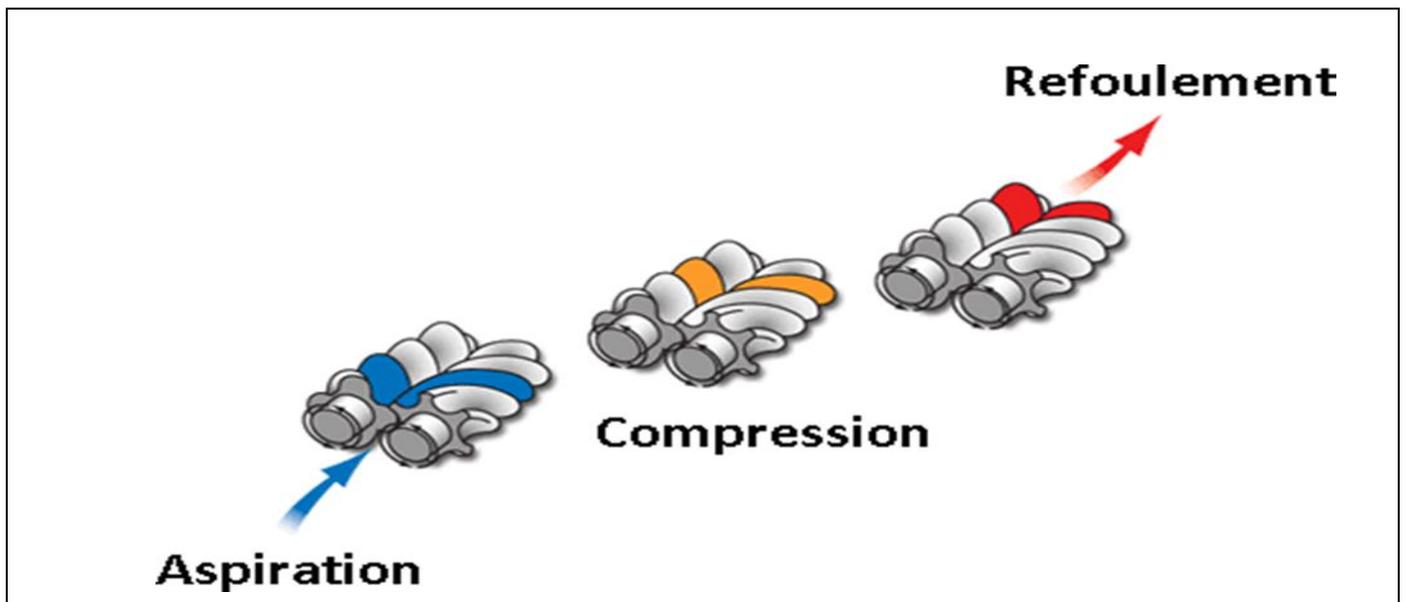


Figure II.3 Fonctionnement de compresseur ZR-400 (VSD).

Pour que le fonctionnement se fasse normalement on met un clapet anti-retour en aval pour prévenir tout retour d'air dans le compresseur, assurant ainsi un flux d'air unidirectionnel. Enfin l'air comprimé quitte le compresseur avec une pression de 8.5 bar, et cette pression permet de fonctionner quelle-que machine de production et de conditionnement, mais pour que tous les machine fonctionne nous somme obliger d'augmenté la pression.

Donc il nous faut une installation de sécheur et un booster.

Voici les étapes de traitement d'air :

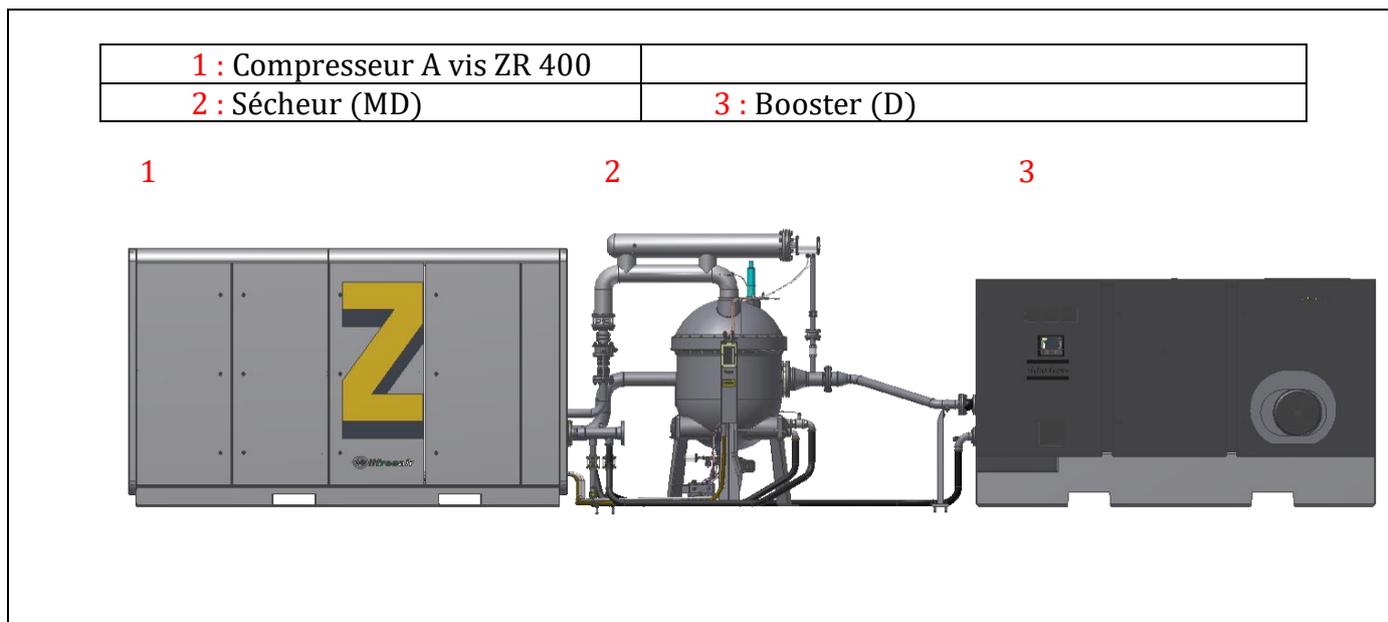


Figure II.4 Installation de production d'air au niveau de CEVITAL. [14]

II.7.1 Sécheur

Le schéma **Figure II.5** montre un échangeur de chaleur dans lequel de l'air comprimé est introduit et refroidi par de l'air évacué sec et froid. L'humidité présente dans l'air soufflé (entrée) se condense progressivement. L'air circule ensuite à travers un échangeur de chaleur et un évaporateur (20) où le réfrigérant est évaporé et la température de l'air est réduite à une température similaire à celle du réfrigérant en évaporation. La vapeur d'eau devient plus forte dans une atmosphère de condensation.

Lorsque l'air froid passe à travers le séparateur d'eau (9), toute l'eau condensée est séparée de l'air. L'évacuation automatique de la condensation est possible via la sortie, permet de purger automatiquement les condensats. L'air froid et sec est réchauffé par l'air soufflé via un échangeur de chaleur (8).

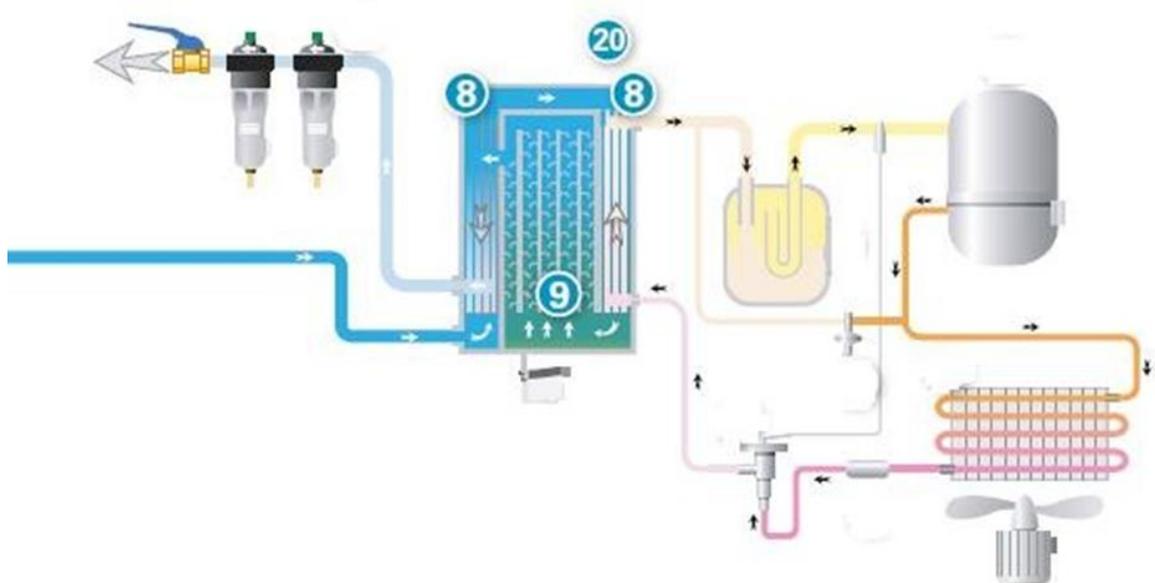


Figure II.5 Schéma d'écoulement dans le sécheur d'air [16]

II.7.2 Booster et accumulation de pression

- A. Booster :** L'air sec sorti de sécheur est ensuite envoyé vers un booster (modèle 2DN2-275 VSD), un compresseur à piston, qui augmente la pression de l'air jusqu'à 40 bar.
- B. Accumulation de pression:** L'air comprimé est stocké dans une citerne de stockage reliée à la fois au compresseur Atlas Copco et au booster. Cette citerne a une capacité de stockage maximale de 71 bar et est équipée d'un détendeur réglé à 7 bar pour la distribution aux machines.

En conclusion, ce système de compression d'air, avec ses diverses étapes de filtration, compression, refroidissement et post-traitement, assure une fourniture continue et fiable d'air comprimé de haute qualité, nécessaire pour le fonctionnement efficace des machines de production et de conditionnement.

II.8 Circuit d'huile et d'eau de refroidissement

La figure ci-dessous montre le schéma d'écoulement dans le compresseur de ZR400 :

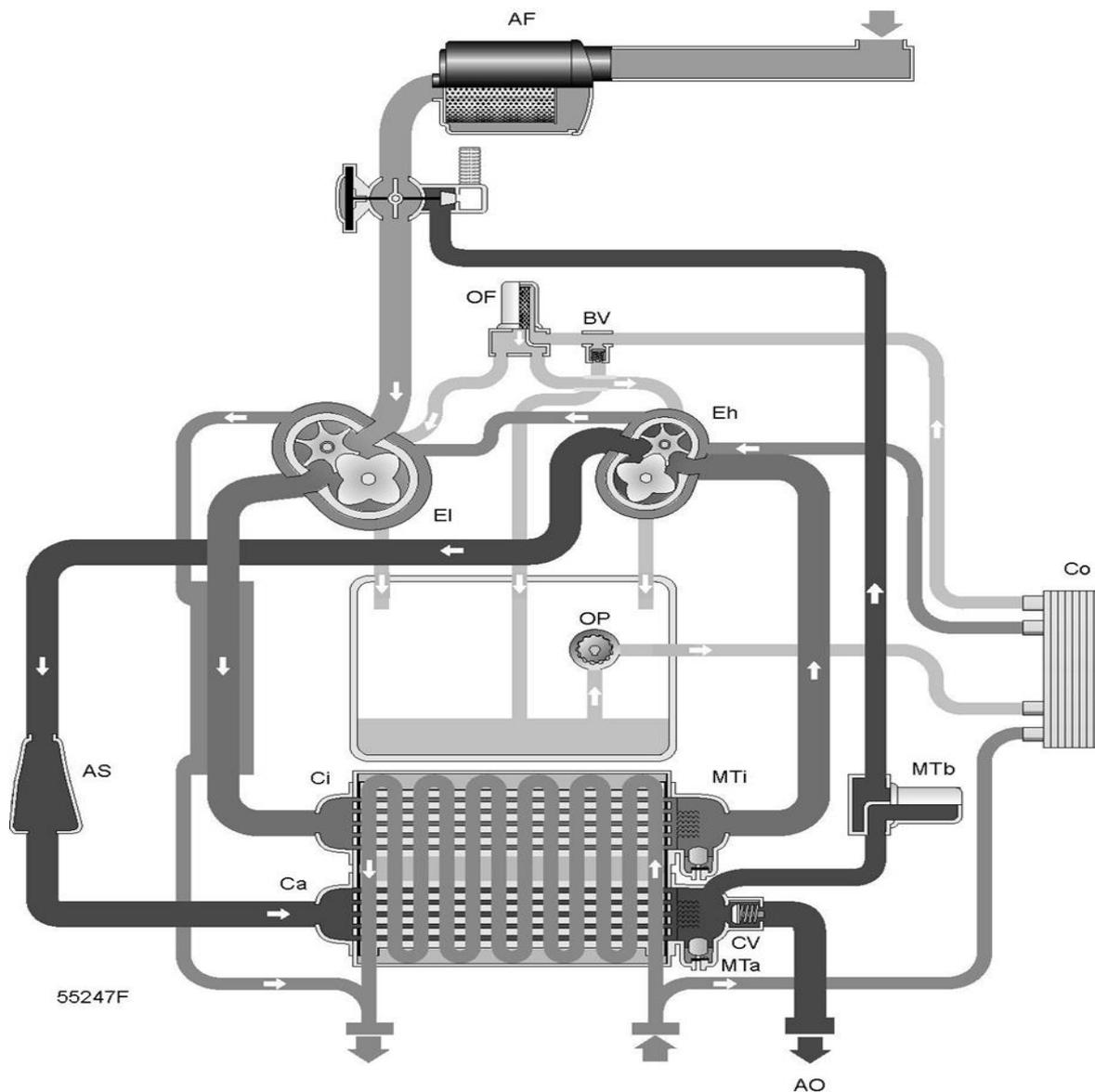


Figure II.6 schémas d'écoulement des compresseur ZR400. [14]

Référence	Désignation	Référence	Désignation
AF	Filtre à air	Eh	Elément compresseur haute pression
AO	Sortie d'air	EI	Elément compresseur basse pression
AS	Silencieux	MTa	Séparateur d'eau, refroidisseur final
BV	Vanne de dérivation	MTb	Séparateur d'eau, valve de décompression
Référence	Désignation	Référence	Désignation
Ca	Refroidisseur final	MTi	Séparateur d'eau, refroidisseur intermédiaire
Ci	Refroidisseur intermédiaire	OF	Filtre à huile
Co	Refroidisseur d'huile	OP	Pompe à huile
CV	Clapet anti-retour		

Tableau II.2 Description des références. [14]

1) Circuit d'huile

L'huile utilisée dans le compresseur est l'huile Roto-Z Atlas Copco, spécialement conçue pour les compresseurs rotatifs exempts.

Suivant **La Figure II.6**, La pompe (OP) véhicule l'huile à partir du carter d'engrenages et à travers le refroidisseur (Co). L'huile passe par le filtre à huile (OF) vers les roulements et les engrenages de synchronisation. Une vanne de dérivation (BV) s'ouvre si la pression d'huile dépasse une certaine valeur.

L'utilité d'huile dans le compresseur est de diminuer les frottements et la chaleur produite pendant la compression, ce qui permet de prolonger la durée de vie des composants et d'assurer un fonctionnement fluide du compresseur.

2) Circuit d'eau de refroidissement

CEVITAL a placé un échangeur de chaleur naturel au niveau de (10 mètres d'altitude) dans un espace ouvert. L'échangeur de chaleur fonctionne avec convection (l'eau circule d'un sens et l'huile de l'autre sens), et une paroi qui séparent les fluides afin que la température soie bien changer. D'une part l'eau est refroidie par l'air ambiant avec une technique de ventilation naturel qui refroidit l'eau.

Comme il nous montre la **Figure II.6** L'eau de refroidissement s'écoule dans tous le circuit dans le refroidisseur d'huile (Co), les enveloppes de refroidissement de l'élément compresseur haute pression (Eh) et de l'élément compresseur basse pression (El), le refroidisseur intermédiaire (Ci) et le refroidisseur final (Ca).

II.9 Tour de refroidissement

Les tours de refroidissement constituent un cas particulier d'échangeurs de chaleur. Il est utilisé pour refroidir un liquide (généralement de l'eau) avec un moyen de refroidissement. Le transfert de chaleur se produit par contact direct ou indirect.

Elle a pour objectif d'évacuer vers le milieu extérieur la chaleur issue d'un système de refroidissement, en pulvérisant l'eau chaude dans un flux d'air froid. Le contact entre les deux fluides permet de refroidir l'eau grâce à l'évaporation d'une partie d'eau pulvérisée. [17]

II.9.1 Différents types des tours de refroidissement

Il existe quatre types de tour de refroidissement :

- ✓ Tour de refroidissement à circuit ouvert ;
- ✓ Tour de refroidissement à circuit fermé ;
- ✓ Tour de refroidissement avec condenseur évaporatif ;
- ✓ Tour de refroidissement à circuit fermé hybride.

Le complexe de CEVITAL utilise une tour de refroidissement à circuit fermé

II.9.1.1 Fonctionnement d'une tour de refroidissement à circuit fermé

Dans la tour fermée, le liquide de procédé à refroidir circule à travers des échangeurs tubulaires. Il n'y a donc pas de contact direct entre le liquide et l'air dans le

circuit primaire. Le refroidissement se produit par évaporation d'une partie de l'eau distribuée depuis le circuit de la tour. Cette eau provient d'un réservoir et est complétée par l'appoint en eau. Ces performances ne sont possibles qu'en augmentant la taille de la tour de refroidissement par rapport à une tour ouverte (augmentation nette du débit d'air et de la taille).

- La température de retour du fluide peut donc être comprise entre 25 et 50°C,
- Les puissances thermiques évacuées varient de quelques centaines de kW à plusieurs MW. [17]

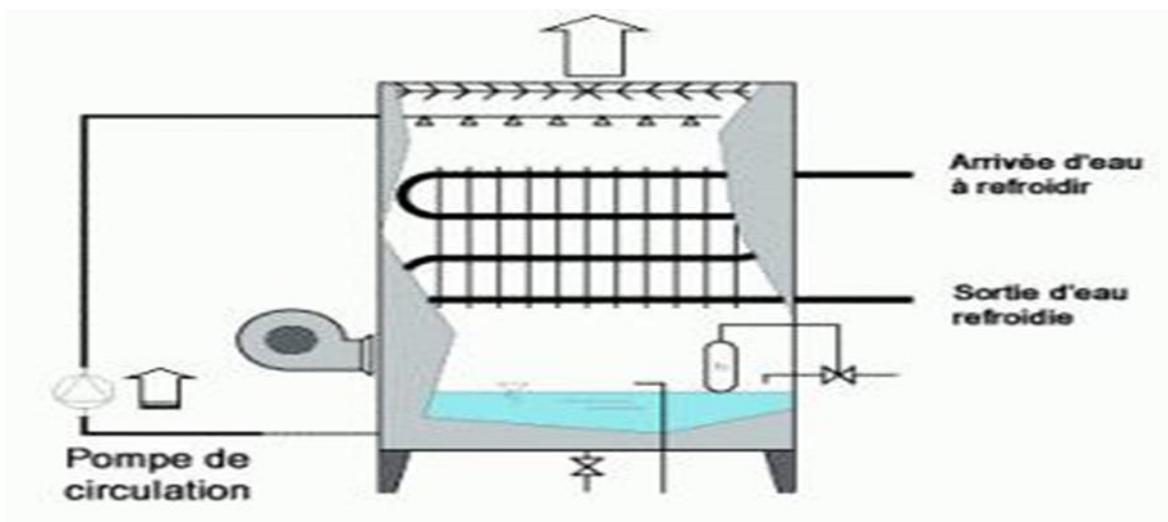


Figure II.9 Tour de refroidissement à circuit fermé. [18]

II.10 Echangeur intermédiaire

L'échangeur thermique est placé entre le circuit d'eau de la tour et le circuit d'eau de procédé à refroidir. Il peut s'agir d'un échangeur de chaleur à plaques ou d'un échangeur de chaleur à tubes (généralement en acier inoxydable). Cet échangeur de chaleur intermédiaire doit résister à la corrosion.

II.11 Moteur d'entraînement à vitesse variable (VSD)

Le moteur VSD est un outil essentiel pour les industries modernes, permettant une optimisation énergétique, une flexibilité opérationnelle et une meilleure gestion des ressources. En ajustant la vitesse du moteur en fonction de la demande réelle. Cela évite le fonctionnement à pleine vitesse lorsque ce n'est pas nécessaire, ce qui diminue la consommation d'énergie et les coûts opérationnels. Il offre un fonctionnement plus doux

et plus contrôlé permet de réduire le bruit et les vibrations et en réduisant les démarrages et arrêts brusques, le VSD diminue l'usure des composants mécaniques et électriques, prolongeant ainsi la durée de vie des équipements.

II.12 Purge régie par Elektronikon (ERD)

La purge est composée d'un capteur captatif qui est intégré au collecteur de purge et d'une valve pilote qui est installée à l'extérieur de celui-ci. Lorsque le collecteur est rempli au niveau du capteur captatif, un temporisateur d'ouverture de purge est activé. Pendant la durée de fonctionnement du temporisateur, les condensats supplémentaires sont recueillis et le niveau augmente, même au-delà de la position du capteur. Après l'écoulement du temps du temporisateur, la valve pilote (habituellement ouverte) est désactivée et le diaphragme ouvre la sortie, ce qui provoque l'évasion des condensats. Une fois que le capteur n'a plus de condensats détectés, un temporisateur de fermeture de purge est activé. Alors que ce temporisateur est en marche, la valve pilote poursuit la purge des condensats afin de garantir que la quantité de condensats restante est bien évacuée. La valve pilote est activée lorsque le temps du temporisateur est écoulé, la sortie se ferme rapidement sans perte d'air comprimé. [14]

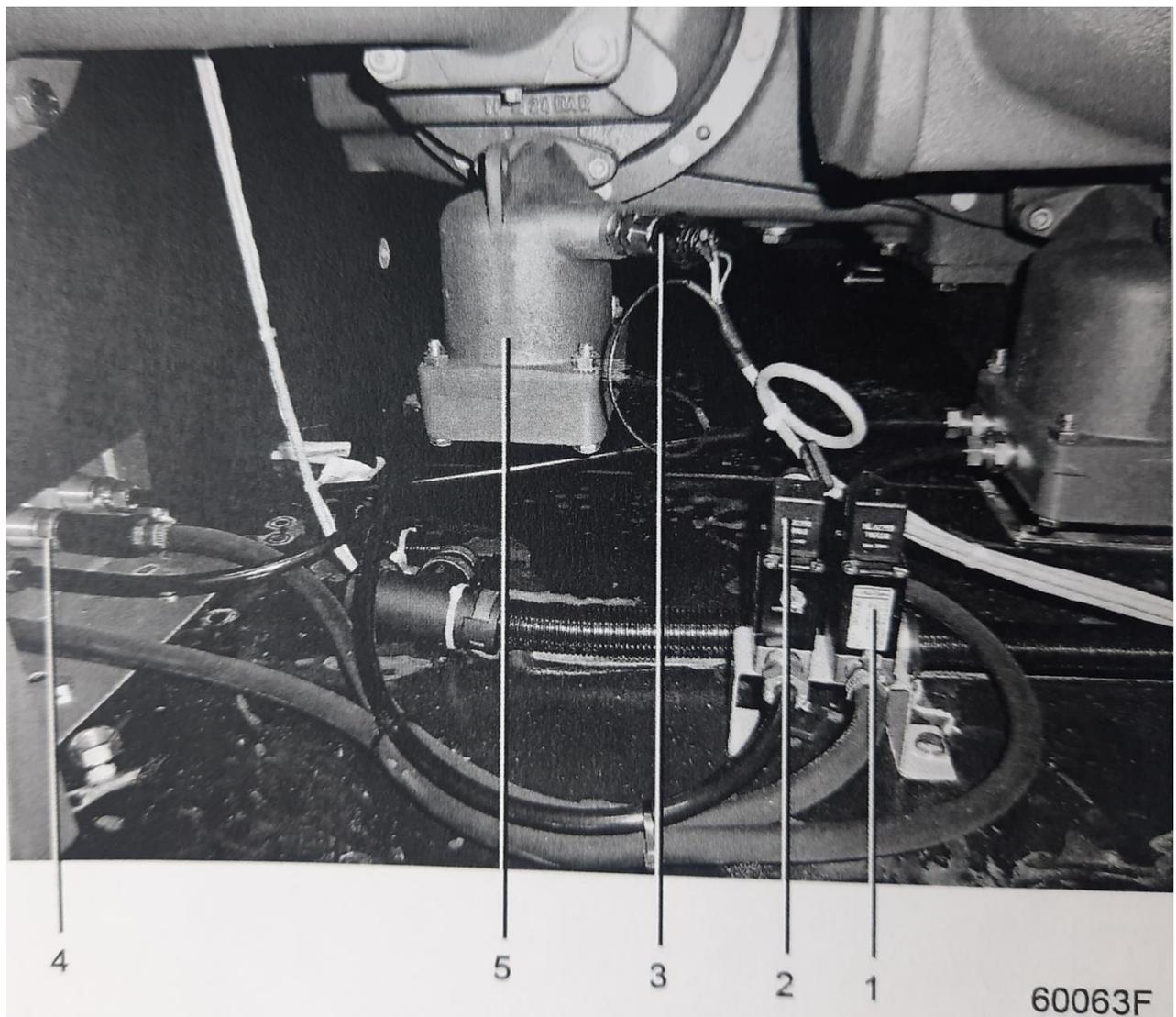


Figure II.7 Caractéristique de purge régie par Elektronikon [14]

Référence	Description
1	Electrovalve
2	Connecteur
3	Capteur
4	Douille
5	Réservoir de purge

Tableau II.3 Description et référence de système de purge.

II.13 Système de régulation

Le régulateur maintient la pression du réseau entre les limites programmables en chargeant et déchargeant automatiquement le compresseur en fonction de la consommation d'air.

II.13.1 Système de régulation de compresseur pendant la décharge

Si la consommation d'air est inférieure au débit d'air du compresseur, la pression du réseau augmente. Quand la pression du réseau atteint la limite supérieure de la pression de service (pression de décharge), l'électrovalve (Y1) est désactivée. Le plongeur de l'électrovalve (Y1) se déplace par la détente d'un ressort et arrête l'apport d'air de contrôle vers le déchargeur (UA).

Le refoulement d'air est arrêté (0%) et le compresseur marche en décharge. [14]

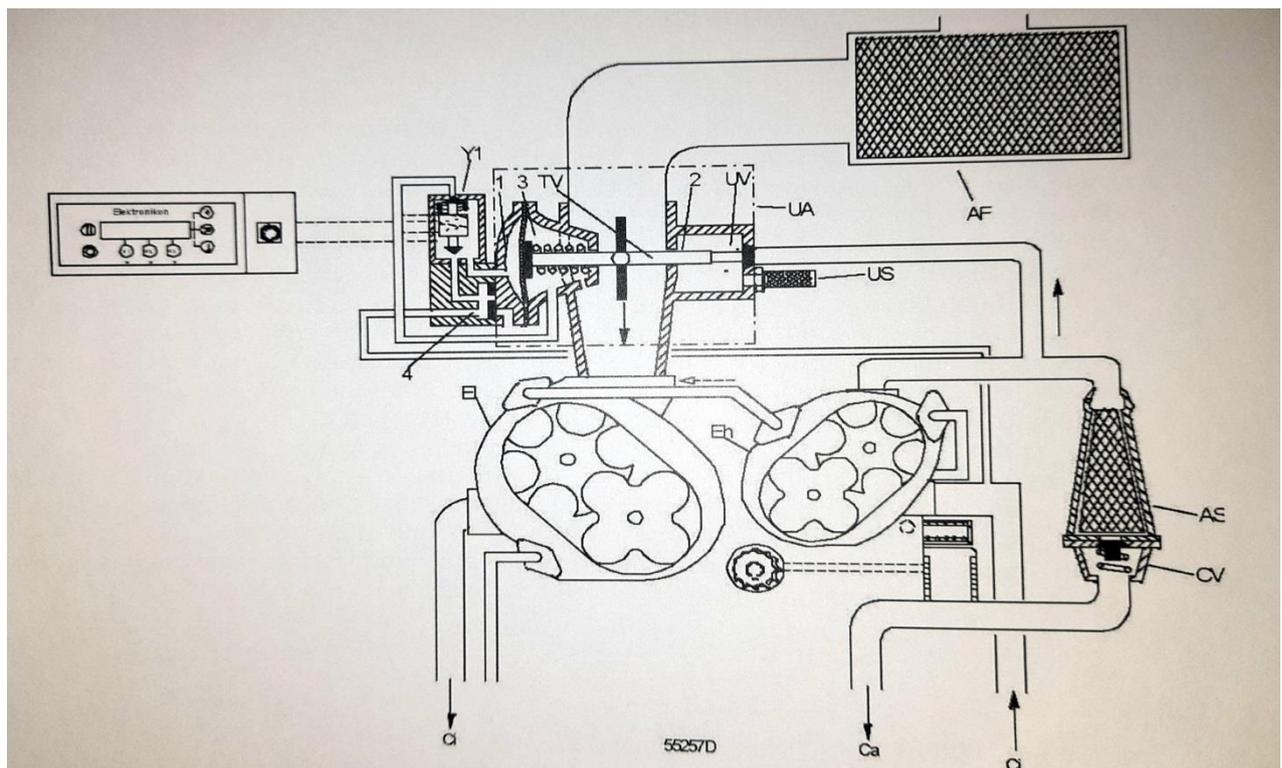


Figure II.8 Schéma de fonctionnement de la régulation du compresseur en état de décharge. [14]

Phase	Description
1	La pression de contrôle, libérée de la chambre (1) du déchargeur (UA), est conduite vers l'entrée de l'élément compresseur (EI) via l'électrovalve (Y1) et la chambre (3).
2	La différence de pression entre la chambre (1 et 3) étant éliminée, le plongeur (2) retourne par la détente d'un ressort et maintient la valve « tout/rien » (TV) en position fermée et la soupape de décharge (UV) en position ouvert.
3	L'air comprimé compris entre le clapet-retour (CV) et la soupape (UV) est déchargé via le silencieux (US). Le clapet-retour (CV) se ferme
4	Le vide règne dans le refroidisseur intermédiaire (Ci) entraînant le

déplacement du diaphragme (4) vers la gauche.

Tableau II.4 Description des phases (point) du fonctionnement de la régulation en état de décharges.

II.13.2 Système de régulation de compresseur pendant la charge

Quand la pression du réseau descend jusqu'à la limite inférieure de la pression de service (pression de charge), l'électrovalve (Y1) est activée. Le plongeur de l'électrovalve (Y1) se déplace à l'encontre de la tension d'un ressort et ouvre l'orifice d'apport d'air de contrôle vers le déchargeur (UA).

Le refoulement d'air reprend (100%) et le compresseur marche en charge [14]

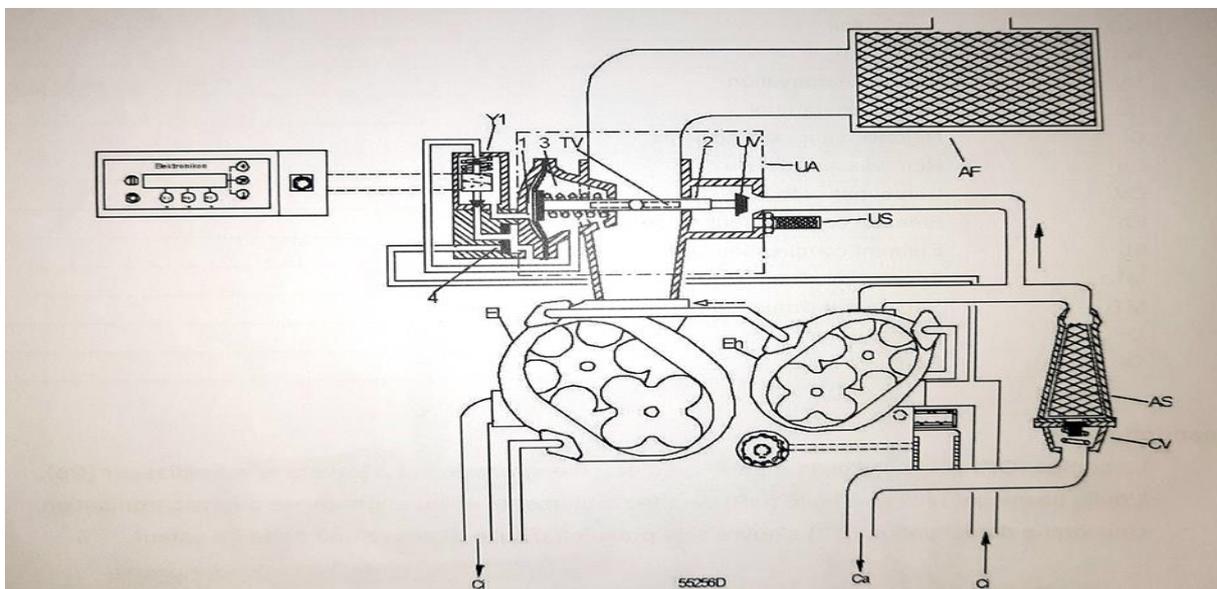


Figure II.9 Schéma de fonctionnement de la régulation du compresseur en état de charge. [14]

Phase	Description
1	Via l'électrovalve (Y1), la pression atmosphérique envahit la chambre (1) du déchargeur (UA). Cette pression étant plus élevée que celle en chambre(3), la valve « tout/rien » (TV) commence à s'ouvrir.
2	La pression monte dans le refroidisseur intermédiaire entraînant le déplacement du diaphragme (4) vers la droite. La différence de pression entre les chambres (1-3) augmente, le plongeur (2) se déplace à l'encontre de la tension d'un ressort jusqu'à ce que la valve (TV) soit entièrement ouverte et la soupape de décharge (UV) fermée.

Tableau II.5 Description des phases du fonctionnement de la régulation en état de charges.

II.14 Contrôleur Elektronikon™ Touch

1. Régulateur



Figure II.10 Le contrôleur Elektronikon™ Touch

Le régulateur maintient la pression de réseau entre les limites programmables en chargeant et déchargeant automatiquement l'unité (unités à vitesse fixe) ou en adaptant la vitesse du moteur (unités équipées de convertisseur de fréquence).

Un certain nombre de réglages programmables, comme le temps d'arrêt minimum, le nombre maximum de démarrages du moteur ainsi que plusieurs autres paramètres sont pris en compte. Le contrôleur arrête l'unité dès que possible pour réduire la consommation d'énergie et le redémarre automatiquement lorsque la pression de réseau diminue. Par exemple si la température de sortie de l'élément dépasse le niveau d'arrêt, l'unité s'arrête. L'écran du contrôleur l'indique. [14]

2. Tableau de contrôle

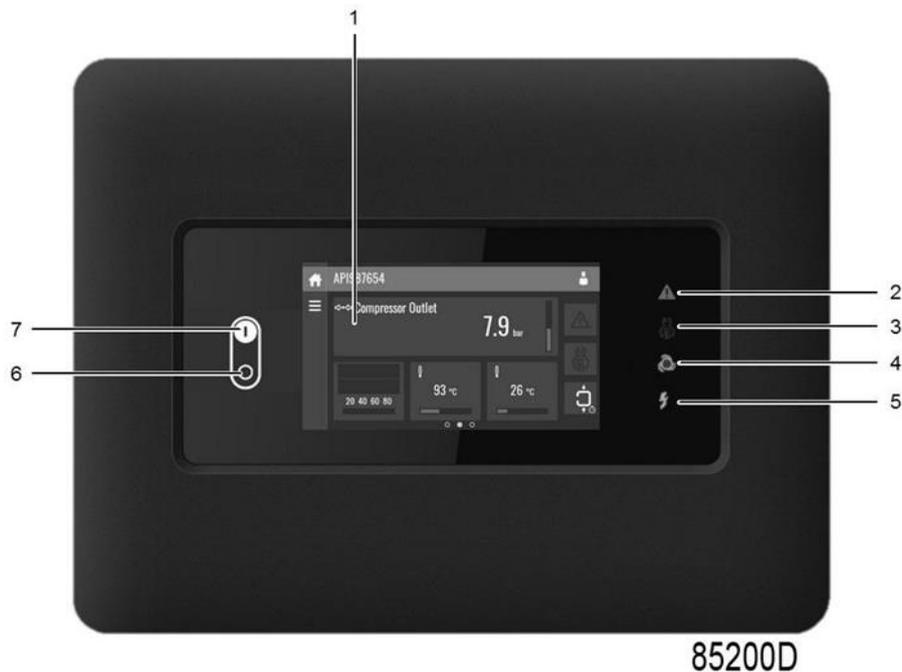


Figure II.11 Tableau de contrôle [14]

Désignation et fonction :

Référence	Désignation	Fonction
1	Ecran tactile	Indique l'état de marche de l'unité et affiche plusieurs icônes permettant de naviguer dans le menu. L'écran peut être utilisé par commande tactile.
2	Témoin d'avertissement	Clignote en cas de mise à l'arrêt, s'allume en cas de condition d'avertissement.
3	Témoin d'entretien	Allumé lorsque l'entretien est nécessaire.
4	Témoin de fonctionnement	Allumé lorsque l'unité fonctionne en marche automatique.
5	Témoin de tension	Indique que le système est sous tension.
6	Bouton Arrêt	Arrête l'unité.
7	Bouton Marche	Démarre l'unité. Le témoin de fonctionnement (4) s'allume. Le contrôleur est opérationnel.

Tableau II.6 Désignation des références de tableau de contrôle



Figure II.12 Structure des menus principaux. [14]

Il est possible d'utiliser le contrôleur en balayant les écrans et en touchant les icônes ou éléments de menu.

Parmi les menus de tableau de contrôle, on trouve le menu de réglage à partir de cet écran ci-dessus on peut citer les différentes visualisations, modifications et les réglages importants qu'on peut faire :



Figure II.13 Menu de réglage.

Fonction	Description
Points de consigne	Plusieurs points de consigne peuvent être modifiés en touchant cette icône.
Mode de commande	Le mode de commande peut être modifié en touchant cette icône. <ul style="list-style-type: none"> • Commande locale via les boutons marche/arrêt • Commande à distance via les entrées digitales • Commande LAN via le réseau. En commande à distance ou LAN, les boutons de marche/arrêt du contrôleur ne fonctionnent pas.
Langue d'affichage	La langue d'affichage du contrôleur peut être changée en touchant cette icône.
Décharge manuelle (uniquement sur les unités à vitesse fixe)	Toucher cette option amène la machine en mode de décharge manuelle jusqu'à ce que l'icône soit touchée à nouveau.
Horloge	Les horloges hebdomadaires peuvent être paramétrées en touchant cette icône.
Temporisation d'arrêt différé	Paramétrer et modifier la temporisation d'arrêt différé en touchant cette icône.
Smartbox interne	Permet de surveiller la qualité de réception de l'antenne interne. <div style="text-align: center;">  </div> Chaque barre représente 25 % de la puissance de réception.
Redémarrage automatique	Le redémarrage automatique peut être activé en touchant cette icône.

Tableau II.7 Description de fonction de menu de réglage. [14]

3) SMARTLINK

La machine est compatible avec SMARTLINK, une plateforme web d'Atlas Copco conçue pour surveiller les installations à air comprimé. Ce service élimine toutes les incertitudes pour rendre les visites d'entretien plus simples et faciles. Le journal d'entretien est accessible en un clic et aussi communiquer directement avec Atlas Copco via Internet pour demander rapidement des devis pour des pièces de rechange ou des services supplémentaires. .

- ✓ **SMARTLINK Uptime** : offre la maintenance de compresseurs. toutes les indications concernant le compresseur ZR400 (avertissements et arrêts par défaut) afin de prévenir les pannes.
- ✓ **SMARTLINK Energy** : maintient la performance d'équipement. Analyse en continu l'efficacité énergétique des compresseurs.

SMARTLINK apporte les améliorations nécessaires pour une surveillance énergétique conforme à la norme ISO50001. [14]

II.15 Avantages et inconvénient des compresseur ZR400 (VSD)

1) Avantages des compresseurs ZR400 VSD :

- ✓ **ÉCONOMIE D'ÉNERGIE** : Le compresseur ZR400 VSD est doté de la technologie d'entraînement à vitesse variable (VSD) qui suit avec précision la demande d'air en ajustant automatiquement la vitesse. Cela permet d'économiser de l'énergie et de réduire les coûts d'exploitation.
- ✓ **Fiabilité**: Le compresseur ZR400 VSD est conçu pour une fiabilité supérieure et dispose d'un amortisseur de pulsations et d'un système de refroidissement appropriés.
- ✓ **Air comprimé 100 % sans huile** : Le compresseur ZR400 VSD fournit de l'air comprimé 100 % sans huile. Cela signifie qu'il n'y a aucun risque d'impuretés ou de contamination dans l'air comprimé.
- ✓ **Efficacité exceptionnelle** : Le compresseur ZR400 VSD est équipé de la technologie VSD qui élimine complètement la décompression et la ventilation. Cela offre des performances supérieures et réduit les coûts d'exploitation.
- ✓ **Intensité sonore** : Le compresseur ZR-400 VSD est le premier au monde qui fonctionne avec 77 dB ce qui le rend silencieux.
- ✓ **Polyvalence** : Le compresseur ZR-400 VSD est polyvalent et peut être utilisé dans divers domaines tels que l'industrie alimentaire, la production chimique et la fabrication pétrochimique.

- ✓ **Durabilité** : Le compresseur ZR-400 VSD est conçu pour la durabilité et la résistance aux conditions de travail difficiles.

2) Inconvénient des compresseurs ZR400 VSD :

- ✓ **Coût élevé** : Le compresseur ZR400 VSD est un appareil de haute technologie qui nécessite un investissement initial important. Cela peut constituer un obstacle pour les entreprises aux budgets limités.
- ✓ **Risque de contamination** : Bien que le compresseur ZR400-VSD soit conçu pour fournir de l'air comprimé 100 % sans huile, il existe toujours un risque de contamination si les conditions d'entretien et de maintenance appropriées ne sont pas respectées.
- ✓ **Limites de performances** : le compresseur ZR400-VSD présente des limites de performances qui peuvent ne pas répondre aux exigences spécifiques de l'entreprise. Cela peut constituer un inconvénient pour les entreprises ayant une forte demande en air comprimé.

Le compresseur ZR400 VSD est un dispositif mécanique qui peut tomber en panne, vibrer et se corroder si les conditions d'entretien et de service ne sont pas respectées. Cela peut entraîner des coûts supplémentaires pour les réparations et l'entretien.

II.16 Conclusion

Dans ce chapitre, les composants essentiels du compresseur série ATLAS COPCO ZR-400 à vitesse variable (VSD) ont été exposés, ainsi que leurs caractéristiques et leur rôle dans le processus de production d'air comprimé. De plus, la tour de refroidissement a été présentée.

Dans le prochain chapitre, nous allons examiner l'étude thermodynamique.

CHAPITRE III

Introduction

Dans les processus industriels, la compression des gaz est utilisée pour transférer un gaz depuis une zone à basse pression vers la zone à haute pression. Cette compression est obtenue en réduisant mécaniquement le volume. La compression d'un gaz est accompagnée par une augmentation de température. Dans la plupart des cas on utilise le modèle de gaz parfait.

III.1 Travail du compresseur

Les fluides sont assimilés à des gaz parfaits au sens de la thermodynamique, c'est-à-dire régis par l'équation d'état suivante : [19]

$$Pv = rT \quad (\text{III-1})$$

Avec :

P : pression absolue du gaz [Pa].

v : volume massique du gaz [m^3/Kg].

T : température absolue [K].

r : constante massique du gaz parfait [$\text{J}/\text{Kg} \cdot \text{K}$].

Le travail utile W' dépensé dans une machine à échange continu de fluide se calcule en supposant la réversibilité mécanique par la formule :

$$W' = \int_{P_1}^{P_2} v dP \quad (\text{III.2})$$

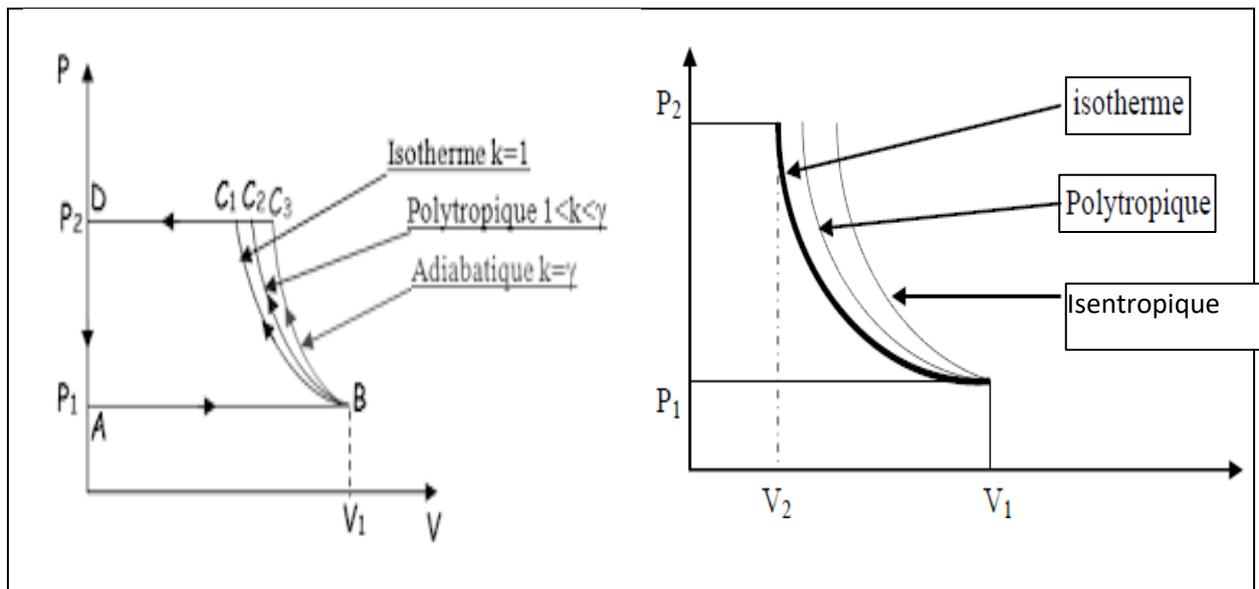


Figure III.1 : Evolutions thermodynamiques.

III.1.1 Compression isotherme

C'est une transformation s'effectuant à température constante dans le cas où le gaz évoluant est un gaz parfait, pour une unité de masse, on a $PV = \text{cste}$, c'est la loi de Mariotte.

L'expression du travail absorbé dans une telle transformation supposée réversible, pour une unité de masse de gaz.

$$P \neq \text{Constante}; \quad v = \frac{rT}{p}$$

Avec : $T = \text{Cste}$

$$W = \int v dP = \int \frac{rT}{p} dP = rT \int \frac{1}{p} dP$$

$$W = rT \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P}$$

$$W = rT \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

$$W' = W = rT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$PV = \text{cste}$

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{P_2}{P_1}$$

Donc :

$$W = rT \operatorname{Ln} \frac{v_1}{v_2} \quad (\text{III.3})$$

III.1.2 Compression isentropique

Le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (compression adiabatique) et la compression se fait sans frottement. Le gaz sortant sera plus chaud que le gaz entrant.

L'augmentation de température contribue également à l'augmentation de pression. La pression du gaz suit la loi de Laplace:

$$Pv^\gamma = \text{Cste}$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

Au cours de cette évolution, le gaz de l'état 1 (P_1, V_1, T_1) est amené à l'état 2 (P_2, V_2, T_2).

$$W' = \int_1^2 V dP$$

Avec : $Pv^\gamma = \text{cste}$

$$v^\gamma = \frac{\text{cste}}{P}$$

$$v = \left(\frac{\text{cste}}{P}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = (\text{Cste})^{\frac{1}{\gamma}} P^{-\frac{1}{\gamma}}$$

En remplaçant V :

$$W' = \int_1^2 \text{cste}^{\frac{1}{\gamma}} P^{-\frac{1}{\gamma}} dP$$

$$W' = (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} \int_1^2 P^{-\frac{1}{\gamma}} dP$$

$$W' = (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} \left[\frac{P^{-\frac{1}{\gamma}+1}}{1+\frac{1}{\gamma}} \right]$$

$$W' = (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} \left[\frac{P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} \left[P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Puisque $Pv^\gamma = P_1v_1^\gamma = P_2v_2^\gamma = \text{cste}$, on écrit :

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[(\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - (\text{cste})^{\frac{1}{\gamma}} P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[(P_2v_2^\gamma)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - (P_1v_1^\gamma)^{\frac{1}{\gamma}} P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[P_2^{\frac{1}{\gamma}} P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} v_2 - P_1^{\frac{1}{\gamma}} P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} v_1 \right]$$

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[P_2^{\frac{1+\gamma-1}{\gamma}} v_2 - P_1^{\frac{1+\gamma-1}{\gamma}} v_1 \right]$$

On déduit l'expression du travail massique :

$$W' = \frac{\gamma}{\gamma-1} (P_2v_2 - P_1v_1) = \frac{r\gamma}{\gamma-1} (T_2 - T_1) \quad (\text{III.4})$$

III.1.3 Compression polytropicque

Une transformation polytropicque et une modification de l'état thermodynamique d'un système avec un échange thermique partiel entre ce dernier et son environnement. Un état Polytropicque se classe donc entre le cas isotherme et le cas adiabatique. La loi d'évolution est alors appelée Polytropicque. Il faut remarquer que les évolutions isothermes et adiabatiques sont des cas particuliers et non des cas limitent. [19]

$$Pv^n = \text{cste} \quad (\text{III.5})$$

n: désigne le coefficient polytropicque tel que $1 < n < \gamma$

Pour une compression polytropicque d'un état initial (T_1, P_1) à un état final (T_2, P_2) :

On a:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\text{Ln} \left[\frac{T_2}{T_1} \right] = \text{Ln} \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$\text{Ln} \left[\frac{T_2}{T_1} \right] = \frac{n-1}{n} \text{Ln} \left[\frac{P_2}{P_1} \right]$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\text{Ln} \left[\frac{T_1}{T_2} \right]}{\text{Ln} \left[\frac{P_1}{P_2} \right]} = \text{Ln} \left[\left[\frac{T_2}{T_1} \right] / \left[\frac{P_2}{P_1} \right] \right] = K$$

$$n-1 = nk$$

$$n(1-k) = 1$$

Donc :

$$n = \frac{1}{1-k} \quad (\text{III.6})$$

Pour la transformation polytropique on a :

On a : $Pv^n = cste$

$$\text{Ln} Pv^n = \text{Ln}(cste) = cste$$

$$\text{Ln} P + n \text{Ln} v = cste$$

En différentiant

$$d(\text{Ln} P) + nd(\text{Ln} v) = d(cste) = 0$$

$$\frac{dP}{P} + n \frac{dv}{v} = 0$$

En multipliant par PV

$$Pv \frac{dP}{P} + nPv \frac{dv}{v} = 0$$

$$vdP + nPdv = 0$$

$$vdP = n(-Pdv)$$

$$\delta W' = n \delta W$$

$$n_{\theta} = 1 \quad \Rightarrow W'_{\theta} = W_{\theta} : \text{isotherme}$$

$$n_{\theta} = \gamma \quad \Rightarrow W'_s = W_{\theta} : \text{isentropique}$$

$$n = n \quad \Rightarrow W' = nW : \text{polytropique}$$

$$W = n \int_1^2 -P dv$$

$$W = n \int_1^2 -(cste V^{-n}) dv$$

$$W = -n(cste) \left[\frac{v^{n-1}}{n-1} \right]$$

$$W = n(cste) \left[-\frac{v_1^{n-1}}{n-1} - \frac{v_2^{n-1}}{n-1} \right]$$

$$W = \frac{n}{n-1} (cste) [v_2^{n-1} - v_1^{n-1}]$$

$$W = \frac{n}{n-1} (cste) \left[\left(\frac{v_2}{v_2^n} \right) - \left(\frac{v_1}{v_1^n} \right) \right]$$

$$W = \frac{n}{n-1} [P_2 v_2 - P_1 v_1]$$

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\frac{P_2 v_2}{P_1 v_1} - 1 \right]$$

On trouve :

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right]$$

Avec :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Donc on a :

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III.7})$$

III.2 Débits volumiques

La pression atmosphérique est de 101325 Pa, au niveau de mer elle vaut exactement 1 atm absolu.

La relation entre le débit massique et le débit volumique :

$$Q_m = \rho Q_v$$

Si on assimile l'air à un gaz parfait, on aura :

$$P v = rT$$

$$v = \frac{1}{\rho}$$

$$\rho = \frac{P}{rT} \quad (\text{III. 8})$$

Le débit volumique peut s'exprimer comme suite :

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad (\text{III. 9})$$

III.3 Travail théorique du compresseur

1) Travail théorique du Premier étage (Basse pression) :

$$W_{th1} = W_{th1} = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) \quad (\text{III. 10})$$

2) Travail théorique du deuxième étage (Haute pression) :

$$W_{th2} = W_{th1} = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1} (T_6 - T_5) \quad (\text{III. 11})$$

3) Travail théorique globale du compresseur :

$$W_{th.g} = W_{th1} + W_{th2} \quad (\text{III.12})$$

III.4 Rendement mécanique η_M

C'est le rapport de la puissance indiquée à la puissance effective fournie sur l'arbre du compresseur.

$$\eta_M = 0.85 \dots 0.95 \Rightarrow \text{Rendement mécanique de compresseur.} \quad (\text{III.13})$$

III.5 Rendement indique η_i

Ce rendement caractérise la compression réelle du fluide par rapport à la compression théorique. [20]

$$\eta_i = 0.6 \dots 0.76 \Rightarrow \text{Rendement indiqué du compresseur.} \quad (\text{III.14})$$

III.6 Rendement effectif du compresseur η_{eff}

$$\eta_{eff} = \eta_i * \eta_M \quad (\text{III.15})$$

Une relation de type de celle de Dehause peut être utilisée lorsqu'on ne dispose pas des données du constructeur.

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004(\tau - 5)^2 - \frac{0.5}{\tau - 0.3} \quad (\text{III.16})$$

Avec :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} : \text{Taux de compression}$$

III.7 Travail réel du compresseur

1) Travail réel du compresseur au niveau de premier étage BP :

$$W_{r_1} = \frac{W_{th1}}{\eta_{eff}} \quad (\text{III.17})$$

2) Travail réel du compresseur au niveau de deuxième étage HP :

$$W_{r_2} = \frac{W_{th2}}{\eta_{eff}} \quad (\text{III.18})$$

3) Travail réel globale du compresseur :

$$W_{r.g} = W_{r_1} + W_{r_2} \quad (\text{III.19})$$

III.8 Débit massique

$$Q_m = \rho_0 Q_{v_0} = \frac{Q_{v_0}}{V_0}$$

On a : $P_0 v_0 = rT_0$

$$\text{Donc : } v_0 = \frac{rT_0}{P_0}$$

$$Q_m = \frac{Qv_0}{V_0} = \frac{Qv_0}{\frac{rT_0}{P_0}} = \frac{P_0}{rT_0} * Qv_0 = \rho_0 Qv_0$$

$$Q_m = \frac{P_a Qv}{rT_a} \quad (III.20)$$

Avec :

$Qv \Rightarrow$ Débit volumique [m^3/h].

$P \Rightarrow$ La pression d'aspiration [bar].

III.9 Puissance du compresseur

$$\dot{w} = Q_m * W_r \quad (III.21)$$

III.10 Puissance effective de compresseur

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}}{\eta_M} \quad (III.22)$$

III.11 Application

L'étude réelle pour une compression de deux étage sera faite sur le compresseur à vis ATLAS COPCO ZR-400 (VSD). Pour une vitesse de rotation de 1450 tr/min, un rendement mécanique $\eta_M = 0.95$ et un rendement indique $\eta_i = 0.76$. Le compresseur délivre de l'air comprimé à une pression maximale de 8.5 Bar.

Les pressions et les températures intermédiaires sont illustrées dans le Tableau suivant :

Nbr d'étage	Température (K)	Pression (Bar)	Débit massique
Premier étage de compression (BP)	Entrée : 318.15	Entrée : 1.013	$Q_m = Q_{m1} = Q_{m2}$
	Sortie : 460.15	Sortie : 3	$Q_m = 0.965 \text{ m}^3/\text{s}$
Deuxième étage de compression (HB)	Entrée : 309.15	Entrée : 3	
	Sortie : 447.15	Sortie : 8.5	

Tableau III.1 Donnée de constructeur de Compresseur ZR-400 (VSD). [Annexe3]

III.12 Evolution de débit volumique dans les deux étages de compression

1) Calcul de débit volumique de premier étage

➤ Entrée étage Basse pression :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{rT_1} \quad (\text{III.8})$$

On a :

$$T_1 = 318.15 \text{ K} \quad \text{et} \quad P_1 = 1.013 \text{ bar.}$$

M : Masse molaire de l'air (0.029kg/mol).

$$\rho_1 = \frac{101300}{287.1 * 318.15} = 1.11 \text{ kg/m}^3$$

$$Qv_1 = \frac{Qm}{\rho_1} = \frac{0.965}{1.11} \rightarrow Qv_1 = 0.87 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{III.9})$$

➤ Sortie étage BP

Pour la sortie de l'étage de basse pression on a

$$T_2 = 460.15 \text{ K,}$$

$$P_2 = 3 \text{ bar}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{rT_2}$$

$$\rho_2 = \frac{3 \cdot 10^5}{287.1 * 460.15} = 2.27 \text{ kg/m}^3$$

Alors :

$$Qv_2 = \frac{Qm}{\rho_2} = \frac{0.965}{2.27} \rightarrow Qv_2 = 0.43 \text{ m}^3/\text{s}$$

2) Calcul de débit volumique de deuxième étage

➤ Entrée dans l'étage haute pression

$$T_5 = 309.15 \text{ K,}$$

$$P_5 = 3 \text{ bar}$$

$$\rho_5 = \frac{P_5}{rT_5}$$

$$\rho_5 = \frac{3 \cdot 10^5}{287.1 * 309.15} = 3.38 \text{ kg/m}^3$$

Donc le débit volumique sera :

$$Qv_5 = \frac{Qm}{\rho_5} = \frac{0.965}{3.38} \rightarrow Qv_5 = 0.27 \text{ m}^3/\text{s}$$

➤ Sortie de l'étage de haute pression

$$T_6 = 447.15 \text{ K}$$

$$P_6 = 8.5 \text{ Bar}$$

$$\rho_6 = \frac{8.5 \cdot 10^5}{287.1 \cdot 447.15} = 6.62 \text{ kg/m}^3$$

On aura:

$$Qv_6 = \frac{Qm}{\rho_6} = \frac{0.965}{6.62} \rightarrow Qv_6 = 0.15 \text{ m}^3/\text{s}$$

III.13 Calcul du travail théorique de chaque étage du compresseur

1) Travail théorique de 1er étage

$$W_{th1} = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) \quad (\text{III.10})$$

$$W_{th1} = \frac{1.4 \cdot 287.1}{1.4 - 1} (460.15 - 318.15)$$

$$W_{th1} = 142.688 \text{ Kj/Kg}$$

2) Travail théorique de 2eme étage

$$W_{th2} = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1} (T_6 - T_5) \quad (\text{III.11})$$

$$W_{th2} = \frac{1.4 \cdot 287.1}{1.4 - 1} (447.15 - 309.15)$$

$$W_{th2} = 138.669 \text{ Kj/Kg}$$

3) Calcul du travail théorique global du compresseur

$$W_{th.g} = W_{th1} + W_{th2} \quad (\text{III.12})$$

$$W_{th.g} = 142.688 + 138.669 = 281.357 \text{ Kj/Kg}$$

III.14 Calcul du rendement effectif

$$\eta_{eff} = \eta_i \times \eta_M = 0.76 \cdot 0.95 \quad (\text{III.15})$$

$$\eta_{eff} = 0.72$$

III.15 Calcul du travail réel de chaque étage du compresseur

1) Calcul du travail réel du 1er étage

$$W_{r_1} = \frac{W_{th1}}{\eta_{eff}} \quad (III.17)$$

$$W_{r_1} = \frac{142.688}{0.72}$$

$$W_{r_1} = 198.178 \text{ Kj/Kg}$$

2) Calcul du travail réel du 2eme étage

$$W_{r_2} = \frac{W_{th2}}{\eta_{eff}} \quad (III.18)$$

$$W_{r_2} = \frac{138.669}{0.72}$$

$$W_{r_2} = 192.596 \text{ Kj/Kg}$$

3) Calcul du travail réel global du compresseur

$$W_{r.g} = W_{r_1} + W_{r_2} \quad (III.19)$$

$$W_{r.g} = 198.178 + 192.596$$

$$W_{r.g} = 390.774 \text{ Kj/Kg}$$

III.16 Calcul de la puissance de chaque étage du compresseur

1) Calcul de la puissance au 1er étage

$$\dot{W}_1 = Q_m * W_{r_1} \quad (III.21)$$

$$\dot{W}_1 = 0.965 * 198.178$$

$$\dot{W}_1 = 191.24 \text{ KW}$$

2) Calcul de la puissance au 2ème étage

$$\dot{W}_2 = Q_m * W_{r_2}$$

$$\dot{W}_2 = 0.965 * 192.596 = 185.85 \text{ KW}$$

3) Calcul de la puissance globale de compresseur

$$\dot{W} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 = 191.24 + 185.85$$

$$\dot{W} = 377.09 \text{ KW}$$

III.17 Calcul de la puissance effective du compresseur

1) Calcul de la puissance au 1er étage

$$\dot{W}_{e_1} = \frac{\dot{W}_1}{\eta_M} = \frac{191.24}{0.95} \quad (\text{III.22})$$

$$\dot{W}_{e_1} = 201.305 \text{ KW}$$

2) Calcul de la puissance au 2eme étage

$$\dot{W}_{e_2} = \frac{\dot{W}_2}{\eta_M} = \frac{185.85}{0.95}$$

$$\dot{W}_{e_2} = 195.632 \text{ KW}$$

3) Calcul de la puissance effective globale de compresseur

$$\dot{W}_{eg} = \dot{W}_{e_1} + \dot{W}_{e_2} = 201.305 + 195.632$$

$$\dot{W}_{eg} = 396.937 \text{ KW}$$

Les résultats calculés sont présentés sur le tableau :

Paramètres	1 ^{er} étage	2 ^{ème} étage	Totale
Travail théorique (KJ/Kg)	142.688	138.669	281.357
Travail réel (KJ/Kg)	198.178	192.596	390.774
Puissance de compresseur (KW)	191.24	185.85	377.09
Puissance effective (KW)	201.305	195.632	396.937

Tableau III.2 Résultats des calculs.

III.18 Discussion et interprétation des résultats :

- 1) Pour vérifier la validité de nos calculs thermodynamiques, nous avons comparé nos résultats avec ceux du fabricant du compresseur ZR-400 fourni dans le catalogue joint en Annexe 3.

Il est évident que nos résultats correspondent parfaitement à ceux du constructeur, ce qui signifie que les résultats sont acceptables.

Paramètre	Puissance effective		Erreur %
	Calculs thermodynamiques	Données de constructeur	
ZR-400 (VSD)	396.937	400	0.766 %

Tableau III.3 Comparaison des résultats aux données de constructeur.

2) Travail réel (W_r) : $W_r = 390.77 \text{ Kj/kg}$

- Le travail réel est plus élevé que le travail théorique en raison des pertes internes du compresseur telles que les pertes par frottement, les dissipations thermiques et autres inefficacités inhérentes au processus.
- La différence entre le travail théorique et le travail réel ($W_r - W_{th} = 390.77 - 281.357 = 109.412 \text{ kJ/kg}$) montre l'énergie perdue principalement en chaleur et frottements internes.

3) **Rendements** : Les rendements indiqués et effectifs sont assez proches, ce qui signifie que la majorité des pertes se produisent dans le processus de compression lui-même, plutôt que dans les composants mécaniques.

4) **Puissances** : La différence entre la puissance et la puissance effective ($\dot{W}_e - \dot{W} = 396.937 - 377.09 = 19.847 \text{ KW}$) représente les pertes globales du système, y compris les pertes thermiques et les inefficacités de conversion.

III.19 Conclusion

Dans ce chapitre, notre travail est basé sur des calculs de performances, travail réel et puissance effectives du compresseur.

Les valeurs trouvées par différents calculs thermodynamiques ont été comparées aux valeurs du constructeur. On remarque que les résultats sont satisfaisants.

Chapitre IV

Introduction

L'écoulement réel d'un fluide est plus complexe que l'écoulement idéal d'un fluide. En effet, la viscosité du liquide crée des forces de friction entre les particules liquides et la paroi, et entre les particules elles-mêmes. Les résultats expérimentaux, notamment ceux de l'ingénieur et physicien britannique Osborne Reynolds, sont utilisés pour résoudre des problèmes pratiques d'écoulement.

Dans ce chapitre, nous allons calculer les pertes de charge dans une conduite de 100 mètres reliant la machine motrice (compresseur ZR-400) à la souffleuse. Cette conduite contient 12 coudes (4 coudes de 45° et 8 coudes de 90°), 5 vannes d'arrêt et 3 vannes papillon.

IV.1 Régimes d'écoulement

Reynolds (1883) a effectué des expériences sur l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne où un filet de liquide coloré entre. Ces expériences ont démontré l'existence de trois régimes d'écoulement : laminaire, transitoire et turbulente.

Le nombre de Reynolds (Re) est un nombre sans dimension qui permet de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent, comme le montre Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (\text{IV.1})$$

P : Masse volumique de fluide en (Kg/m^3).

ν : Viscosité cinématique en ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$).

μ : Viscosité dynamique du fluide en ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$).

$$\mu = 1.458 \cdot 10^{-6} \frac{T^{\frac{3}{2}}}{101.4 + T} \quad (\text{Loi valable pour l'air : } 100 < T < 2000 \text{ K}). \quad (\text{IV.2})$$

D : Diamètre de la conduite (m).

V : Vitesse moyenne (m/s).

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\rho = \frac{P}{rT}$$

L'expérience nous montre que :

Re	Régime d'écoulement
$Re < 2000$	Laminaire
$2000 < Re < 10^5$	Transitoire
$Re > 10^5$	Turbulent

Tableau IV.1 Régimes d'écoulement. [21]

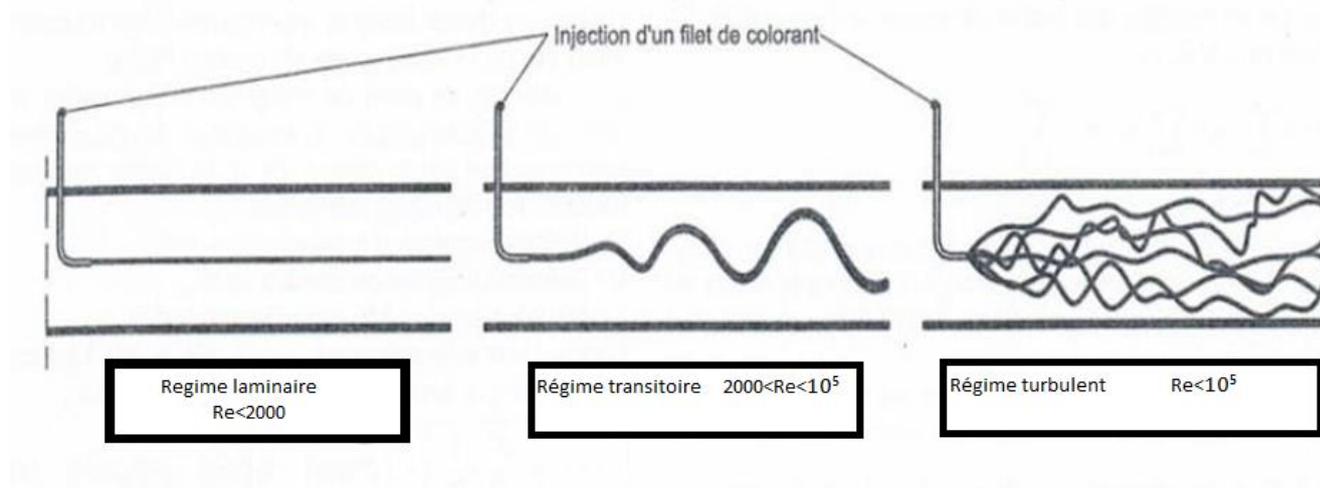


Figure IV.1 Types des régimes d'écoulements

IV.2 Profil des vitesses

Lorsqu'un fluide visqueux circule dans un tuyau, plus l'on se rapproche du centre, plus le liquide circule vite. Plus l'on se rapproche des parois, plus le fluide est lent. [2] La vitesse à la distance y de l'axe est donnée, en fonction de la vitesse moyenne, par la formule : [21]

$$V(y) = 2 \cdot V_{moy} [1 - (y/r)^2] \quad (IV.3)$$

La répartition des vitesses est parabolique, (Figure IV.2). La vitesse maximale (pour $y=0$) est double de la vitesse moyenne : [21]

$$V_{max} = 2 \cdot V_{moy} \quad (IV.4)$$

La vitesse moyenne :

$$V_{moy} = \frac{Q_v}{S} \quad (IV.5)$$

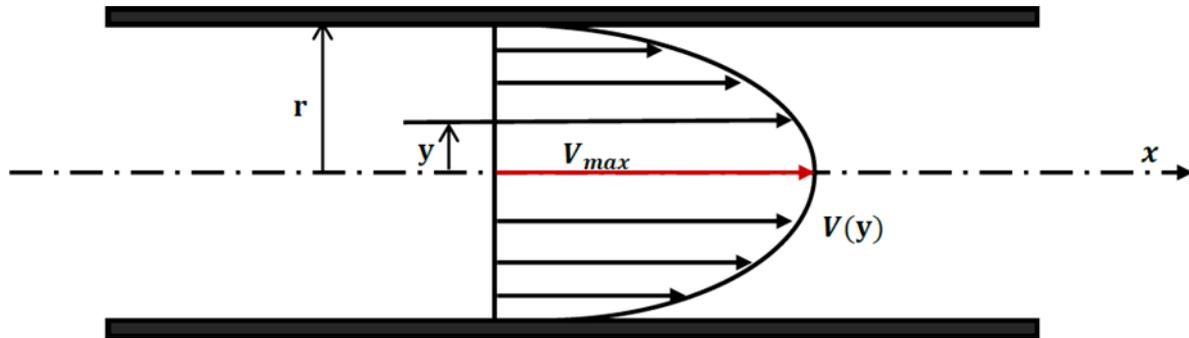


Figure IV.2 Profile de vitesse en régime laminaire.

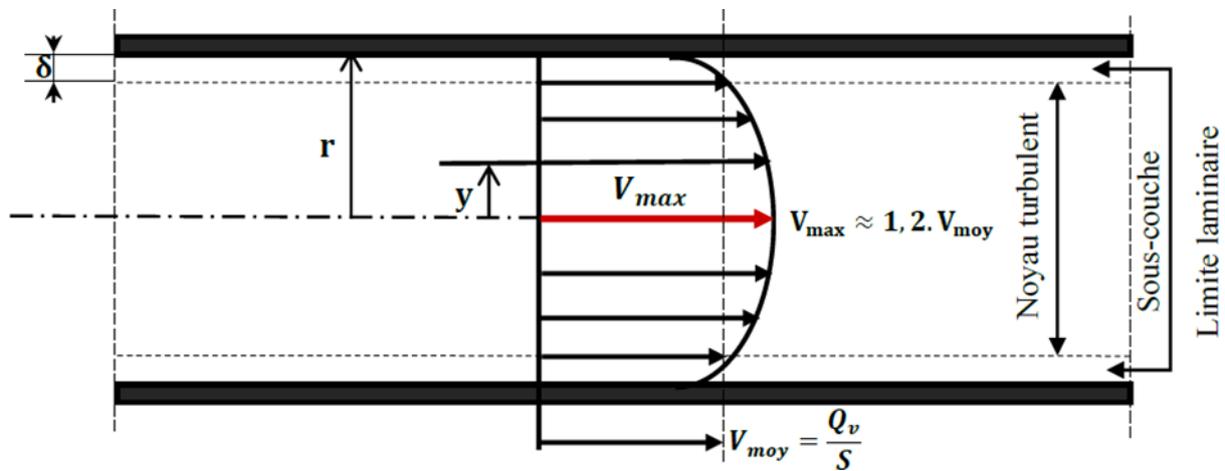


Figure IV.3 Profile de vitesse en régime turbulent.

IV.3 Théorème de Bernoulli

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \Delta H_{1,2} \quad (IV.6)$$

$\Delta H_{1,2}$: Pertes de charges [m]

$$P_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} + \rho g Z_1 = P_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} + \rho g Z_2 + \Delta P_{1,2} \quad (IV.7)$$

Ou ;

$$\Delta P_{1,2} = \rho g \Delta H_{1,2} \quad (IV.8)$$

IV.4 Pertes de charges

En mécanique des fluides, la perte de charge correspond à la dissipation de l'énergie mécanique d'un fluide en mouvement. Le plus souvent, le terme de perte de

charge quantifie la perte de pression, entre deux points distants, générée par les frottements du fluide sur la paroi interne d'une canalisation. [22]

$$\Delta P_{\text{totale}} = \Delta P_{\text{singulière}} + \Delta P_{\text{linéaire}} \quad (\text{IV.9})$$

IV.4.1 Pertes de charge linéaires

L'équation de Darcy pour les pertes de charge est une amélioration de l'équation de prony (pour l'effet des parois) et un développement de l'équation de borda-carnot (pour l'effet des changements de section). Elle a été développée par Henry Darcy, avant d'être modifiée par Julius Weisbach en 1845, qui lui donna sa forme actuelle. La pression d'un fluide réel diminue tout au long d'une canalisation dans laquelle il s'écoule à cause du frottement lié à sa viscosité, ce frottement provoque une perte de pression dite Perte de charge linéaire.

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur ; il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par une longueur (L), dans un tuyau de diamètre (D) apparaît une perte de pression.

ΔP exprimée sous la forme suivante :

$$\rho g \Delta H = \Delta P_L = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{IV.10})$$

$$V = \frac{4Qv}{\pi D^2} \quad (\text{IV.11})$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{8\lambda L}{\pi^2 r T} \frac{Qv^2}{D^5} \quad (\text{IV.12})$$

r : Constante du gaz.

T : Température du fluide

IV.4.1.1 Coefficient de perte de charge linéaire (λ)

Le coefficient de perte de charge linéaire λ dépend de la vitesse de fluide, Viscosité du fluide et la rugosité du tube.

IV.4.1.2 Détermination de coefficient de perte de charge linéaire (λ)

Plusieurs méthodes permettent de définir le coefficient de perte de charge. L'une des plus connues recourt au diagramme de Moody, qui est un abaque permettant de

déterminer le coefficient de perte de charge à partir du nombre de Reynolds et de la rugosité de la conduite. Il est également possible de calculer directement ce paramètre à partir de corrélations qui sont à la base du diagramme du Moody :

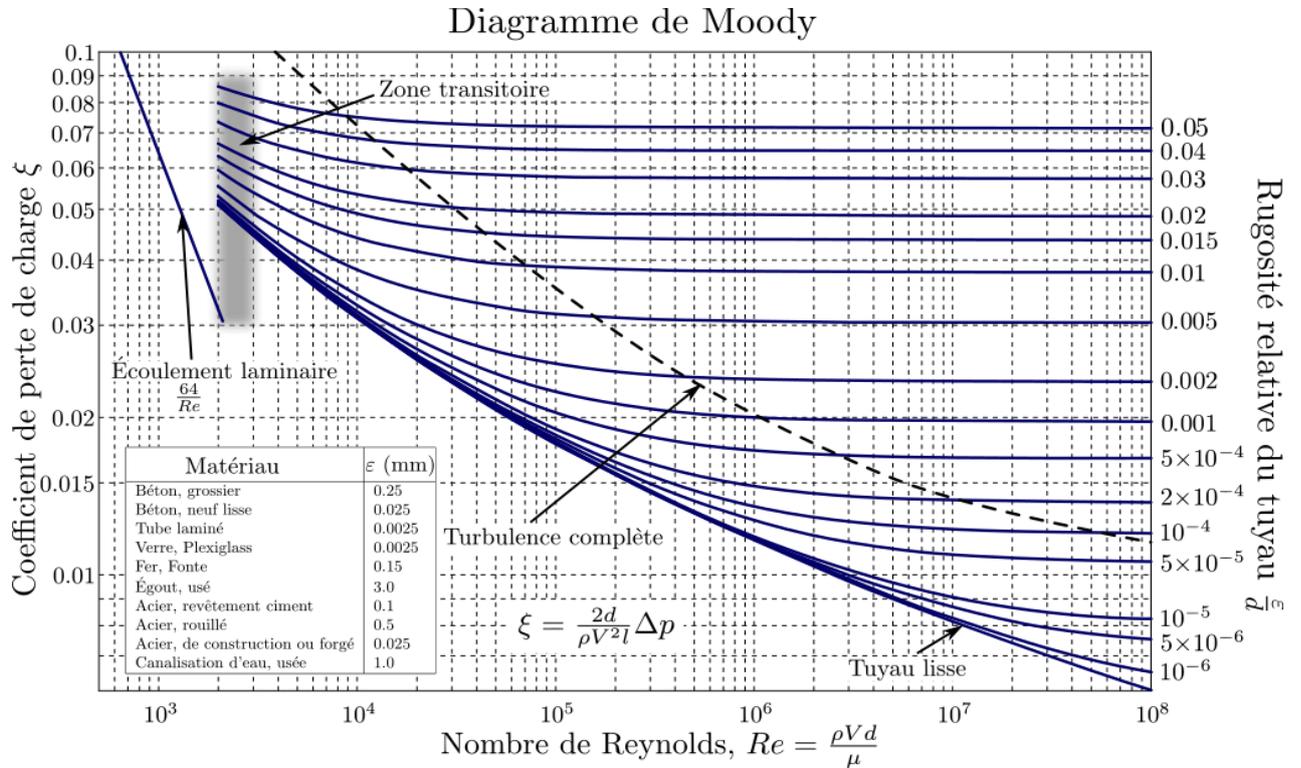


Figure IV.4 Diagramme de Moody

Rugosité pour quelques types de matériaux :

Matériau	Rugosité (mm)	Matériau	Rugosité (mm)
Fer forgé	0.12-0.3	Béton rugueux	0.9-1.5
Conduite rivée	0.75-1.05	Acier, rouillé	0.5
Galvanisé	0.15-0.3	Tube laminé	0.0025
Béton, neuf lisse	0.025	Acier, revêtement ciment	0.1

Tableau IV.2 Rugosité de quelques matériaux.

1) Cas écoulement laminaire $Re < 2000$

Dans ce cas on a le coefficient λ en fonction de nombre de Reynolds, l'état de la surface et la rugosité n'intervient pas. Pour un écoulement laminaire dans tube circulaire Re inférieur à 2000, on obtient l'expression de λ par identification avec la loi de Hagen-poiseuille:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{IV.13})$$

2) Cas d'un écoulement turbulent : $Re > 10^5$

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient d'en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité ε de la canalisation.

Corrélation de Blasius, la plus simple, mais sa validité se réduit aux conduites parfaitement lisses (verre, PVC,...) :

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (\text{IV.14})$$

Corrélation de **Colebrook**, également connue sous le nom d'équation de Colebrook-White :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{IV.15})$$

L'utilisation directe de cette formule demanderait, du fait de sa forme implicite, un calcul par approximations successives. Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook.

Remarque :

En régime turbulent, certains auteurs précisent le champ d'application des formules précédentes, en fonction du produit $Re \frac{\varepsilon}{D}$ caractérisant la rugosité des conduites [23]

1) Pour $Re \frac{\varepsilon}{D} < 65$

- Pour $2300 < Re < 10^5$: Formule de Blasius indiquée ci-dessus ;
- Pour $Re > 10^6$: Formule de Prandtl et v. Kármán :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} (Re \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (\text{IV.16})$$

2) Pour $Re \frac{\varepsilon}{D} > 1300$

- Formule de Nikuradzé : $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \left(\frac{D}{\varepsilon} \right) + 1.14$ (IV.17)

- Formule de Moody : $\lambda = 0.0055 + 0.15 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{\frac{1}{3}}$ (IV.18)

IV.4.2 Perte de charge singulière

Les pertes de charge singulières sont essentiellement causées par des ruptures de conduites, , c'est-à-dire toute altération géométrique de la conduite. Les changements de direction (coudes, tés), les changements de section, les vannes ou robinets, les appareils de mesure, etc. peuvent être comptés. On peut calculer la perte de charge spécifique d'un accident ou utiliser des tables (abaques) où une représentation graphique à partir de grandeurs simples donnera un résultat. En fonction du nombre de ces accidents, les pertes de singulières augmenteront.

La perte de charge singulière peut être déterminée par l'une des deux relations suivantes :

Ainsi que les expériences le montrent, dans beaucoup de cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse et donc on a adapté la forme suivante d'expression : [24]

$$\Delta P_s = K \frac{\rho V^2}{2} \quad [Pa] \quad (\text{IV.19})$$

$$\frac{\Delta P}{P} = K \frac{8L\lambda}{\pi^2 r T} \frac{Qv^2}{D^4} \quad (\text{IV.20})$$

IV.4.2.1 Cas des coudes

Dans les pertes de charges dans les coudes sont calculé à l'aide de l'annexe 2, on désignant le coefficient de pertes de charges à partir de type de de coude.

Avec : K : coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

IV.4.2.2 Cas des vannes

Des vannes sont utilisées dans les aménagements hydroélectriques pour isoler un composant du reste, Elles sont donc entièrement fermées ou entièrement ouvertes, La régulation de débit est assurée par les aubes du distributeur, les pales de la roue ou les vannes à pointe de la turbine, La perte de charge produite par l'écoulement à travers une vanne ouverte dépend du type de vanne, La Figure II.5 montre la valeur de K_v pour différents types de vannes (A, Piqueras, 1993).

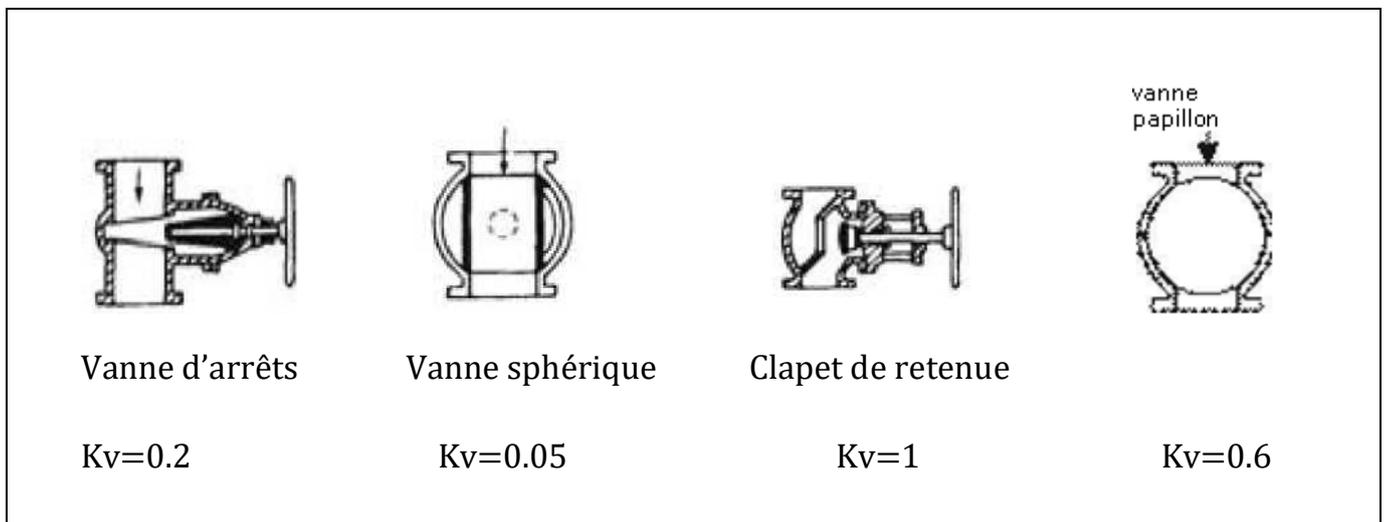


Figure IV.5 Coefficients de perte de charge singulière pour un écoulement à travers des vannes

IV.5 Application numérique

IV.5.1 Calcul de pertes de charges linéaire

D'après l'équation (IV.9) :

$$\Delta P_L = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{IV.10})$$

1) Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \quad (IV.1)$$

L'air comprimé sort du booster avec une température plus élevée que l'entrée ($T = 103^\circ\text{C} = 376.15 \text{ K}$) et une pression ($P = 40 \text{ bar}$) pour circuler dans la conduite et faire servir les machines qui ont besoin d'air comprimé.

Donc, on a besoin de calculer le débit volumique et la masse volumique de l'air comprimé à l'entrée de la conduite.

On a :

$$P = 40 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad , \quad T = 376.15 \text{ K}$$

Alors : on calcule premièrement la masse volumique de fluide :

$$\rho = \frac{P}{rT} = \frac{40 \cdot 10^5}{287.1 \cdot 376.15}$$

$$\rho = 37.03 \text{ kg/m}^3$$

Deuxièmement on calcule le débit volumique :

$$Qv = \frac{Qm}{\rho} = \frac{0.965}{37.03} = 0.026 \text{ m}^3/\text{s}$$

Il va falloir aussi calculer la vitesse moyenne d'écoulement

$$Vmoy = \frac{Qv}{S} = \frac{4Qv}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0.026}{3.14 \cdot (0.07)^2} \quad (IV.5)$$

$$Vmoy = 5.72 \text{ m/s}$$

L'équation (IV.2) nous donne :

$$\mu = 1.458 \cdot 10^{-6} \frac{T^{\frac{3}{2}}}{101.4 + T} = 1.81 \cdot 10^{-5}$$

Enfin on peut calculer le Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{44.5 \cdot 5.72 \cdot 0.07}{1.81 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re = 984408.84$$

On peut constater que $Re > 10^5$

Donc l'écoulement est turbulent.

2) Détermination du coefficient de frottement (λ)

Pour la détermination du coefficient de frottement, on a deux choix pour le déterminer car on a un écoulement turbulent ($Re > 10^5$), Voici en dessus les deux choix de détermination :

1. A l'aide de de corrélation de Colebrook, également connue sous le nom d'équation de Colebrook-White (IV.14) :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (IV.16)$$

2. A l'aide de diagramme de Moody (Figure IV.4)

Pour déterminer le coefficient de frottement a l'aide de diagramme de Moody, il faut avoir le nombre de Reynolds et la valeur de la rugosité relative. Etant donné que le matériau utilisé dans la conduite est l'Acier, revêtement ciment : Donc la rugosité absolue $\varepsilon = 0.1 \text{ mm}$.

On a: $Re = 984408.84$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0001}{0.071} = 0.001408$$

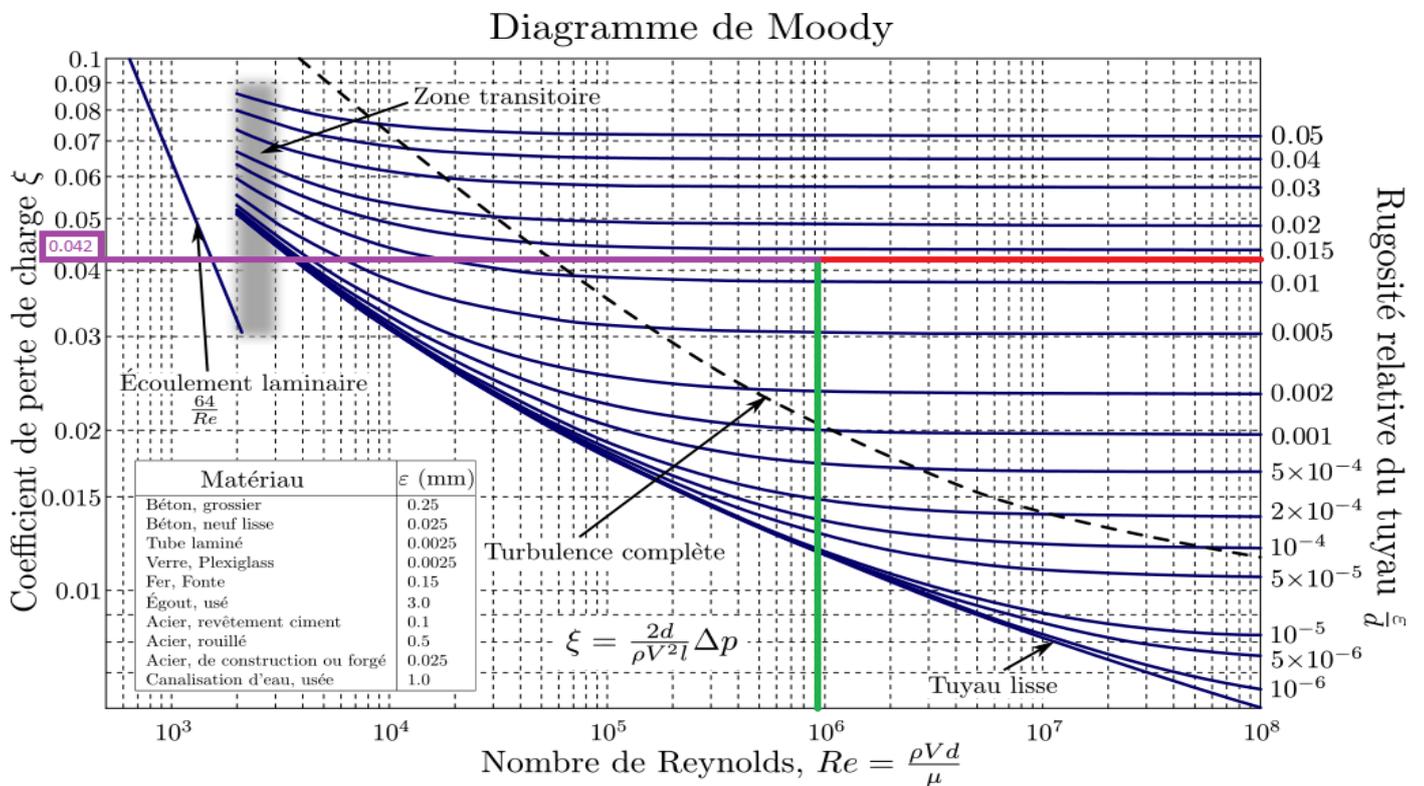


Figure IV.6 Détermination de Coefficient de frottement du diagramme de Moody.

Nous obtenons la valeur approximative de (λ)

Donc on prend $\lambda = 0.042$

Maintenant quand on a toutes les valeurs indiquées sur la formule de pertes de charge linéaire allons la calculer

$$\Delta P_L = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{\rho V^2}{2} = 0.042 * \frac{100}{0.07} * \frac{44.5 * (5.72)^2}{2 * 9.81} \quad (\text{IV.10})$$

On aura

$$\Delta P_L = 4452.5 \text{ Pa}$$

IV.5.2 Calcul de perte de charge singulière

Pour calculer les pertes de charge singulières totales dans la conduite, il faut calculer d'abord les pertes de charges singulières dans les coudes et les vannes. Puis les additionner pour trouver enfin les pertes de charges singulières totales.

$$\Delta P_s = K * \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta P_T = \Delta P_{s_{ct}} + \Delta P_{s_{vt}}$$

Donc voici les étapes de calculs des pertes de charges singulières

1) Détermination de coefficient Perte de charge singulière

Suivant l'annexe 2 on trouve que :

A. Le coefficient de pertes de charge en coude

✚ Pour le coude de 45° degré : $K_c = 0.5$

✚ Pour le coude de 90° degré : $K_c = 0.8$

B. Le coefficient de pertes de charges en vanne

Suivant la **Figure IV.5**

✚ Kvanne d'arrêt = 0.2

✚ Kvanne papillon = 0.6

Maintenant on calcule les pertes de charges pour chaque coudes

2) Calculs de Pertes de charge pour chaque coude

- Pour les coudes de 45°

$$\Delta P_{S_{c1}} = K_c * \frac{\rho V^2}{2g} = 0.5 * \frac{44.5 * (5.72)^2}{2 * 9.81}$$

$$\Delta P_{S_{c1}} = 37.10 \text{ Pa}$$

Puisque la conduite contient (4) coude de 45° dans la conduite donc :

$$\Delta P_{S_{c1}} = 4 * 37.10$$

$$\Delta P_{S_{c1}} = \mathbf{184.42 \text{ Pa}}$$

- Pour les coudes de 90°

$$\Delta P_{S_{c2}} = K_c * \frac{\rho V^2}{2g} = 0.8 * \frac{44.5 * (5.72)^2}{2 * 9.81}$$

$$\Delta P_{S_{c2}} = 59.37 \text{ Pa}$$

Puisqu'on a quatre (8) coude de 90° dans la conduite donc :

$$\Delta P_{S_{c2}} = 8 * 59.37$$

$$\Delta P_{S_{c2}} = \mathbf{474.93 \text{ Pa}}$$

- Pertes de charges totales des coudes

$$\Delta P_{S_{cT}} = \Delta P_{S_{c1}} + \Delta P_{S_{c2}} = 184.42 + 474.93$$

$$\Delta P_{S_{cT}} = \mathbf{659.35 \text{ Pa}}$$

3) Pertes de charge de chaque vanne

- Pertes de charge de vanne d'arrêt

$$\Delta P_{S_{v1}} = K_{v1} * \frac{\rho V^2}{2g} = 0.2 * \frac{44.5 * (5.72)^2}{2 * 9.81}$$

$$\Delta P_{S_{v1}} = 14.84 \text{ Pa}$$

On a (05) cinq vanne d'arrêt, Alors :

$$\Delta P_{S_{v1}} = 5 * 14.84$$

$$\Delta P_{S_{v1}} = \mathbf{74.2 \text{ Pa}}$$

- Pertes de charge de vanne papillon

$$\Delta P_{S_{v2}} = K_{v2} * \frac{\rho V^2}{2g} = 0.6 * \frac{44.5 * (5.72)^2}{2 * 9.81}$$

$$\Delta P_{S_{v2}} = 44.52 \text{ Pa}$$

Puisque la conduite contient (03) cinq vanne papillon, donc on aura ;

$$\Delta P_{S_{v2}} = 3 * 44.52$$

$$\Delta P_{S_{v2}} = 133.56 \text{ Pa}$$

➤ Les pertes de charges Totales dans les vannes :

$$\Delta P_{S_{vt}} = \Delta P_{S_{v1}} + \Delta P_{S_{v2}} = 74.2 + 133.56$$

$$\Delta P_{S_{vt}} = 207.76 \text{ Pa}$$

Enfin on peut calculer les pertes de charges singulières totales dans la conduite :

$$\Delta P_{S_T} = \Delta P_{S_{ct}} + \Delta P_{S_{vt}} = 659.35 + 207.76$$

$$\Delta P_{S_T} = 867.11 \text{ Pa}$$

IV.5.3 Calcul de perte de charge totale dans la conduite

$$\Delta P_T = \Delta P_{S_T} + \Delta P_{L_T} = 867,11 + 4452,5 \quad (\text{IV.9})$$

$$\Delta P_T = 5319.61 \text{ Pa}$$

IV.6 discussion et interprétation des résultats

1) Vitesse moyenne du fluide :

$V_{moy} = 5.72 \text{ m/s}$, à de telles vitesses, des pertes de pression importantes peuvent se produire en raison de l'augmentation du frottement et des turbulences. Le contrôle de cette variable est important pour optimiser l'efficacité du système.

2) Masse volumique :

La densité du liquide, calculée à 44.5 kg/m^3 , affecte directement les pertes de charge linéaires et singulières. Une densité accrue augmente la friction interne du fluide, augmentant ainsi sa résistance à l'écoulement.

3) Nombre de Reynolds :

Un nombre de Reynolds de 984408.84 indique des conditions d'écoulement turbulentes. L'écoulement turbulent provoque une chute de pression accrue en raison de l'augmentation des forces de friction et des turbulences internes.

4) Coefficient de perte de charge linéaire :

Le coefficient de perte de charge linéaire est estimé relativement élevé à 0,042. Cela reflète l'effet combiné du frottement entre le fluide et la paroi de la conduite. Ce facteur est déterminé par plusieurs facteurs, notamment la rugosité de la paroi interne du tuyau et la vitesse du fluide. Il est important de réduire ce facteur pour minimiser la perte de pression sur de longues distances.

5) Pertes de charge linéaire totale dans la conduite :

Cette valeur représente la résistance à l'écoulement due au frottement sur une longueur de canalisation de 100 mètres. Ces pertes sont importantes dans les systèmes longue distance et doivent être prises en compte lors du choix d'un compresseur pour garantir une pression suffisante en fin de ligne.

6) Pertes de charges dans les coudes :

La chute de pression dans les coudes est de 659.35 Pa. Les coudes, en particulier ceux de 90°, provoquent des perturbations de l'écoulement, entraînant et augmentant les turbulences et la résistance. Réduire le nombre de coudes et utiliser des coudes à rayon plus grand peuvent réduire ces pertes.

7) Pertes de charges dans les vannes :

La perte de pression à travers les vannes est de 207.76 Pa. Les vannes d'arrêt et les vannes papillon augmentent la résistance à l'écoulement. Ces pertes peuvent être réduites en utilisant des vannes de haute qualité avec de faibles coefficients de perte et en les plaçant stratégiquement.

8) Pertes de charge singulière :

Les pertes de charge singulière, y compris les pertes dues aux coudes et aux vannes, s'élèvent au total à 867.11 Pa. Ces pertes représentent la résistance supplémentaire introduite par les composants de la tuyauterie. Une conception soignée et une sélection appropriée des composants peuvent réduire ces pertes.

9) Pertes de charge totale dans la conduite :

La perte de pression totale dans la conduite est de 5319.61 Pa. Cette valeur, somme des pertes de charge linéaires et singulières, représente la pression supplémentaire requise par le compresseur pour maîtriser la résistance totale du système de tuyauterie. Comprendre ces pertes est important pour dimensionner correctement le compresseur et garantir des performances optimales du système.

IV.6.1 Stratégie d'optimisation et réduction des Pertes de Charge

- 1) **Optimiser le diamètre du tuyau** : L'augmentation du diamètre du tuyau réduit la vitesse du fluide et réduit la perte de pression due au frottement.
- 2) **Réduire le nombre coudes** : Minimiser le nombre de coudes et utiliser des coudes à grands rayons peuvent réduire les turbulences d'écoulement et les perturbations.
- 3) **Utiliser des matériaux lisses** : L'utilisation de matériaux de tuyauterie à faible rugosité peut réduire le coefficient de frottement et les pertes de charge linéaire.
- 4) **Assortiment de vannes efficaces** : sélectionnez des vannes avec de faibles coefficients de perte et placez-les stratégiquement pour minimiser les interférences.
- 5) **Entretien et maintenance régulière** : Assurer un entretien régulier des tuyaux et des composants pour éviter l'accumulation de sédiments et assurer un écoulement fluide.

IV.7 Conclusion

Les résultats obtenus dans ce chapitre démontrent l'importance de la perte de charge dans la conception et l'optimisation des systèmes de compression. Réduire ces pertes grâce à des améliorations ciblées peut améliorer l'efficacité énergétique et réduire les coûts d'exploitation tout en garantissant des performances optimales du système. Ces stratégies d'optimisation sont essentielles pour maximiser la fiabilité et la durabilité des installations industrielles.

Conclusion Générale

Cette étude approfondie de la technologie du compresseur Atlas COPCO ZR-400 (VSD) et de l'air comprimé nous a permis de comprendre des aspects importants de la production, de l'exploitation, du fonctionnement et de l'optimisation des systèmes industriels utilisant l'air comprimé. En étudiant différents types de compresseurs et leurs composants clés et en effectuant des calculs thermodynamiques détaillés, nous avons pu évaluer leurs performances réelles par rapport aux spécifications du fabricant. Les résultats ont montré que les efficacités déclarées et réelles étaient cohérentes.

Nous avons identifié des opportunités significatives pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire les coûts d'exploitation de l'usine de CEVITAL en intégrant des stratégies d'optimisation des pertes de charge telles que l'ajustement du diamètre des tuyaux, la réduction des coudes et l'utilisation de matériaux à moindre rugosité.

Cette étude a non seulement fait progresser les connaissances sur la technologie de l'air comprimé, mais a également souligné l'importance cruciale de l'optimisation continue du système pour soutenir la durabilité et les performances à long terme de l'infrastructure industrielle.

Bibliographie

- [1] « CEVITAL troisième en Algérie », sur liberté , 23 avril 2014
- [2] OLIVER SONNENTAG, Notions de base de l'atmosphère (effets, composition, structure, histoire) janvier 2012
- [3] MOHAMED TAIBI, machines hydrauliques et compresseur O.P.U (10/1993)
- [4] Mohammed YOUBI-IDRISSI, Technique du froid composant, LICENCE PROFESSIONNELLE ,2006
- [5] <https://www.atlascopco.com/fr-dz/compressors/wiki/compressed-air-articles/what-is-a-vs-d-compressor>
- [6] ADEME : Agence de l'Environnement et la Maitrise de l'énergie France / 2013 / ISBN 2-908131-40-4
- [7] ULRICH BIERBAUM et GUNTHER FREITAG document BOGE
KOMPRESSOREN : le meilleur de l'air comprimé ISBN original : 3-896446-016-1
- [8] Compressed Air Manual, Atlas Copco Airpower NV, Belgium, 2010
- [9] BENHAMEL Houssameddine, GHERRAS Yassine - Thème (Influence des systèmes VSV (variable stator vanes) sur les performances de la turbine à gaz LM2500+) Université Abou bekr Belkaid – Tlemcen 2013-2014
- [10] Alain Anstett, Projet, Réalisation d'un démonstrateur manuel de compresseur scroll Corotatif 2012-2013
- [11] Thierry DESTOOP Compresseurs volumétriques Ingénieur de l'École Universitaire d'Ingénieurs de Lille (EUDIL)
- [12] Technologie du transport des fluides, www.cyber.uhp-nancy.fr. (Cité pages xiv, 12 et 19).
- [13] ISF, Pneumatique Élément de technologie (référence module : TTA-BPN 1), 2004
- [14] Oil-free Air Division, Boomsesteenweg 957, 2610 Wilrijk, Belgique (Documentation de compresseur ZR-400)
- [15] J. CARBONNET et M. ROQUES, Mécanique des fluides académie de Nancy-Metz

- [16] Document Atlas Copco, « Manuel d'instruction » N° 2922 1653 02, Janvier 2008.
- [17] Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires : André LALLEMAND : Journées internationales de Thermique, Albi, 28-30 août 2007.
- [18] <https://www.occitanie.developpement-durable.gouv.fr/tours-aerorefrigerantes-tar-et-legionellose-a23418.html>
- [19] BERNARD GOURMELEN et JEAN-FRANÇOIE LEONE, air comprimé dans l'industrie, technique de l'ingénieur, référence BM4.130.
- [20] B.HAMTACHE, Cours machines thermiques, UNIVERSITÉ A.MIRA de Bejaia, 2012.
- [21] J-LIGEN et M.LEGUAY « Pertes de charges », éditions parisiennes 2007
- [22] I.E. Idel'cik, Mémento des pertes de charges : Coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement, Eyrolles, novembre 1986, 3e éd., 504 p.
- [23] Bohl et Elmendorf 2008, p. 164-165.
- [24] Renaud Gicouel, Système énergétique Tome1 : Méthodologie d'analyse, Bases de thermodynamique, Composant Thermoptim.

Annexe 1 : Caractéristique de compresseur ZR-400

CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES

ZR 400-900 VSD (50/60 HZ)

Type	Pression de service		Débit d'air réel ⁽¹⁾			Niveau de bruit ⁽²⁾	Poids	
		bar(e)	l/s	m ³ /min	cfm		kg	lb
ZR 400 VSD - 8,6 bar(e)	Minimum	3,5	373 - 1235	22,4 - 74,1	790 - 2617	77	8540	18827
	Effective	7	371 - 1121	22,3 - 67,3	787 - 2375			
	Maximum	8,6	371 - 1068	22,2 - 64,1	785 - 2263			
ZR 400 VSD - 10,4 bar(e)	Minimum	7	375 - 999	22,5 - 60,0	796 - 2117	77	8540	18827
	Effective	9	375 - 999	22,5 - 59,9	794 - 2116			
	Maximum	10,4	374 - 998	22,4 - 59,9	792 - 2116			
ZR 500 VSD - 8,6 bar(e)	Minimum	3,5	373 - 1327	22,4 - 79,6	790 - 2811	77	8540	18827
	Effective	7	371 - 1213	22,3 - 72,8	787 - 2571			
	Maximum	8,6	371 - 1248	22,2 - 74,9	785 - 2644			
ZR 500 VSD - 10,4 bar(e)	Minimum	7	375 - 1179	22,5 - 70,7	796 - 2497	77	8540	18827
	Effective	9	375 - 1178	22,5 - 70,7	794 - 2496			
	Maximum	10,4	374 - 1178	22,4 - 70,7	792 - 2495			
ZR 700 VSD - 8,6 bar(e)	Minimum	3,5	943 - 2418	56,6 - 145,1	1998 - 5123	79	12420	27381
	Effective	7	942 - 2125	56,5 - 127,5	1995 - 4503			
ZR 700 VSD - 10,4 bar(e)	Maximum	8,6	941 - 1985	56,5 - 119,1	1994 - 4207	79	12420	27381
	Minimum	7	876 - 2046	52,5 - 122,8	1856 - 4336			
	Effective	9	875 - 1897	52,5 - 113,8	1854 - 4019			
	Maximum	10,4	875 - 1789	52,5 - 107,3	1853 - 3790			
ZR 900 VSD - 8,6 bar(e)	Minimum	3,5	943 - 2506	56,6 - 150,4	1998 - 5310	79	12420	27381
	Effective	7	942 - 2367	56,5 - 142,0	1995 - 5016			
	Maximum	8,6	941 - 2378	56,5 - 142,7	1994 - 5040			
ZR 900 VSD - 10,4 bar(e)	Minimum	7	876 - 2101	52,5 - 126,1	1856 - 4453	79	12420	27381
	Effective	9	875 - 2101	52,2 - 126,0	1854 - 4451			
	Maximum	10,4	875 - 2100	52,2 - 126,0	1853 - 4451			

Dimensions

Type	Standard					
	A (longueur)		B (largeur)		C (hauteur)	
	mm	inch	mm	inch	mm	inch
ZR 300-425	3700	145,7	2120	83,5	2400	94,5
ZR 450-750	4060	159,8	2120	83,5	2400	94,5
ZR 400-500 VSD	4060	159,8	2120	83,5	2400	94,5
ZR 700-900 VSD	4060	159,8	2120	83,5	2470	97,2

Annexe 2 : Coefficient de pertes de charges des coudes

		Diamètre du tube acier inox, cuivre ou plastique				
		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm	
		Diamètre du tube acier				
		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"	
Type de résistance singulière		Symbole				
Coude serré à 90°	$r/d = 1,5$		2,0	1,5	1,0	0,8
Coude normal à 90°	$r/d = 2,5$		1,5	1,0	0,5	0,4
Coude large à 90°	$r/d > 3,5$		1,0	0,5	0,3	0,3
Coude serré en U	$r/d = 1,5$		2,5	2,0	1,5	1,0
Coude normal en U	$r/d = 2,5$		2,0	1,5	0,8	0,5
Coude large en U	$r/d > 3,5$		1,5	0,8	0,4	0,4
Élargissement			1,0			
Restriction			0,5			
Dérivation simple avec T équerre			1,0			
Jonction simple avec T équerre			1,0			
Dérivation double avec T équerre			3,0			
Jonction double avec T équerre			3,0			
Dérivation simple avec angle incliné (45° - 60°)			0,5			
Jonction simple avec angle incliné (45° - 60°)			0,5			
Dérivation avec amorce			2,0			
Jonction avec amorce			2,0			

Annexes 3 : Différents composantes de Compresseur ZR-400

Compresseurs	2DN2-275VSD		2DN2-215		ZR400 VSD
Pression d'entrée élément 1 (Bar)	8.4		8.2		
Pression d'entrée élément 2 (Bar)	17.7		17.5		
Pression de sortie compresseur (Bar)	35		33.3		8.5
Pression d'huile (Bar)	2		3.4		2.5
Pression intermédiaire (Bar)					2.40
Niveau d'huile	Bon		Bon		Bon
Température sortie compresseur (°C)	41		52		33
Température entrée élément 1 (°C)	45		50		45
Température sortie élément 1 (°C)	117		129		187
Température entrée élément 2 (°C)	39		53		36
Température sortie élément 2 (°C)	108		119		174
Température d'huile (°C)	48		53		40
Température entrée d'eau refroidis (°C)	33		36		32
Température sortie d'eau refroidis (°C)	43		48		45
Pression d'eau de refroidissement entrée/sortie	2	4	2	4	
Delta T entrée régénéré/entrée sécheur					117

Résumé

Cette étude approfondie visait à déterminer le compresseur idéal pour répondre aux besoins de l'usine CEVITAL à Béjaïa, en se concentrant sur des analyses thermodynamiques détaillées et la comparaison des performances avec les spécifications du constructeur. L'analyse a également inclus une évaluation des pertes de charge dans les conduites, avec des recommandations stratégiques pour les réduire efficacement.

Dans la première partie, une présentation complète de l'usine CEVITAL à Béjaïa et de ses opérations, a été suivie d'une exploration détaillée des composants clés du compresseur Atlas COPCO ZR-400 à vitesse variable (VSD), ainsi que des rôles cruciaux de ces composants dans la production d'air comprimé.

En conclusion, cette étude exhaustive a non seulement confirmé la conformité des performances du compresseur Atlas COPCO ZR-400 (VSD) avec les attentes du fabricant, mais a également confirmé que le compresseur ZR-400 fournit l'air comprimé nécessaire pour le fonctionnement des machines de production d'huile et aussi a identifié des opportunités significatives pour optimiser l'efficacité énergétique et réduire les coûts d'exploitation à l'usine CEVITAL de Béjaïa.

Ces résultats soulignent l'importance cruciale de l'optimisation continue et d'une maintenance proactive pour assurer la durabilité et les performances optimales des infrastructures industrielles à long terme.

-Mots clés : compresseur Atlas COPCO ZR-400_ pertes de charge_ analyse thermodynamique_ vitesse variable (VSD)_ maintenance proactive.

Abstract

This in-depth study aimed to determine the ideal compressor to meet the needs of the CEVITAL plant in Béjaïa, focusing on detailed thermodynamic analyses and performance comparisons with the manufacturer's specifications. The analysis also included an assessment of pressure losses in the pipelines, with strategic recommendations for effectively reducing them.

In the second part, a comprehensive presentation of the CEVITAL plant in Béjaïa and its operations was followed by a detailed exploration of the key components of the Atlas COPCO ZR-400 Variable Speed Drive (VSD) compressor, as well as the crucial roles of these components in compressed air production.

In conclusion, this comprehensive study has not only confirmed that the performance of the Atlas COPCO ZR-400 (VSD) compressor meets the manufacturer's expectations, but has also confirmed that the ZR-400 compressor provides the compressed air required to operate the oil production machinery and has identified significant opportunities to optimize energy efficiency and reduce operating costs at the CEVITAL plant in Béjaïa.

These results underline the crucial importance of continuous optimization and proactive maintenance in ensuring the long-term sustainability and optimum performance of industrial infrastructures.

-Keywords : thermodynamic analyses_ manufacturer's specifications_ pipelines_ Atlas COPCO ZR-400_ compressed air production_ proactive maintenance.

ملخص

هدفت هذه الدراسة المتعمقة إلى تحديد الضغوط المثالي لتلبية احتياجات مصنع سيفيتال في بجاية، مع التركيز على تحليلات الديناميكا الحرارية التفصيلية ومقارنة الأداء مع مواصفات الشركة المصنعة. كما شملت التحليل تقييم الخسائر في الضغط داخل الأنابيب، مع تقديم توصيات استراتيجية للحد منها بشكل فعال.

في الجزء الأول، تم تقديم عرض شامل لمصنع سيفيتال في بجاية وعملياته، تلاه استكشاف مفصل للمكونات الرئيسية لضغط أطلس كوبكو ZR-400 بسرعة متغيرة VSD بالإضافة إلى الأدوار الحاسمة لهذه المكونات في إنتاج الهواء المضغوط.

في الختام أكدت هذه الدراسة الشاملة ليس فقط توافق أداء ضغوط أطلس كوبكو مع توقعات الشركة المصنعة، ولكنها أيضاً أكدت أن الضغوط يوفر الهواء المضغوط اللازم لتشغيل آلات إنتاج الزيت، كما حددت فرصاً كبيرة لتحسين كفاءة الطاقة وتقليل تكاليف التشغيل في مصنع سيفيتال في بجاية.

تسلط هذه النتائج الضوء على الأهمية القصوى للتحسين المستمر والصيانة الاستباقية لضمان استدامة وأداء البنى التحتية الصناعية على المدى الطويل.

-الكلمات المفتاحية: إنتاج الهواء المضغوط_ خسائر الضغط_ تحليلات الديناميكا الحرارية_ الصيانة الاستباقية