

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR



جامعة بجاية
Tasdawit n'Bgayet
Université de Béjaïa

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



جامعة بجاية
Tasdawit n'Bgayet
Université de Béjaïa

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 turbomachine.**

Par :

OUBELLOUT Macelia

Thème

**Etude d'une installation de compresseur d'air comprimé,
CEVITAL-Bejaia-**

Soutenu le 25/06/2024

devant le jury composé de :

Mr. ADNANI Massinissa

Président

Mr. HAMDI Messaoud

Encadreur

Mr. BENSLIMANE Abdelhakim

Co-Encadreur

Mr. HAMTACHE Brahim

Examineur

Année Universitaire : 2024-2025

Remerciements

Je tiens à remercier :

Mon Dieu, le Tout-Puissant, pour m'avoir accordé la santé et la force nécessaires à la réalisation de ce modeste travail.

Mes parents, pour leur soutien indéfectible et leurs encouragements constants tout au long de mes études.

Monsieur DJERRADA, pour sa disponibilité, ses conseils et son aide précieuse. Qu'il trouve dans ce travail l'expression de ma profonde gratitude.

Mon promoteur, Monsieur Hamdi, pour son aide constante, ses conseils avisés et sa disponibilité.

Mon encadreur, Monsieur Benslimane, pour m'avoir proposé ce sujet de travail et pour son accompagnement.

Tout le personnel de la raffinerie de sucre, à leur tête Monsieur BEDAR, pour m'avoir accepté et aidé au sein de l'entreprise.

Monsieur BOUKRARA l'automaticien pour sa disponibilité ses explications éclairées et pour les services qu'il m'a rendus.

Ainsi, je tiens à remercier les membres du jury qui ont bien voulu examiner mon travail.

Que toutes les personnes ayant contribué, de près ou de loin, à la concrétisation de mon travail soient remerciées.



- OMacelia. -

Dédicaces

À ma très chère mère,

Quoi que je fasse ou que je dise, je ne saurai point te remercier comme il se doit. Ton affection me couvre, ta bienveillance me guide et ta présence à mes côtés a toujours été ma source de force pour affronter les différents obstacles de ma vie et de mon parcours universitaire.

À mon très cher père,

Tu as toujours été à mes côtés pour me soutenir et m'encourager. Ton exemple de persévérance a été ma plus grande inspiration. Que ce travail traduise ma gratitude et mon affection.

À mes très chers frères,

Nabil et Saïd,

Puisse Dieu vous donner santé, bonheur, courage et surtout réussite.

À mes amis, pour leur soutien indéfectible et les précieux moments de partage.



OMacelia.-

Sommaire

Sommaire

Remerciements

Dédicaces

Sommaire

Nomenclature

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction Générale..... 1

Chapitre I

Présentation de l'air comprimé et les systèmes de compressions

I.1. Présentation du groupe CEVITAL..... 4

I.1.1. Activité et missions 3

I.1.2. Organigramme du complexe CEVITAL 6

Introduction 7

I.2. Air comprimé 7

I.2.1. Notion sur l'air comprimé 7

I.2.2. Utilisation de l'air comprimé dans l'industrie..... 7

I.2.3. Industrie chimique..... 7

I.2.4. Automobile..... 8

I.2.5. Agroalimentaire..... 8

I.2.6. Industrie pharmaceutique 8

I.3. Avantages et inconvénients de l'air comprimé..... 9

I.3.1. Les compresseurs 9

I.3.1.1. Compresseurs dynamiques..... 10

I.3.1.2. Compresseurs axiaux..... 10

I.3.1.3. Compresseurs centrifuges 11

I.3.1.3.1. Description de compresseur centrifuge 11

I.3.2. Compresseurs volumétrique..... 10

I.3.2.1. Principe de fonctionnement..... 11

I.3.2.2. Différent type de compresseur volumétrique 12

A. Compresseurs alternatifs à piston 12

B. Compresseur rotatif..... 13

C. Compresseurs à palettes..... 13

D. Compresseur à lobes (ROOTS) 13

E. Compresseur à anneau liquide 14

Sommaire

F. Compresseur rotatifs à vis	16
I.4. Domaine d'application et critères de choix des compresseurs.....	17
I.5. Prétraitement de l'air	17

Chapitre II

Evaluation des besoins en air

Introduction	20
II.1. Eléments principale de compresseur RENNER RSF	21
II.1.1. Caractéristiques techniques de compresseur RENNER RSF 160D.....	22
II.2. Principe de fonctionnement du compresseur RENNER RSF 160D	22
II.2.1. Aperçu sur les principaux circuits du compresseur RENNER RSF 160	24
II.2.1.1. Circuit d'air.....	24
II.2.2. Circuit d'huile	25
II.2.3. Circuit de refroidissement.....	26
II.2.3.1. Compresseur refroidis par air.....	26
II.2.3.2. Compresseurs refroidis par eau.....	27
II.3. Sécheur d'air	29
II.3.1. Circuit d'air comprimé.....	29
II.3.2. Moteur d'entrainement.....	30
II.3.3. Le système de régulation	30
II.3.3.1. Régulation des compresseurs	30
II.3.3.2. Système de régulation des compresseurs de type RSF 160D	31
A. La charge	31
B. La décharge.....	32
II.3.4. Système de contrôle	32
II.3.5. Contrôle automatique du fonctionnement du compresseur	32
II.3.5.1. Protection du compresseur.....	32
A. Arrêt.....	33
B. Avertissement de coupure.....	33

Chapitre III

Etude théorique et calculs de La perte de charge linéaire et singulière

Introduction	35
III.1. Pression et débit d'air comprimé	35
III.2. Vitesse d'écoulement de fluide compressible et diamètre de la conduite.....	36
III.3. Théorème de Bernoulli	37

Sommaire

III.4. Pertes de charges	37
III.4.1. Pertes de charges linéaires	37
III.4.2. Les différents régimes d'écoulement, nombre de Reynolds	38
III.4.3. Détermination du coefficient de perte de charge linéaire (λ)	39
A. Cas de l'écoulement laminaire $Re < 2000$	39
B. Cas d'un écoulement turbulent $Re > 3000$	39
C. Diagramme de Moody	40
III.4.4. Pertes de charges singulières	41
III.4.5. Coudes	42
III.4.9. Vannes	42
III.4.10. Les tés	42
III.4.11. Calcul du Débit Volumique totale de distribution (Q_v)	42
III.4.12. Calcul des pertes de charges de la conduite principale	44
A) PDC Linéaire ΔH_L	44
III.4.12.1. Pression du réservoir	55
III.4.12.2. Différence de pression due à la hauteur	55
III.4.12.3. Plage de régulation de la pression	55
Conclusion	56

Chapitre IV

Calcul thermodynamique

Introduction	58
IV.1. Les divers modes de compression	58
IV.1.1. Compression isotherme	58
IV.1.2. Compression isentropique	59
IV.1.3. Compression Polytropique	59
IV.1.4. Rendement effectif du compresseur	60
IV.2. Travail de la compression	61
IV.2.1. Evolution isothermique	61
IV.2.2. Evolution isentropique	61
$Pv = cst$	61
IV.3. Chaleur de la compression	62
IV.3.1. Transformation isentropique	62
IV.3.2. Transformation polytropique	63

Sommaire

IV.4. Puissance du compresseur	63
IV.5. Puissance du moteur d'entraînement.....	63
IV.5.1. Pertes mécaniques	63
IV.5.2. La puissance utile sur l'arbre.....	64
IV.6. Application	64
IV.6.1. Calcul du travail théorique du compresseur.....	64
IV.6.3. Calcul du travail réel du compresseur	65
IV.6.4. Calcul de la puissance du compresseur	65
IV.6.5. Calcul de perte mécanique	66
IV.6.6. Calcul de la puissance utile sur l'arbre du moteur électrique.....	66
IV.7. Discussion des résultats.....	66
Conclusion	67
Conclusion Générale	68
Références bibliographiques.....	70
Annexes.....	73

Nomenclature

Nomenclature

Symboles	Définitions	Unités S
m	Masse d'air	kg
k	Coefficient	/
r	Constante du gaz parfait	J. kg ⁻¹ .K ⁻¹
t	Temps	s
V	Vitesse	m/s
P	Pression du gaz	Pa
P _{rés}	Pression de réservoir	Pa
ΔP _H	Différence de pression due à la hauteur	Pa
ΔP _{char}	Perte de charge dans le réseau (linéaire et singulière)	Pa
ΔP _{rég}	Ecart de régulation	Pa
ΔP _L	Pertes de charge linéaires	Pa
ΔP _S	Pertes de charges singulières	Pa
Q _v	Débit volumique	m ³ /s
Q _m	Débit massique	Kg/s
Q _{vasp}	Débit volumique aspiré	m ³ /s
Q _{vref}	Débit volumique refoulé	m ³ /s
T	Température	K
T ₁	Température d'entrée dans le compresseur	K
ΔP	Perte de pression	[Pa]
r	Refoulement	/
Symboles grecs		
ρ	Masse volumique	[Kg/m ³]
ρ _{ref}	Masse volumique référence (eau)	[Kg/m ³]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
μ	Viscosité dynamique	Kg/[m.s]

Nomenclature

λ	Coefficient de perte de charge linéaire	[-]
ε	Rugosité interne de la canalisation	[m]
δ	Angle au centre du coude arrondi	[°]
α	Angle vif au centre du coude	[°]
Indices et exposants		
a	Aspiration	
r	Refoulement	
L	Linéaire	
S	Singulière	
tot	Totale	
W_{Th}	Travail massique théorique de compresseur	kJ/kg
$W_{réel}$	Travail massique réel du compresseur	kJ/kg
W_c	Puissance de compresseur	kw
W_u	Puissance utile de compresseur	[kw]
P_m	La perte mécanique du compresseur	Kw
η_{eff}	Rendement effectif du compresseur	/
η_i	Rendement indiqué	/
η_m	Rendement mécanique	/
τ	Taux de compression	/
D	le diamètre du coude.	[m]
g	Accélération de la pesanteur	[m / s ²]
H	La charge totale	[m]
L	La longueur de la conduite	[m]

Liste des tableaux

Tableau I.1: Avantages et inconvénients de l'air comprimé.....	9
Tableau I.2: Les avantages et les inconvénients de chaque type de compresseur	18
Tableau II.1: Caractéristiques techniques du compresseur.....	22
Tableau II.2: régime d'écoulement.....	39
Tableau II.3: Pertes de charges linéaires dans l'installation de distribution du réseau	
Tableau II.4: Pertes de charges singulières dans l'installation de distribution du réseau principal.....	51
Tableau II.5: Récapitulatif des pertes de charge dans le réseau	54
Tableau II.6: Calcul de la pression de refoulement	56
Tableau III.1: Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur.....	
Tableau III.2: Comparaison des résultats aux données de constructeur.....	66

Liste des figures

Figure I.1 : Siège social du groupe CEVITAL.....	4
Figure I.2 : Organigramme du complexe CEVITAL.	6
Figure I.1 : Classification des compresseurs.....	10
Figure I.2 : les compresseurs dynamiques	9
Figure I.3 : Description de compresseur centrifuge	11
Figure I.4 : principe de fonctionnement.....	12
Figure I.5 : Principe de fonction.....	12
Figure I.6 : Compresseur à palettes.....	13
Figure I.7 : Compresseur à lobes.....	14
Figure I.8 : Fonctionnement du compresseur à anneau liquide.....	15
Figure I.9 : Fonctionnement du compresseur à anneau liquide.....	15
Figure I.10 : Principe de fonctionnement des deux rotors du compresseur	16
Figure I.11 : Cycle de production de l'air comprimé.	17
Figure II.1 : Compresseur a vis RENNER RSF 160D.....	21
Figure II.2 : Principe de fonctionnement de compresseur à vis.....	23
Figure II.3 : Schéma d'écoulement dans le circuit d'air du compresseur RSF 160D.....	24
Figure II.4 : Schéma d'écoulement dans le circuit d'air du compresseur RSF 160Dful Facture	25
Figure II.5 : Circuit d'huile du compresseur RSF 160D.....	26
Figure II.6 : Circuit de refroidissement des compresseurs refroidis par air.....	27
Figure II.7 : Circuit de refroidissement des compresseurs refroidis par eau.	28
Figure II.8 : Refroidisseur d'air et refroidisseur d'huile refroidis par eau.....	28
Figure II.9 : Circuit d'air comprimé	28
Figure II.10 : Système de régulation.....	31
Figure II.11 : Système de contrôle.....	32
Figure II.12 : Diagramme de Moody.	41
Figure II.13 : Les pertes de charge régulières et singulières.....	42
Figure III.1 : Les divers modes de compression.....	58

Introduction Générale

Introduction Générale

L'air comprimé est souvent considéré comme la quatrième matière première industrielle, se classant juste après l'électricité, le gaz naturel et l'eau. Son rôle est primordial dans le secteur industriel, à tel point qu'en Europe, au début des années 2000, 10 % de la consommation électrique totale de l'industrie était dédiée à sa production, représentant un volume annuel de 80 TWh. Le compresseur est l'équipement central pour cette production, existant sous diverses technologies comme les compresseurs à piston, à vis, et bien d'autres.

Le présent mémoire s'intéresse spécifiquement à l'air comprimé généré par le compresseur Renner RSF 160D, installé au sein de l'unité de production de sucre de l'entreprise CEVITAL à Bejaïa. Cette étude vise à approfondir la compréhension et l'optimisation des systèmes énergétiques pneumatiques dans ce contexte industriel précis.

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres principaux. Le premier chapitre débutera par une présentation détaillée de l'entreprise CEVITAL Bejaïa et de son unité de production de sucre. Il abordera ensuite les aspects fondamentaux de l'air comprimé, incluant ses utilisations, ses avantages et ses inconvénients, ainsi qu'une typologie des compresseurs, les critères de choix et leurs domaines d'application. Le deuxième chapitre se concentrera sur le compresseur Renner RSF 160D et ses composants, détaillant ses éléments principaux, ses caractéristiques techniques, son fonctionnement, et une analyse approfondie des circuits d'huile et d'eau de refroidissement (tours de refroidissement, échangeurs de chaleur). Le système de régulation et de purge géré par le contrôle ELEKTRONIKON sera également examiné. Le troisième chapitre s'articulera autour de l'évaluation quantitative des besoins en air comprimé, présentant des calculs détaillés des vitesses d'écoulement, des nombres de Reynolds, et des pertes de charge (linéaires, singulières et totales) dans la conduite reliant le compresseur à la souffleuse. Enfin, le quatrième chapitre proposera une analyse thermodynamique approfondie du compresseur, incluant les calculs du travail réel et théorique, de la puissance réelle et théorique, de l'évolution du débit volumique de compression et du rendement effectif du compresseur.

Cette étude vise à apporter une contribution significative à l'optimisation des systèmes énergétiques pneumatiques au sein de l'industrie CEVITAL Bejaïa. Par une analyse détaillée et des propositions concrètes, ce mémoire est conçu pour offrir des solutions pratiques et innovantes aux défis posés par l'utilisation de l'air comprimé dans divers environnements industriels.

Chapitre I

Présentation de l'air comprimé et les systèmes de compressions

I.1. Présentation du groupe CEVITAL

Le groupe CEVITAL est un conglomérat algérien diversifié, actif dans les secteurs de l'agroalimentaire, de la grande distribution, de l'industrie et des services. Fondé en 1998, il représente aujourd'hui le premier groupe privé en Algérie et figure parmi les plus grandes entreprises du pays en termes de chiffre d'affaires. Présent également à l'international, CEVITAL emploie près de 18 000 personnes. Leader du secteur agroalimentaire sur le le continent africain, le groupe a enregistré un chiffre d'affaires de 4 milliards de dollars en 2015. La figure 1.1 illustre le siège social de CEVITAL[1].

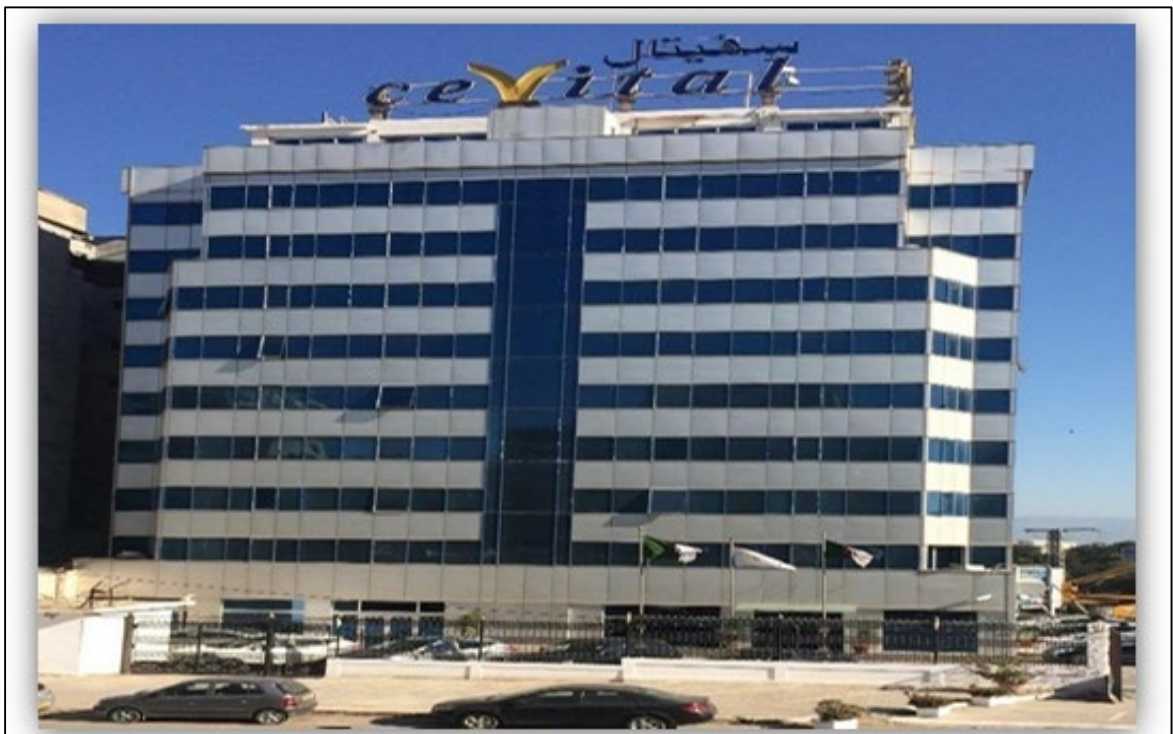


Figure I.1 : Siège social du groupe CEVITAL.

I.2.1. Historique

CEVITAL a été fondée en 1998 à Béjaïa. Spécialisée dans l'industrie agroalimentaire, l'entreprise possède notamment une raffinerie d'huile ainsi qu'une sucrerie.

En 2007, le groupe étend ses activités en créant Méditerranéen Flot Glass (MFG), une entreprise spécialisée dans la production, la transformation et la distribution de verre. Ses produits sont destinés à des secteurs variés tels que la construction, les énergies renouvelables (notamment les applications solaires), l'électroménager et les technologies de pointe.

L'usine MFG, implantée à L'ARBAAZ, a été inaugurée le 28 mai 2007 par le président de la République, Abdelaziz Bouteflika. 2007, CEVITAL crée Humalog, une entreprise

spécialisée dans la logistique et la gestion de la chaîne logistique (*Supplie Chain Management*). Le 15 avril 2014, le groupe reprend les activités françaises du groupe Lagor-Brandt, marquant ainsi une importante étape dans son expansion industrielle en Europe. CEVITAL ambitionnait également de reprendre les filiales espagnoles et polonaises de Lagor. Toutefois, l'offre concernant l'Espagne n'a pas été retenue par la justice espagnole, et l'usine polonaise a été finalement acquise par le groupe BSH. Quelques semaines plus tard, le 31 mai 2014, CEVITAL poursuit ses investissements en Europe en rachetant la société française Oxo, spécialisée dans la fabrication de menuiseries en PVC. [2]

I.2.2. Activité et missions

Le complexe CEVITAL a commencé ses activités en décembre 1998 avec le conditionnement de l'huile. Le 17 février 1999, les travaux de la raffinerie ont été lancés et elle est devenue fonctionnelle le 14 août 1999. Les principales activités de CEVITAL sont liées à la production d'huiles végétales et de margarine. Elles comprennent :

- ✓ Raffinage et conditionnement d'huile
- ✓ Production de margarine
- ✓ Fabrication d'emballages en PET
- ✓ Raffinage de sucre cristallisé et liquide
- ✓ Stockage de céréales
- ✓ Minoterie et savonnerie (en cours d'étude)
- ✓ Production d'eau minérale et de boissons
- ✓ Traitement des déchets via une station d'épuration

En 2007, CEVITAL crée Humalog, spécialisée dans la logistique et la gestion de la chaîne logistique (*Supplie Chain Management*).

La même année, Méditerranéen flot Glass (MFG) est fondée. Elle produit, transforme et distribue du verre pour la construction, les applications solaires et certaines industries spécialisées. L'usine de Larra a été inaugurée le 28 mai 2007 par le président Abdelaziz Bouteflika. Le 15 avril 2014, CEVITAL reprend les activités françaises du groupe Lagor-Brandt.

Le 31 mai 2014, il rachète la société française Oxo, spécialisée dans la menuiserie PVC. Le groupe souhaitait aussi reprendre les activités espagnoles et polonaises de Lagor, mais la justice espagnole a rejeté l'offre, et l'usine en Pologne a été reprise par BSH. CEVITAL vise à développer sa production tout en garantissant la qualité et des prix compétitifs pour satisfaire et fidéliser ses clients. [2]

I.1.1. Organigramme du complexe CEVITAL

L'organigramme suivant donne une vue générale sur les différents organes constituant le complexe CEVITAL.

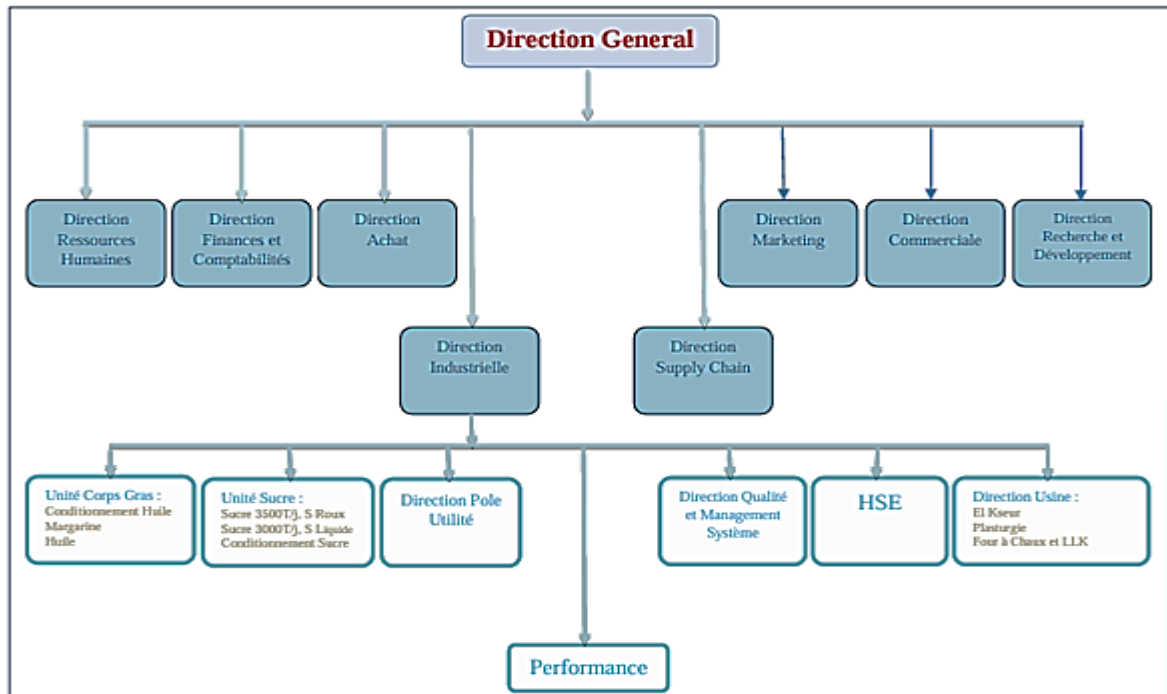


Figure I.2 : Organigramme du complexe CEVITAL.

Introduction

L'air comprimé est de l'air dont la pression est supérieure à l'atmosphère, qui est exactement la même que l'air que nous respirons, est composée d'azote (78 %), oxygène (20-21 %), autres gaz et vapeur d'eau (1-2 %). Composition reste la même après compression, mais les molécules s'agglutinent car l'air est forcé dans un espace plus petit, il est capturé dans un volume inférieur et économisez sous pression. L'air comprimé est considéré comme le quatrième fluide utilisé dans l'industrie, après électricité, gaz et eau. En Europe, au début des années 2000, 10 % l'électricité industrielle est utilisée pour produire de l'air comprimé, et cette consommation cela représente 80 T1h par an [2].

I.2. Air comprimé

I.2.1. Notion sur l'air comprimé

L'air comprimé est propre, sûr, simple et efficace. Lorsque l'air est comprimé, il n'y a pas d'il n'y a aucun risque de fuite de gaz dangereux ou d'autres substances nocives. Ceci est une source Une source d'énergie qui n'est ni inflammable ni polluante. Lorsque l'air est comprimé, la concentration augmentation de l'humidité et des polluants. Si ce mélange corrosif est toléré

Dans le système, il cependant, il existe des effets néfastes sur les équipements pneumatiques :

Arrêts de production inutile, endommage la machine et raccourcit la durée de vie de L'équipement. [3]

I.2.2. Utilisation de l'air comprimé dans l'industrie

L'air comprimé est utilisé comme source d'énergie et d'air réactif, l'air comprimé est souvent utilisé pour entraîner des machines pneumatiques, tels que des perceuses, des marteaux, des clés à chocs ou des meuleuses. Et comme air direct avec des produits (aliments, médicaments et produits) Autres...). L'air comprimé est utilisé dans les domaines principaux suivants [4].

I.2.3. Industrie chimique

Les industriels de l'industrie chimique veulent garantir la qualité. En raison de l'instabilité de cette dernière, l'air comprimé utilisé et exempt de toute trace d'huile. Cas d'utilisation dans ce domaine comprend la manutention des matériaux, les rideaux d'air et le séchage des produits. [4].

I.2.4. Automobile

L'air comprimé est vital dans la production automobile. Sont utilisés pour assembler les outils de pulvérisation pour la finale couche de peinture, qui nécessite un compresseur d'air, indispensable Produire des véhicules de qualité [4]

I.2.5. Agroalimentaire

Tous les aliments et boissons doivent être propres à la consommation humaine, l'air activé le contact avec ces produits doit répondre à des normes strictes de santé et de sécurité. sécurité.

Dans ce domaine, l'air comprimé est utilisé notamment pour les pales d'air, le traitement produits, produire des machines de remplissage, des emballages et des pompes fluides corporel.

I.2.6. Industrie pharmaceutique

Les sociétés pharmaceutiques utilisent l'air comprimé pour le nettoyage, l'aération, manutention de produits et conditionnement pharmaceutique. En raison de la norme L'industrie pharmaceutique doit respecter des normes strictes en matière de santé et de sécurité, Il est crucial de maintenir un environnement stérile à tout moment. Utiliser de l'air comprimé la zone doit être complètement propre et exempte de contamination.

Les compresseurs sans huile sont le principal type de compresseur utilisé dans le secteur de la santé industrie pharmaceutique, opérations de laboratoire et industrie alimentaire [4].

I.3. Avantages et inconvénients de l'air comprimé

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Fluide ambiant donc gratuit. • Disponible partout en quantité illimitée. • Antidéflagrant. • Échappement à l'air libre, utilisation très souple. • Facile à transporter, à stocker. • Facilité de détection des fuites. • Insensible à la température. • Compressibilité. • Bonne fiabilité des appareils. • Capable d'absorber une grande quantité d'énergie. • Vitesse d'onde de pression très élevée ($\approx 10 \times$ fluide hydraulique). • Pression et volume modulables par refroidissement ou chauffage. 	<ul style="list-style-type: none"> • Difficultés d'étanchéité \Rightarrow fuites fréquentes. • Énergie faiblement concentrée. • Régulation délicate (compressibilité et inertie des organes en mouvement). • Nécessité de purifier et sécher l'air comprimé (usure des équipements). • Pression limitée (0–10 bars). • Échappements bruyants \Rightarrow silencieux obligatoires. • Coût de production et traitement élevé. • Entretien régulier requis. • Pour un même effort, volume pneumatique 10–30\times supérieur à l'hydraulique.

Tableau I.1: Avantages et inconvénients de l'air comprimé. [5]

I.3.1. Les compresseurs

Un compresseur est une machine qui a pour fonction d'élever la pression du fluide compressible qui le traverse. Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de sa pression.

L'élévation de pression d'un gaz par un compresseur qui est utilisée pour atteindre un niveau de pression déterminé par des processus tels que

- Le stockage dans les cavités ;
- La liquéfaction ou la séparation ;
- Les cycles de réfrigération ;
- L'alimentation des réseaux d'air comprimé...etc. [6]

Et voici une figure qui montre les différents types des compresseurs :

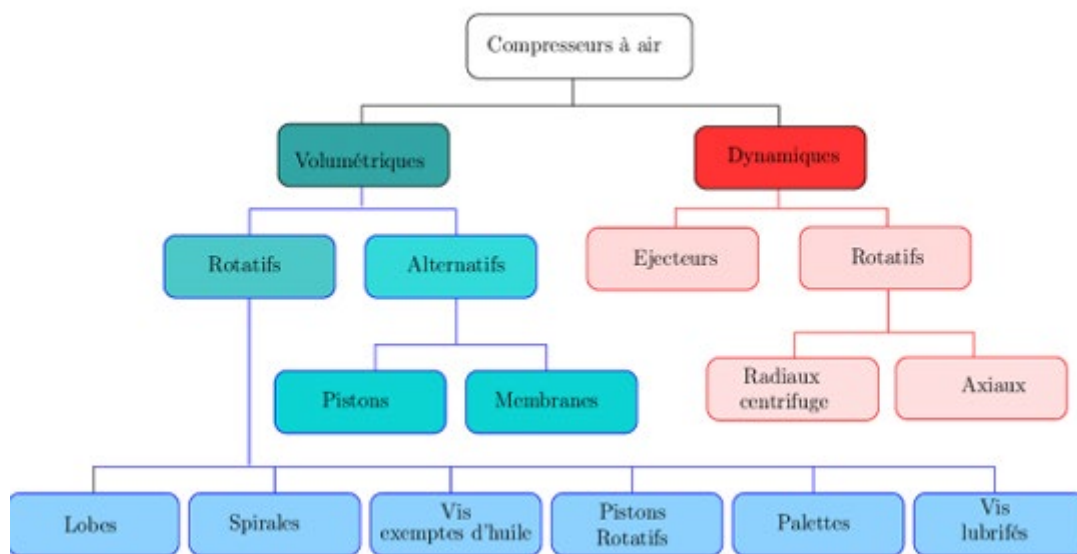


Figure I.3 : Classification des compresseurs

I.3.1.1. Compresseurs dynamiques

Du point de vue de l'écoulement des fluides, les compresseurs dynamiques sont divisés en dans les machines à flux axial et les machines centrifuges. [7]

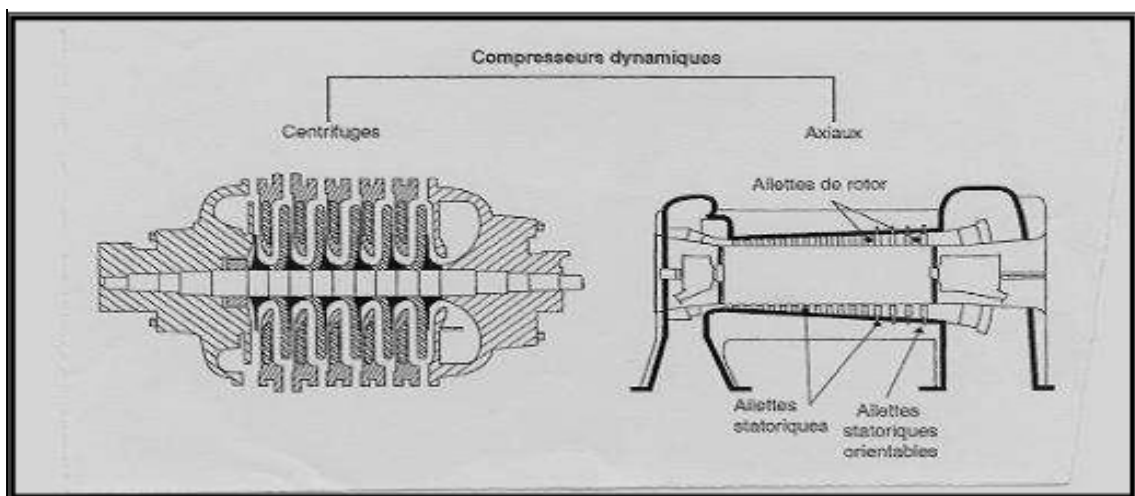


Figure I.4 : les compresseurs dynamiques [7]

I.3.1.2. Compresseurs axiaux

Les compresseurs à flux axial ne fournissent pas de refroidissement et la compression est réalisée sans échange. avec chaleur externe. Ce sont des récepteurs à flux de fluide axial compressible pour une utilisation dans les turbines et turboréacteurs de grande puissance aviation ; ils se caractérisent par de nombreuses étapes et un taux de compression élevé pas élevé [7]

I.3.1.3. Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges utilisent la force pour augmenter l'énergie du gaz comprimé. La force centrifuge est provoquée par le mouvement de rotation de la roue à aubes.

I.3.1.3.1. Description de compresseur centrifuge

Un compresseur centrifuge est une machine « dynamique » avec un flux de fluide continu. Les roues montées sur l'essieu fournissent de l'énergie à l'essieu. Certaines de ces énergies directement dans l'augmentation de pression dans la roue, le reste dans l'augmentation de pression dans le stator, C'est-à-dire dans le diffuseur. [8]

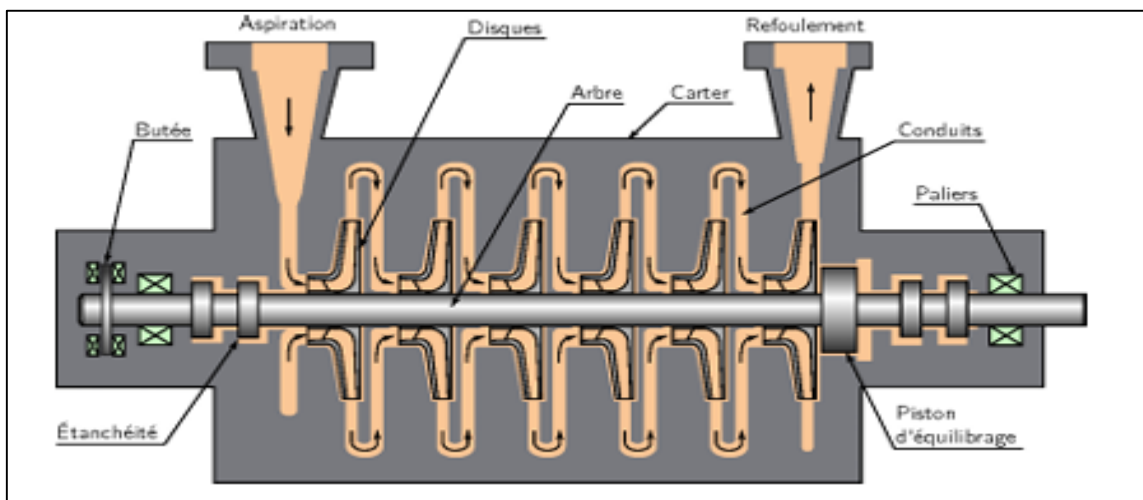


Figure I.5 : Description de compresseur centrifuge [8]

I.3.2. Compresseur volumétrique

L'augmentation de la pression des compresseurs volumétriques est causée par une réaction mécanique qui réduit un volume spécifique de gaz. [8]

I.3.2.1. Principe de fonctionnement

Leur principe de fonctionnement est basé sur la figure (4), qui est une masse prédéterminée de gaz à la pression de paix. L'aspiration P_1 est maintenue dans une enceinte de volume variable. Selon l'aspiration des glandes surrénales, ce montant est progressivement réduit, bien que d'une manière qui diffère de la précédente. La

transformation suit généralement une loi proche d'un polygone tropical.[8]

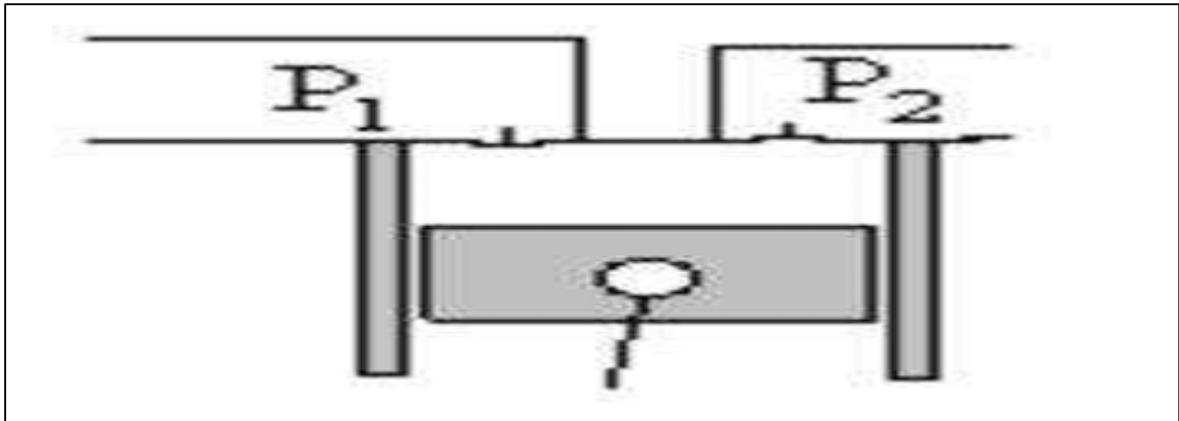


Figure I.6 : principe de fonctionnement [8]

I.3.2.2. Différent type de compresseur volumétrique

A. Compresseurs alternatifs à piston

Le compresseur alternatif à piston fonctionne de manière cyclique : un piston, animé par un mécanisme bielle-manivelle dans un cylindre, aspire le gaz à la pression P_1 , le comprime, puis le refoule à la pression P_2 , processus régulé par des clapets automatiques. La cylindrée représente le volume balayé, mais la présence d'un espace mort (3 à 5 % du volume total) en fin de compression piège une portion de gaz, réduisant ainsi le volume utile et la cylindrée apparente cette inefficacité est mesurée par le rendement volumétrique.[8]

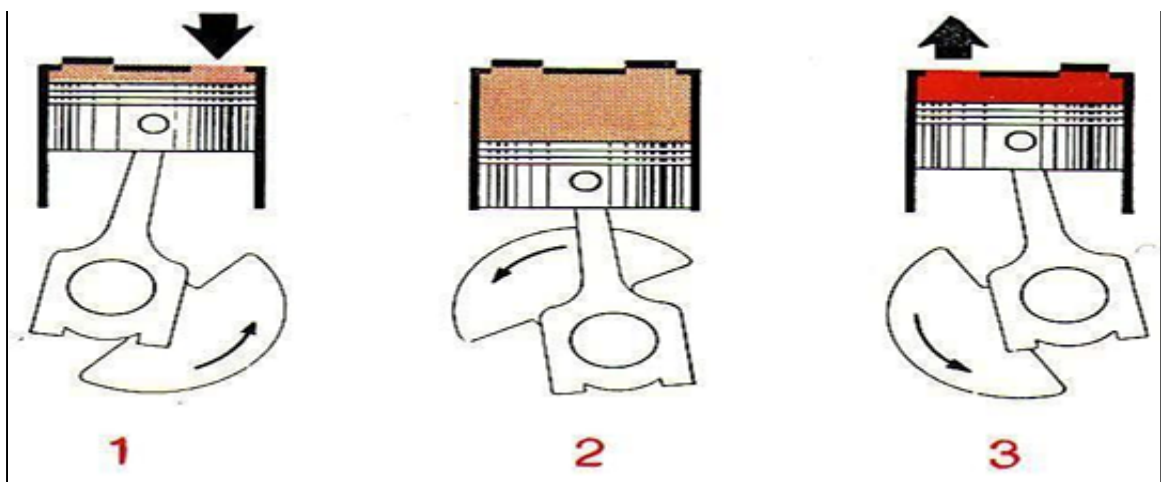


Figure I.7 : Principe de fonction [8]

B. Compresseur rotatif

Ces compresseurs tels que les compresseurs à piston compriment par réduction du volume. Parmi les compresseurs relatifs on distingue :

- Compresseur à vis.
- Compresseur à palette.
- Compresseur anneau liquide.
- Compresseur type root.
- Compresseur spirale.
- Compresseur a lobes. [3]

C. Compresseurs à palettes

Le compresseur à palettes est constitué d'un rotor excentré monté dans un stator cylindrique, où des palettes coulissent dans des rainures radiales, plaquées contre la paroi du stator par la force centrifuge. La rotation du rotor entraîne une variation continue du volume entre les palettes : l'augmentation du volume au niveau de la tubulure d'aspiration permet l'entrée du gaz, tandis que la diminution progressive de ce volume, en se dirigeant vers la tubulure de refoulement, provoque sa compression et son expulsion. Il existe deux principales conceptions : les compresseurs avec lubrification et les compresseurs à sec.[9]

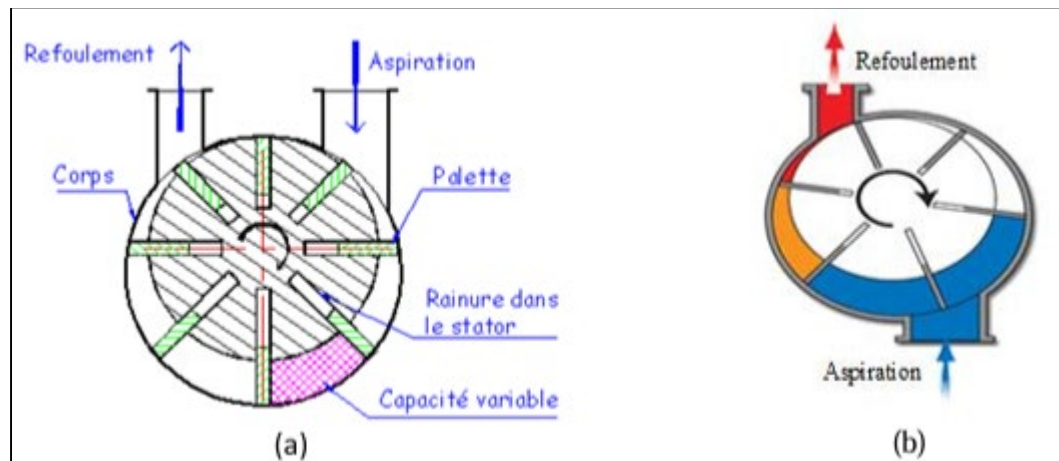


Figure I.8 : Compresseur à palettes [9]

D. Compresseur à lobes (ROOTS)

Pour ce type, le rotor est constitué de deux lobes (en forme de huit) qui s'imbriquent l'un dans l'autre. Le mouvement rotatif des rotors est synchronisé par des pignons extérieurs.

Aucun contact n'a lieu entre les rotors ni entre le rotor et le carter.

Le gaz à transporter entre dans la tubulure d'aspiration et est forcé vers le côté du

Refoulement. [9]

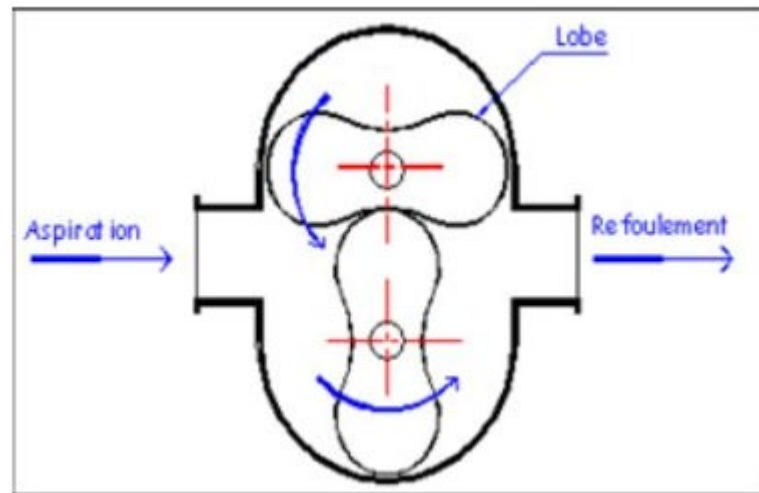


Figure I.9 : Compresseur à lobes [9]

La rotation des rotors se faisant sans contact, il n'est pas nécessaire de les lubrifier et la compression est donc exempte d'impuretés.

E. Compresseur à anneau liquide

Ces compresseurs utilisent un liquide auxiliaire (souvent de l'eau) formant un anneau circulaire, poussé par la force centrifuge d'une roue à ailerons, pour assurer l'étanchéité et la compression. L'étage de compression est composé d'une roue à ailerons montée de manière excentrée à l'intérieur d'un corps cylindrique (stator) et de disques latéraux munis d'ouvertures d'aspiration et de refoulement. Le mouvement excentré de la roue crée des volumes variables entre les ailettes et l'anneau liquide : les volumes croissants génèrent une dépression pour l'aspiration du gaz, tandis que les volumes décroissants provoquent sa compression et son refoulement [9].

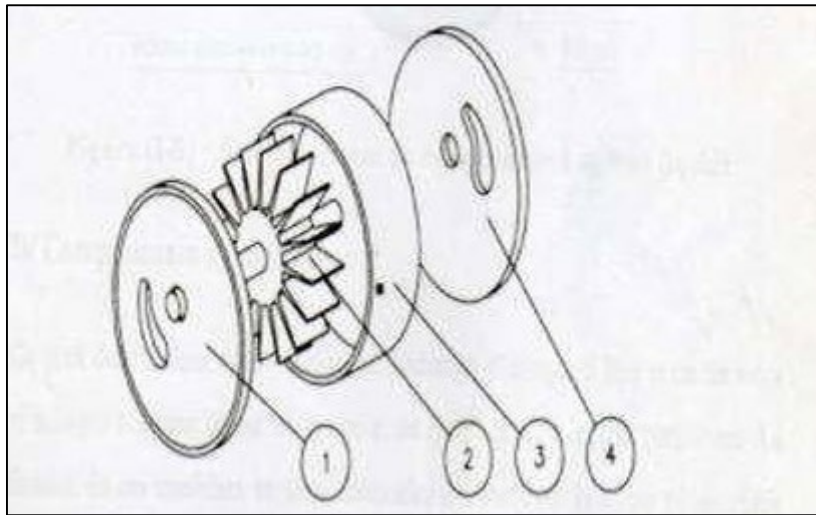


Figure I.10 : Fonctionnement du compresseur à anneau liquide [9]

Dans cette conception, un liquide auxiliaire forme un anneau concentrique au corps principal, tandis que la roue à ailettes est décentrée. Cette configuration crée une capacité de volume variable entre les ailettes et l'anneau liquide. Selon le sens de rotation de la roue, le voyant d'aspiration se trouve devant des volumes en augmentation, générant une dépression qui aspire le gaz. Ce gaz est ensuite emprisonné et transporté vers la lumière de décharge où le volume diminue, provoquant ainsi sa compression et son refoulement [9].

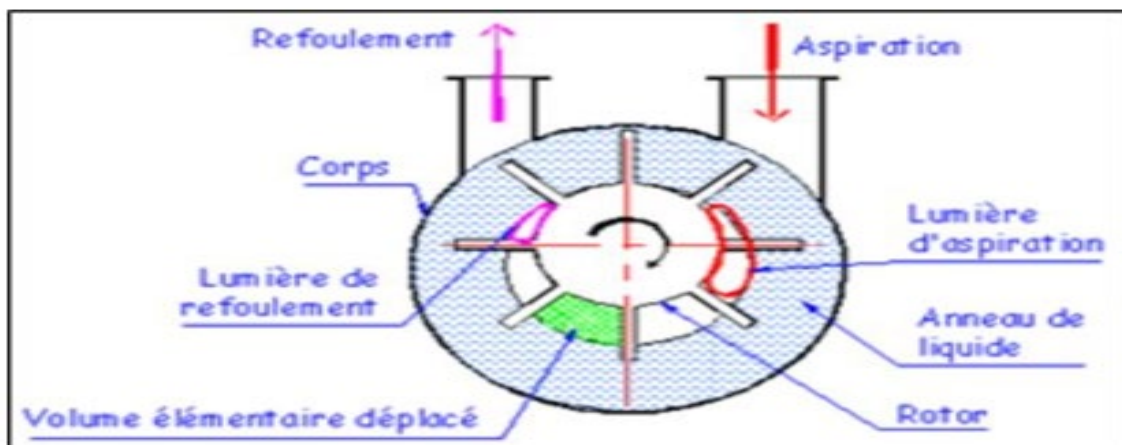


Figure I.11 : Fonctionnement du compresseur à anneau liquide [9]

F. Compresseurs rotatifs à vis**F.1. Définition de compresseur à vis**

Le compresseur à vis est équipé de deux vis synchronisées tournant en sens opposé, qui assurent la compression du gaz. À l'image du compresseur à piston, le principe repose sur la réduction du volume pour provoquer une augmentation de la pression.

F.2. Principe de fonctionnement

Le compresseur à vis repose sur un principe de fonctionnement simple. Il est composé d'un rotor mâle et d'un rotor femelle, tous deux munis de dentures hélicoïdales. Les deux rotors tournent à grande vitesse en sens inverse, entraînant ainsi l'air et le comprimant.

L'air est ensuite déplacé de manière continue le long des vis, depuis l'orifice d'aspiration jusqu'à celui de refoulement. [10]

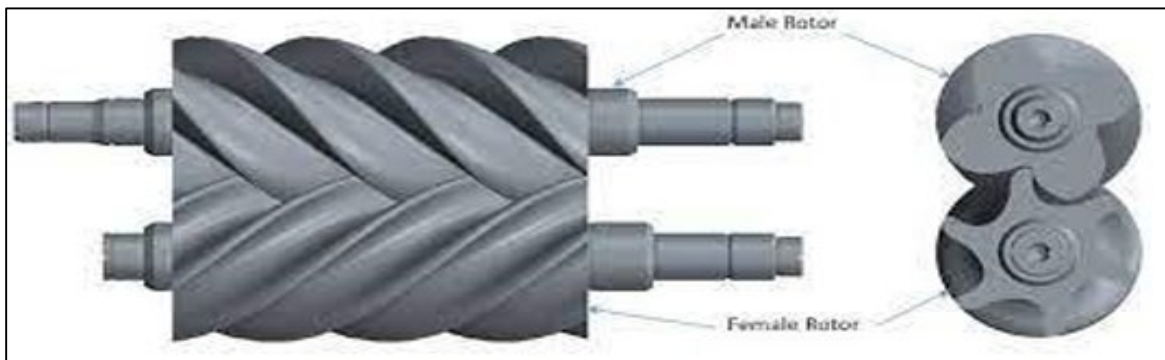


Figure I.12 : Principe de fonctionnement des deux rotors du compresseur [10]

F.3 Les types des compresseurs à vis

Les compresseurs à vis se déclinent principalement en deux catégories. Les compresseurs à vis lubrifiées se caractérisent par l'injection directe d'huile refroidie dans l'élément de compression, ce qui assure un refroidissement continu et permet d'atteindre des pressions de service allant jusqu'à 13 bars en un seul étage. À l'inverse, les compresseurs à vis non lubrifiées, dépourvus d'injection d'huile dans le processus de compression, sont limités à un taux de compression d'environ 4 par étage, nécessitant ainsi généralement deux étages pour atteindre une pression de 7 bars [10].

I.4. Domaine d'application et critères de choix des compresseurs

Les applications des compresseurs sont variées. Voici quelques exemples de leur utilisation :

- Production d'air ou de gaz comprimé pour le nettoyage de pièces, entre autres.
- Compression et transport de gaz dans divers procédés.
- Régulation des ambiances intérieures (ventilation, climatisation, etc.).
- Réinjection de gaz dans les puits. Le choix d'un compresseur repose sur plusieurs critères :

- Qualité du gaz
- Propreté du gaz
- Nocivité du gaz
- Débit de gaz
- Pression (taux de compression).

I.5. Prétraitement de l'air

L'air comprimé est une énergie universelle pour l'industrie, son utilisation nécessite d'éliminer les polluants qu'il contient (poussières, eau, huile), la présence d'un système de traitement d'air comprimé est donc indispensable pour éviter des arrêts de production coûteux et utiliser les outils pneumatiques dans les meilleures conditions, la figure ci-dessous est une illustration du prétraitement de l'air comprimé [11].

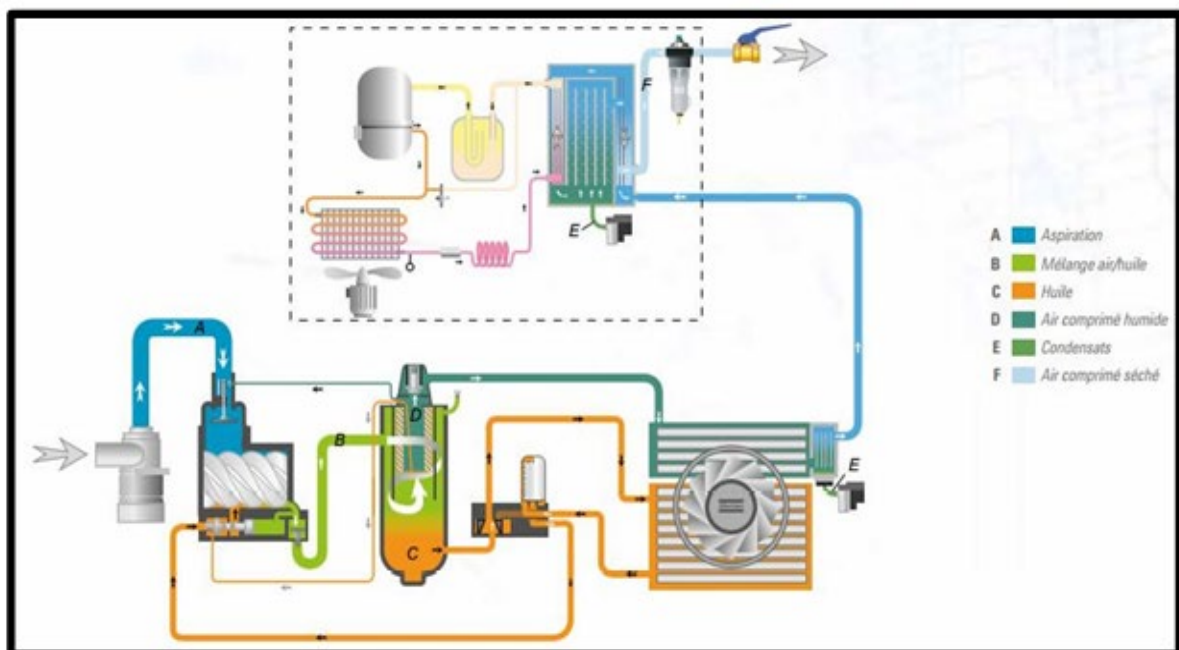


Figure I.13 : Cycle de production de l'air comprimé.[11]

Type de compresseur		Avantages	Inconvénients
Compresseurs volumétriques	Alternatifs	<ul style="list-style-type: none"> -Bien adaptés aux petits débits. -Peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions. -Relativement souple à exploiter. 	<ul style="list-style-type: none"> -Débit pulsé -Fiabilité moyenne au niveau des soupapes. -Obligation d'avoir une machines secours.
	à piston	<ul style="list-style-type: none"> -Peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit. -Débit régulier. -Fiabilité Satisfaisante. -Débit plus régulier que les compresseurs Alternatifs. 	<ul style="list-style-type: none"> -Pas appliqué Aux hautes pressions (maxi 50 Bars).
Compresseurs dynamiques	Centrifuge	<ul style="list-style-type: none"> -Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz. -Relativement Souple à exploiter -Excellent fiabilité. 	<ul style="list-style-type: none"> -Pas adapté aux faibles débits. -Pompage à faible débit rend. l'exploitation délicate. -Prix élevé.
	Axiaux	<ul style="list-style-type: none"> -Très bon rendement. -Bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées. -Excellent fiabilité. 	<ul style="list-style-type: none"> -Rotors de grande taille délicats à construire et couteux.

Tableau I.2: Les avantages et les inconvénients de chaque type de compresseur. [12]

Chapitre II
Évaluation des besoins en air

II.1. Introduction

Dans le paysage industriel actuel, l'air comprimé est une ressource vitale, alimentant une multitude de processus, de la fabrication à l'automatisation. L'efficacité et la fiabilité de sa production sont donc primordiales pour garantir la continuité des opérations et la qualité des produits finis. C'est dans ce contexte que l'intégration du compresseur RENNER RFS 160D représente un choix stratégique pour les entreprises cherchant à optimiser leurs installations d'air comprimé.

Conçu pour répondre aux exigences les plus strictes, le RENNER RFS 160D se distingue par sa technologie avancée et ses performances. Ce compresseur, doté d'une compression à vis à injection d'huile, est capable de fournir un flux constant et stable d'air comprimé, essentiel pour les applications industrielles gourmandes en énergie. Sa conception intègre des fonctionnalités visant à maximiser l'efficacité énergétique, réduisant ainsi les coûts d'exploitation et l'empreinte carbone.

Au-delà de sa performance brute, le RENNER RFS 160D offre des avantages significatifs en termes de fiabilité et de durabilité. Sa robustesse garantit un fonctionnement continu et sans heurts, minimisant les temps d'arrêt imprévus qui peuvent impacter la productivité. De plus, sa conception facilite la maintenance, contribuant à une longue durée de vie de l'équipement et à un retour sur investissement optimisé. En somme, l'adoption du compresseur RENNER RFS 160D est un pas vers une production d'air comprimé plus performante, plus économique et plus respectueuse de l'environnement, alignée sur les défis et les opportunités de l'industrie moderne.

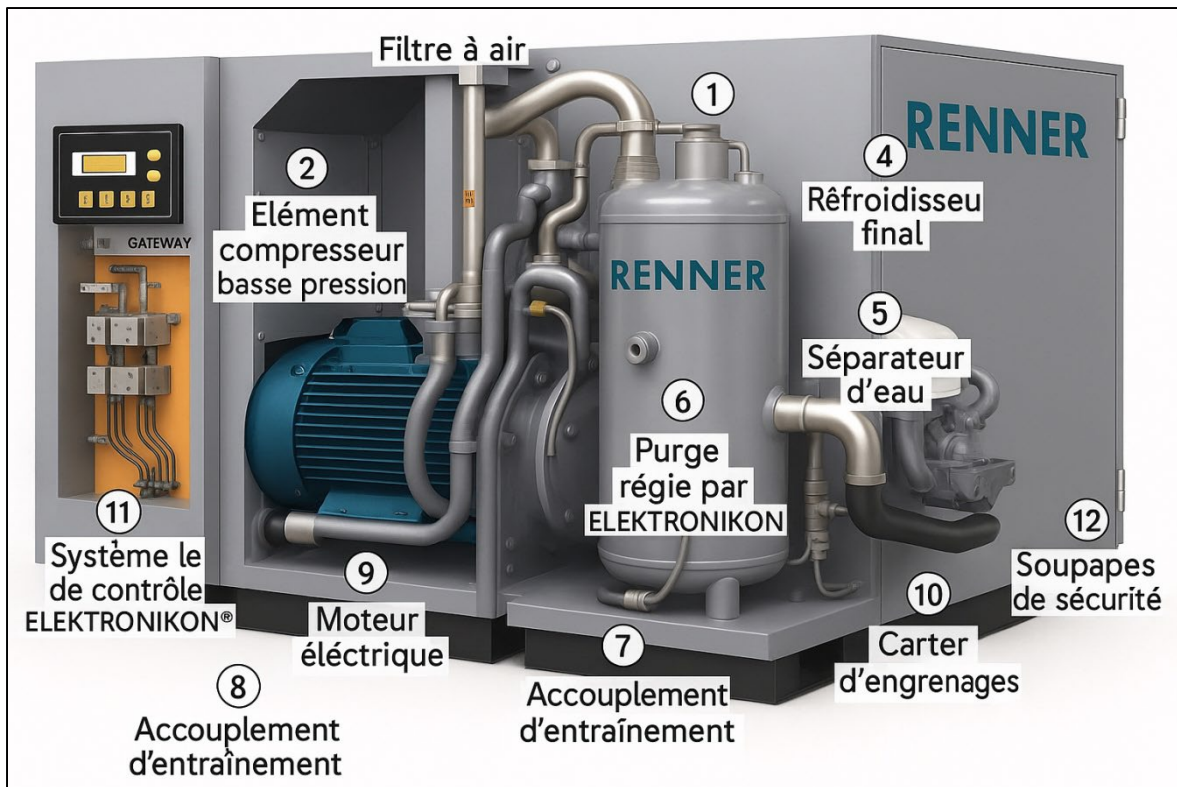


Figure II.1 : Compresseur a vis RENNER RSF 160D [13]

II.2. Eléments principale de compresseur RENNER RSF

Le compresseur atlas RENNER RSF 160D fonctionne avec efficacité grâce à ces éléments suivant :

- 1- Filtre à air
- 2- Élément compresseur basse pression
- 3- Refroidisseur intermédiaire
- 4- Élément compresseur haute pression
- 5- Refroidisseur final
- 6- Séparateurs d'eau
- 7- Purge régie par ELEKTRONIKON (ERD) Moteur électrique
- 8- Moteur électrique
- 9- Accouplement d'entrainement
- 10- Carter d'engrenages
- 11- Système de contrôle ELEKTRONIKON®
- 12- Soupapes de sécurité

II.2.1. Caractéristiques techniques de compresseur RENNER RSF 160D

Caractéristique	Valeur
TEMPÉRATURE [°C]	
Température minimale de démarrage	3
Température finale de refoulement	75 – 100
Température finale de compression	110
Altitude maximum d'utilisation [m]	1000
CONDITIONS AMBIANTES	
Température ambiante [°C]	3 – 45
Température d'air de refroidissement/air d'aspiration [°C]	3 – 45
Humidité relative maximale de l'air aspiré à 30 °C [%]	100
Humidité relative maximale de l'air aspiré à 45 °C [%]	50
PRESSION	
Pression de service [bar]	10
Pression maximale admissible [bar]	13
Pression minimale de démarrage [bar]	6
DÉBIT ET RENDEMENT	
Débit d'air aspiré [m³/min]	28
Puissance nominale moteur [kW]	160
Vitesse de rotation [tr/min]	3000

Tableau II.1: Caractéristiques techniques de compresseur.**II.3. Principe de fonctionnement du compresseur RENNER RSF 160D**

Le compresseur à vis lubrifiées utilise un système composé de deux rotors hélicoïdaux, appelés vis mâle et vis femelle, pour réaliser la compression de l'air. Un film d'huile est injecté entre les deux vis afin de réduire les frottements, d'assurer l'étanchéité du système et de refroidir l'air comprimé.

- **Phase 1**

- **Aspiration :**

L'air entre dans le compresseur par le boîtier d'admission. Il est ensuite capté par les cavités formées entre les rotors en rotation.

- **Phase 2**

- **Compression :**

Pendant cette phase, l'huile est injectée dans la chambre de compression. La rotation synchronisée des vis réduit progressivement le volume disponible, augmentant ainsi la pression de l'air à mesure qu'il est poussé vers la sortie.

- **Phase 3**

- **Refoulement :**

L'air comprimé atteint l'orifice de sortie, où il est dirigé vers le réseau de distribution après un passage par un échangeur thermique. C'est à ce stade que la pression finale est obtenue, en fonction de la différence entre le débit d'air aspiré et celui utilisé.

L'huile mélangée à l'air lors de la compression est ensuite séparée via un système de séparation air/huile. Elle est refroidie puis réinjectée à l'entrée du compresseur pour boucler le cycle. Le refroidissement de l'huile est essentiel pour préserver ses propriétés de viscosité, condition indispensable à un fonctionnement fiable et durable de l'équipement.

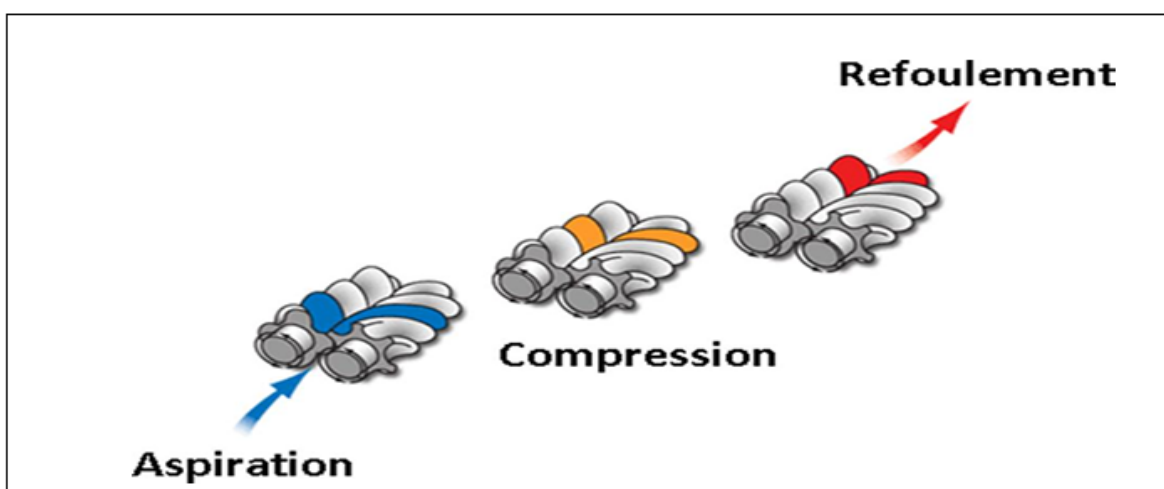


Figure II.2 : Principe de fonctionnement de compresseur à vis

II.3.1. Aperçu sur les principaux circuits du compresseur RENNER RSF 160

II.3.1.1. Circuit d'air

L'air est aspiré à travers le filtre d'admission (AF) puis passe par le clapet anti-retour (CV) avant d'être comprimé dans l'élément compresseur (E).

Le mélange d'air comprimé et d'huile est ensuite dirigé vers le réservoir air/huile – séparateur (AR).

L'air comprimé est refoulé à travers la vanne de sortie, en passant par la soupape à pression minimale (VP), le refroidisseur d'air (Ca), puis le réservoir de condensats (MT).

La soupape à pression minimale (VP) a pour rôle de maintenir une pression minimale dans le réservoir, nécessaire au bon fonctionnement du compresseur. Elle est également équipée d'un clapet anti-retour qui empêche l'air comprimé de revenir depuis le réseau.

Les compresseurs FEATURE sont en plus équipés d'un sécheur intégré (DR), qui élimine l'humidité de l'air comprimé avant sa distribution.

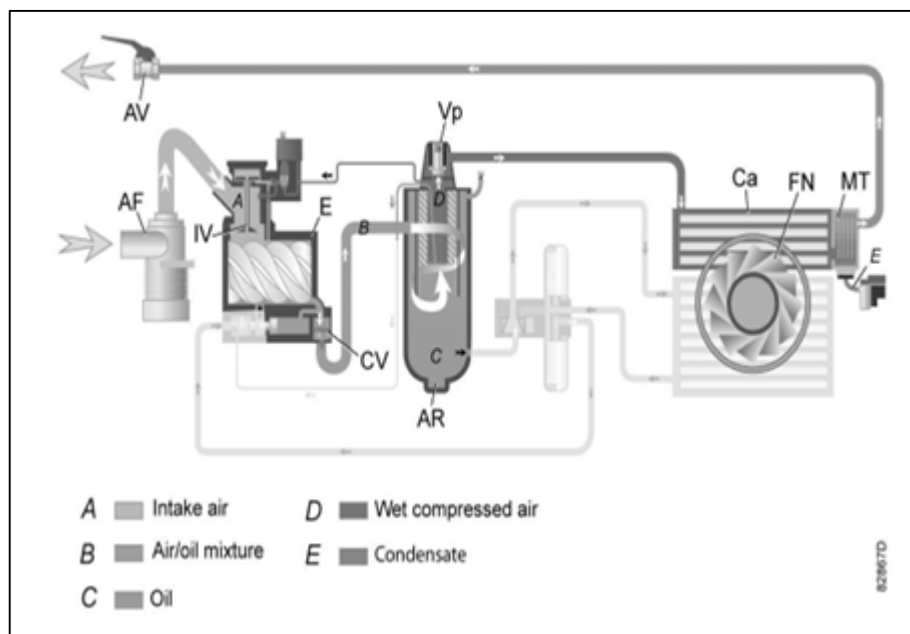


Figure II.3 : Schéma d'écoulement dans le circuit d'air du compresseur RSF 160D [14]

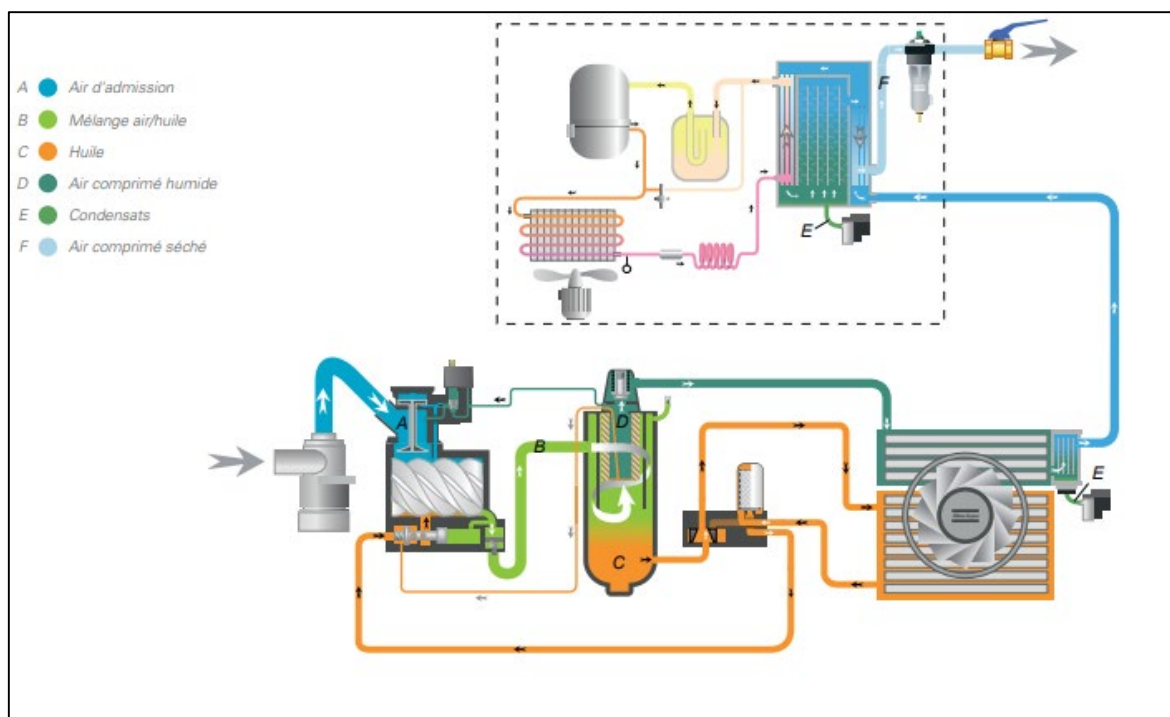


Figure II.4 : Schéma d'écoulement dans le circuit d'air du compresseur RSF 160Dful Factory

Références	Description
A	Air d'admission
B	Mélange air/huile
C	Huile
D	Air comprimé humide
E	Débit d'eau

Note : Les compresseurs refroidis par eau ne sont pas pourvus de ventilateur (FN)

II.3.2. Circuit d'huile

Dans le réservoir d'air (AR), la majeure partie de l'huile contenue dans le mélange air/huile est séparée par effet centrifuge. L'huile résiduelle est ensuite éliminée par le séparateur d'huile (OS). L'huile extraite s'accumule dans la partie inférieure du réservoir d'air/séparateur d'huile (AR), qui fait également office de réservoir d'huile.

Le circuit d'huile comprend une vanne de dérivation thermostatique (BV). Lorsque la température de l'huile est inférieure à 40 °C (104 °F), cette vanne empêche l'huile de passer par le refroidisseur d'huile (Co). À ce stade, l'huile est directement acheminée, sous pression d'air depuis le réservoir d'air (AR), à travers le filtre à huile (OF) et le clapet d'arrêt d'huile (Vs), jusqu'à l'élément compresseur (E), en contournant le refroidisseur.

Lorsque la température de l'huile atteint 40 °C, la vanne de dérivation (BV) commence à diriger une partie de l'huile vers le refroidisseur (Co). À partir d'environ 55 °C (131 °F), l'ensemble du flux d'huile passe alors entièrement par le refroidisseur.

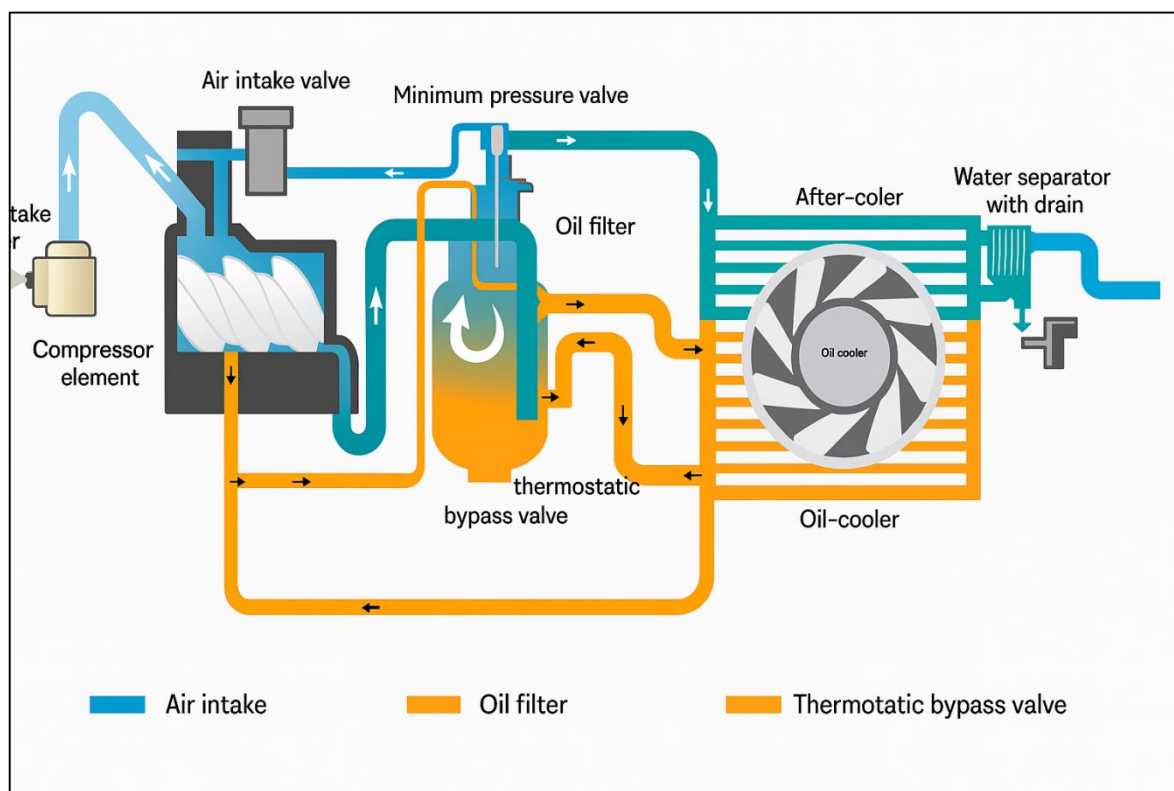


Figure II.5 : Circuit d'huile du compresseur RSF 160D [14]

Références	Description
A	Entrée d'air
B	Mélange air/huile
C	Huile
D	Air comprimé humide
1	Vers la vanne de sortie d'air sur les unités Workplace. Vers sécheur sur modèles Workplace Full-Facture.

II.3.3. Circuit de refroidissement

II.3.3.1. Compresseur refroidis par air

Le circuit de refroidissement des compresseurs à refroidissement par air intègre un refroidisseur d'air (Ca) ainsi qu'un refroidisseur d'huile (Co). Le ventilateur (FN) génère le débit d'air nécessaire au refroidissement. Son

fonctionnement est piloté par un algorithme spécifique, qui l'active ou le désactive automatiquement en fonction des conditions de service du compresseur.

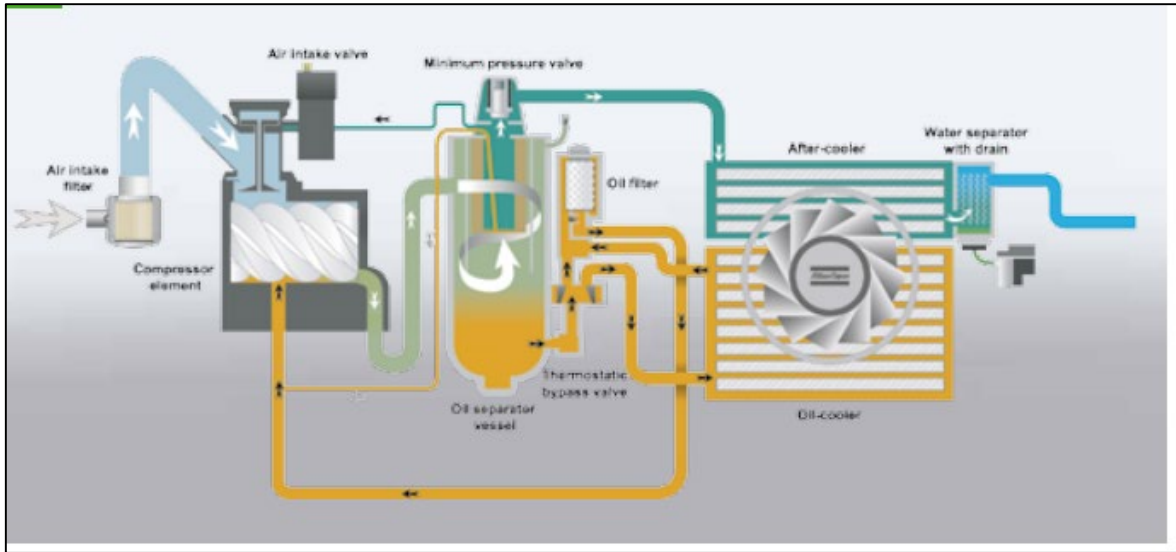


Figure II.6 : Circuit de refroidissement des compresseurs refroidis par air [14]

Références	Description
A	Air d'admission
B	Mélange air/huile
C	Huile
D	Air comprimé humide
E	Condensante

II.3.3.2. Compresseurs refroidis par eau

Le circuit de refroidissement des compresseurs à refroidissement par eau comprend un refroidisseur d'air (CWO) et une d'huile (refroidisseur CWO). Ces deux échangeurs sont raccordés à un circuit d'eau de refroidissement. L'eau circule successivement à travers la canalisation d'entrée, les deux refroidisseurs, puis ressort par la canalisation de sortie.

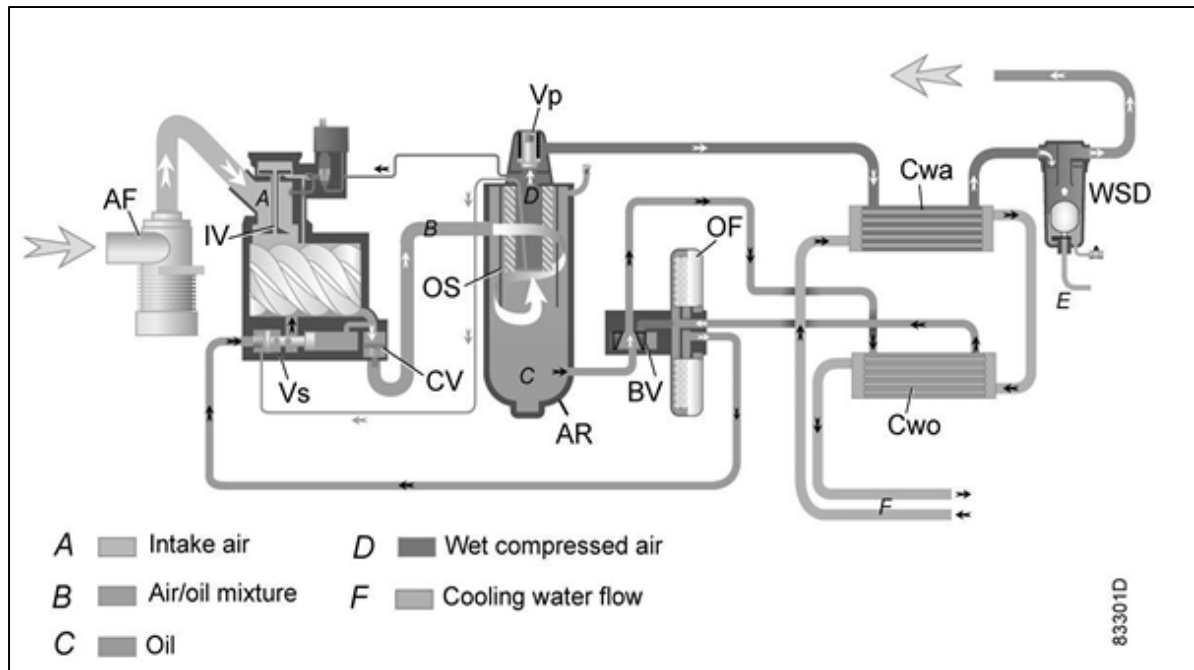


Figure II.7 : Circuit de refroidissement des compresseurs refroidis par eau.

Références	Description
A	Air d'admission
B	Mélange air/huile
C	Huile
D	Air comprimé humide
E	Débit d'eau

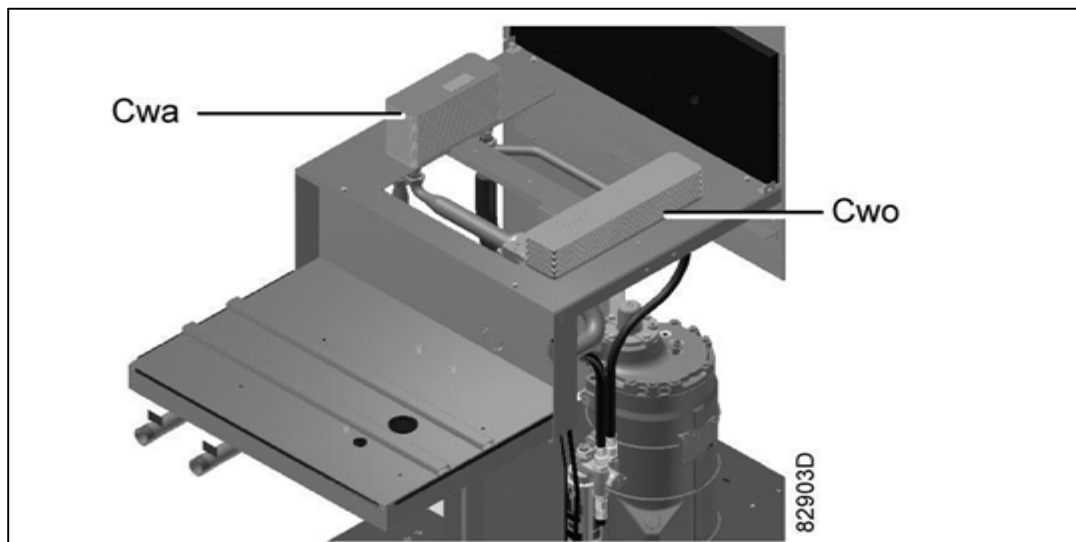


Figure II.8 : Refroidisseur d'air et refroidisseur d'huile refroidis par eau [14]

II.4. Sécheur d'air

II.4.1. Circuit d'air comprimé

Le sécheur d'air comprimé frigorifique est conçu pour éliminer l'humidité de l'air en le refroidissant. L'air comprimé chaud et humide entre d'abord dans un échangeur de chaleur (1) où il est pré-refroidi par l'air sec sortant, provoquant une condensation partielle. Il poursuit son chemin vers l'évaporateur (2) où un refroidissement supplémentaire par évaporation du fluide frigorigène entraîne une condensation majeure de l'humidité. L'air froid traverse ensuite un séparateur de condensats (3) qui extrait l'eau liquide, laquelle est automatiquement évacuée (4). L'air, désormais froid et sec, repasse par l'échangeur de chaleur (1) pour être réchauffé par l'air entrant, ce qui réduit son point de rosée et prévient la condensation en aval. Parallèlement, le compresseur frigorifique (5) envoie le fluide frigorigène vers le condenseur (6) pour le liquéfier, puis le fluide passe par un filtre-sécheur (7) et un tube capillaire (8) pour chuter en pression. Il entre alors dans l'évaporateur (2), où il s'évapore en absorbant la chaleur de l'air comprimé, avant d'être aspiré de nouveau par le compresseur (5) via un séparateur de liquide (12). Le débit du fluide est régulé par une vanne de dérivation (9), et le ventilateur (10) du condenseur est activé ou désactivé par un interrupteur (11) en fonction de la pression détectée.

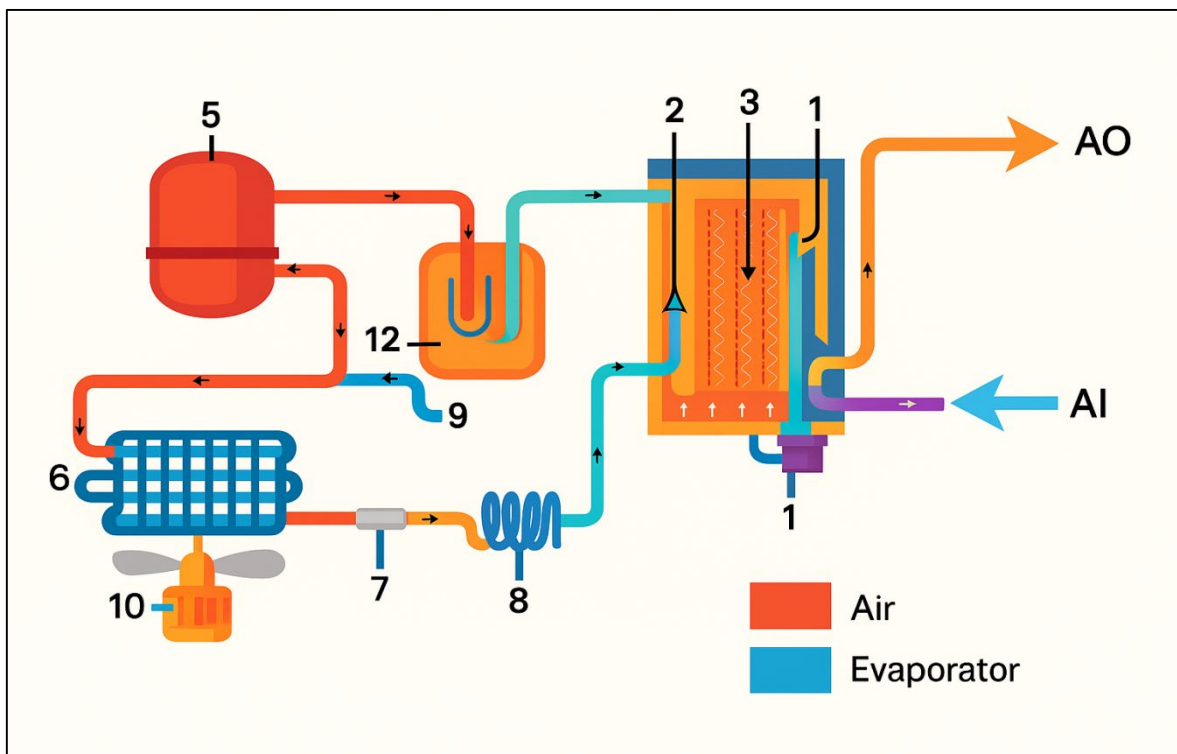


Figure II.9 : Circuit d'air comprimé [14]

Références	Entrée d'air
Al	Sortie d'air
Ao	Echangeur de chaleur /air
1	Echangeur de chaleur air/réfrigérant et évaporateur
2	Séparateur des condensats
3	Purge automatique/sortie des condensats
4	Purge automatique/sortie des condensats
5	Compresseur de réfrigérant
6	Condenseur de réfrigérant
7	Sécheur/filtre de liquide réfrigérant
8	Capillaire
9	Vanne de dérivation
10	Ventilateur du condenseur
11	Pressostat, commande du ventilateur
12	Séparateur de liquide

II.4.2. Moteur d'entraînement

Les moteurs électriques sont le moyen d'entraînement le plus couramment utilisé pour les compresseurs. En tant que source de puissance motrice, ils doivent être capables de fournir l'énergie nécessaire pour démarrer le compresseur, l'amener à sa vitesse nominale et le maintenir en fonctionnement quelles que soient les conditions d'exploitation. La majorité des compresseurs d'air sont équipés de moteurs électriques triphasés à induction de type standard [14].

II.4.3. Le système de régulation

II.4.3.1. Régulation des compresseurs

La régulation d'un compresseur consiste à ajuster le débit volumique à l'aspiration en fonction des besoins du système. Dans les installations d'air comprimé, cette régulation permet de maintenir la pression du réseau dans une plage définie. Lorsqu'un système comporte plusieurs compresseurs, la commande doit gérer leur fonctionnement global en tenant compte des variables de contrôle et du rôle de chaque compresseur au sein de l'ensemble [14].

II.4.3.2. Système de régulation des compresseurs de type RSF 160D

Les compresseurs de type Renner utilisent un principe de régulation « tout ou rien », fonctionnant avec une plage de pression réglable généralement comprise entre 0,1 et 1,5 bar. L'admission d'air est entièrement ouverte (fonctionnement à 100 % de la capacité) ou complètement fermée (0 % de la capacité), ce qui permet d'optimiser le rendement énergétique et d'assurer un fonctionnement économique.

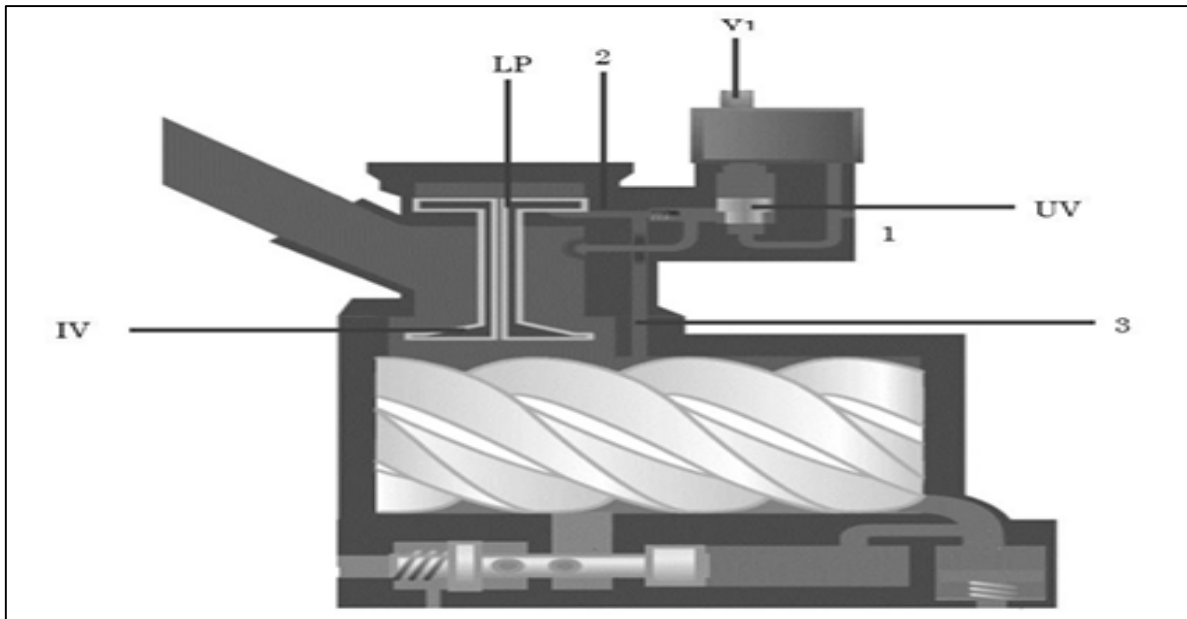


Figure II.10 : Système de régulation [16]

A. La charge

Lorsque la consommation d'air est inférieure au débit fourni par le compresseur, la pression dans le réseau augmente. Quand cette pression atteint la valeur de consigne de décharge, l'électrovanne (Y1) est désactivée. Cela provoque la rétraction du plongeur de la vanne.

L'électrovanne (Y1) désactive alors la soupape de décharge ou valve de décompression (UV). Cette soupape relie la pression du réservoir d'air (1) à la chambre (2) ainsi qu'à l'ouverture de décompression (3).

La pression dans la chambre (2) provoque la montée du plongeur de changement (LP), ce qui fait baisser la pression à une valeur stabilisée plus faible. Un faible débit d'air est alors aspiré en continu et refoulé vers le déchargeur.[15]

B. La décharge

Lorsque la pression du réseau chute et atteint la pression de charge, l'électrovanne (Y1) est activée. Le plongeur de l'électrovanne (Y1) se soulève.

L'électrovanne (Y1) agit alors sur la soupape de décharge ou valve de décompression (UV). Celle-ci ferme l'ouverture de décompression (3) et interrompt l'alimentation en air vers la chambre (2).

Cela provoque la descente du plongeur de charge (LP) et l'ouverture complète de la vanne d'entrée (IV).[15]

Le compresseur reprend alors son fonctionnement en pleine charge : l'air est refoulé à 100 %.

II.4.4. Système de contrôle

Les compresseurs sont dotés d'un système de contrôle et de régulation ELECTRONOKOM (figure II.12) qui assure les fonctions suivantes :

- Contrôle du compresseur
- Protection du compresseur

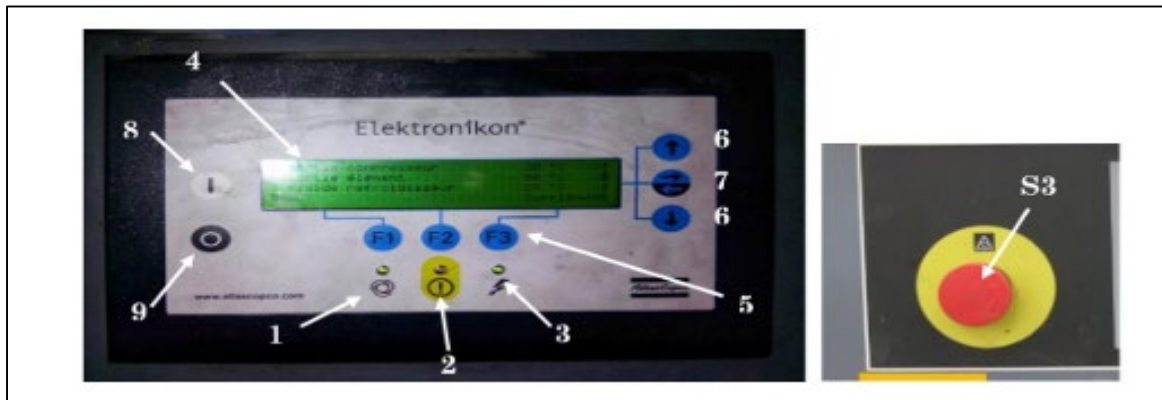


Figure II.11 : Système de contrôle [16]

II.4.5. Contrôle automatique du fonctionnement du compresseur

II.4.5.1. Protection du compresseur

Le régulateur du compresseur gère automatiquement ses cycles de charge et décharge en fonction de seuils de pression, des temps d'arrêt et des démarrages. Il arrête le compresseur pour économiser de l'énergie et le redémarre si nécessaire. Ce système optimise les performances et la durée de vie en évitant les arrêts excessifs, assurant une alimentation en air stable et autonome.

A. Arrêt

Pour sa protection, le compresseur s'arrête automatiquement en cas de surchauffe des éléments ou de surcharge des moteurs (principal ou ventilateur). Un message d'alerte et une LED clignotante signalent l'incident. Le redémarrage n'est possible qu'après avoir résolu le problème et réinitialisé l'alarme

B. Avertissement de coupure

Avant qu'une température critique ne soit atteinte, le compresseur affiche un message et allume une LED pour avertir l'opérateur d'un dépassement de seuil d'alerte. Ce seuil, programmable et inférieur au point d'arrêt, permet une intervention préventive.[17]

Chapitre III

*Etude théorique et calculs de La perte de
charge linéaire et singulière*

Introduction

Mon étude, menée au sein des installations de l'entreprise CEVITAL-Bejaïa, se concentre précisément sur la centrale de production d'air comprimé. Cette dernière est caractérisée par l'utilisation de deux compresseurs, dont un RENNER RFS160d, qui fournissent l'entreprise en air à une pression de 7.5 bars via un réseau de canalisations. Mon objectif principal est d'analyser en détail les pertes de charge qui se produisent à la fois dans ces canalisations de transport et au niveau des différents composants de la centrale, afin d'optimiser l'efficacité globale du système.

III.1. Pression et débit d'air comprimé

La pression atmosphérique est de 101325 Pa, soit exactement 1 atmosphère absolue. (Norme ISO8778).

Le débit d'air Q_v dans le circuit correspond à par unité temps :

$$Q_v = \frac{V}{t} \quad (\text{III.1})$$

La relation entre le débit massique et le débit volumique

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (\text{III.2})$$

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

$$\rho \cdot v = r \cdot T \quad (\text{III.3})$$

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (\text{III.4})$$

P : La pression du gaz en [Pa]

r : Constante du gaz $r = 287,1 [J / Kg.K]$

T : Température du gaz en [K]

Le débit massique Q_m est exprimé comme le débit volumique Q_v dans des conditions de pression P et la température de l'air T.

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \frac{P}{r \cdot T} \cdot Q_v \quad (\text{III.5})$$

Le débit massique Q_m est exprimé comme le débit volumique Q_{v0} dans des conditions de pression P_0 et la température T_0

$$Q_m = \rho_0 \cdot Q_{v0} = \frac{P_0}{r \cdot T_0} \cdot Q_{v0} \quad (\text{III.6})$$

Comme y a une conservation de débit massique,

$$Q_m = cst \quad (\text{III.7})$$

$$Q_v = Q_{v0} \times \frac{P_0}{T_0} \times \frac{T}{P} \quad (\text{III.8})$$

III.2. Vitesse d'écoulement de fluide compressible et diamètre de la conduite

En théorie, les pertes de charge ne devraient pas excéder 0.3 à 0.5 bar entre le réservoir et les utilisateurs. La vitesse d'écoulement est comprise entre 5 à 20 m/s. [18]

Une autre méthode couramment utilisé dans la pratique est de se limiter à une chute de pression de 5% (10% tout au plus). [19]

En fixant la vitesse à différentes valeurs on peut avoir une valeur approximative du diamètre de la tuyauterie, mais en introduisant le paramètre de longueur, le diamètre diminue pour les longues distances pour avoir une pression de service constante pour tous les équipements de l'installation.

La relation entre le débit, vitesse et diamètre :

$$Q_v = S \times V \quad (\text{III.9})$$

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (\text{III.10})$$

$$Q_v = \frac{\pi \times D^2}{4} \times V \quad (\text{III.11})$$

D'après la relation (III.11) on peut avoir :

$$V = \frac{4 \times Q_v}{\pi \times D^2} \quad (\text{III.12})$$

III.3. Théorème de Bernoulli

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \Delta H_T \quad (\text{III.13})$$

ΔH_T : Pertes de charges [m]

$$P_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} + \rho g Z_1 = P_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} + \rho g Z_2 + \Delta P_T \quad (\text{III.14})$$

Ou

$$\Delta P_T = \rho g \Delta H_T \quad (\text{III.15})$$

III.4. Pertes de charges

Les pertes de charge sont les pertes d'énergie du fluide lorsqu'il se déplace. Cette perte peut être due aux frottements (viscosité) des particules sur les parois des conduites « pertes de charge régulières » ou aux accidents de parcours (coude par exemple, « pertes de charge singulières »).

Cette perte d'énergie se traduit :

- Soit par une chute de pression en [Pa] ou [J / m^3]
- Soit par une chute de hauteur h en [m]
- Soit par une perte d'énergie massique en [J/kg]

III.4.1. Pertes de charges linéaires

Les pertes de charge linéaires sont générées par les frottements le long des longueurs droites des conduites. Elles dépendent :

- Du type d'écoulement et de la rugosité interne de la conduite (ε)
- Du diamètre de la conduite ($1 / D$)
- De la pression dynamique ($v^2 / 2g$)
- De la longueur de la conduite.

Les pertes de charge linéaires sont proportionnelles à la longueur de la conduite, inversement proportionnelles à son diamètre, proportionnelle au carré de la vitesse moyenne du fluide. Entre deux points séparés par une longueur, dans une conduite de diamètre apparaît une perte de pression ΔP Exprimée sous les deux formes suivantes :

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad \text{Ou} \quad \Delta H = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{III.16})$$

Ou λ est un coefficient sans dimension appelé coefficient de perte de charge linéaire. Le calcul des pertes de charge linéaires repose entièrement sur la détermination de ce coefficient. La valeur de dépend du régime d'écoulement et de la rugosité de la conduite.

III.4.2. Les différents régimes d'écoulement, nombre de Reynolds

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de trois régimes d'écoulement : laminaire, transitoire et turbulent.[20]

On le définit de la manière suivante :

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (\text{III.17})$$

ρ : Masse volumique de fluide (kg/m³)

V : Vitesse moyenne (m.s⁻¹)

D : Diamètre de la conduite (m)

μ : Viscosité dynamique du fluide (kg.m⁻¹s⁻¹)

ν : Viscosité cinématique (m²).

Loi valable pour l'air :

$$100 < T < 2000k \quad \mu = 1,458 \cdot 10^{-6} \frac{T^{\frac{3}{2}}}{101,4 + T} \quad (\text{III.18})$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{III.19})$$

$$\rho = \frac{P}{rT} \quad (\text{III.20})$$

L'expérience montre que :

Re	Régimes d'écoulement
Re < 2000	Laminaire
2000 < Re < 3000	Intermédiaire (Transitoire)
Re > 3000	Turbulent

Tableau III.1: régime d'écoulement.

III.4.3. Détermination du coefficient de perte de charge linéaire (λ)

A. Cas de l'écoulement laminaire Re < 2000

Dans ce cas on prend le coefficient λ en fonction du nombre de Reynolds et l'état de surface n'intervient pas.

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{III.21})$$

B. Cas d'un écoulement turbulent Re>3000

Ces phénomènes sont beaucoup plus complexes, et la détermination du coefficient de perte de charge provient de mesures expérimentales. Ceci explique la diversité des formules anciennes proposées pour la détermination. Dans les régimes turbulents, l'état de surface devient sensible et son effet devient plus important avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Tous les travaux ont montré l'effet de la rugosité, puis on a essayé de trouver la variation des coefficients en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité ε du tuyau.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7.D} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{III.22})$$

Du fait de sa forme implicite, l'utilisation directe de cette formule nécessite un calcul par approximations successives. Pour simplifier la relation précédente, on peut essayer de comprendre si l'écoulement est lisse ou rugueux pour évaluer la force des deux termes entre parenthèses dans la relation de COLEBROOK

Remarque : On fait souvent appel à des formules empiriques plus simples valables pour des cas particuliers et dans un certain domaine du nombre de Reynolds, par exemple [27] :
Formule de BLASIUS : pour des tuyaux lisses et : $Re < 105$

$$\lambda = (100 \cdot Re)^{-0,25} = 0,316 Re^{-0,25} \quad (III.23)$$

Pour : $Re > 105$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left(\frac{Re \sqrt{\lambda}}{2,51} \right) \quad (III.24)$$

Relation qui peut être approchée par :

$$\lambda = \frac{1}{2 \log \left(\frac{Re}{4,522 \log Re - 3,8215} \right)^2} \quad (III.25)$$

C. Diagramme de Moody

L'utilisation directe de la formule de Cole brook demanderait, du fait de sa forme implicite, un calcul par approximations :

- Postuler une valeur de ;
- Calculer le terme de droite ;
- En déduire une nouvelle valeur de à partir du terme de gauche ;
- L'intégrer dans le terme de droite, et ainsi de suite.

Généralement, on obtient convergence après 3 ou 4 boucles. La meilleure alternative à ce calcul itératif est d'utiliser directement le diagramme de Moody. Il s'agit d'un abaque de calcul direct du coefficient de perte de charge, à partir du nombre de Reynolds et de la rugosité relative de la paroi interne de la conduite. [21]

Diagramme de Moody-Stanton reliant le coefficient de perte de charge régulière au nombre de Reynolds et à la rugosité relative (ε/D)

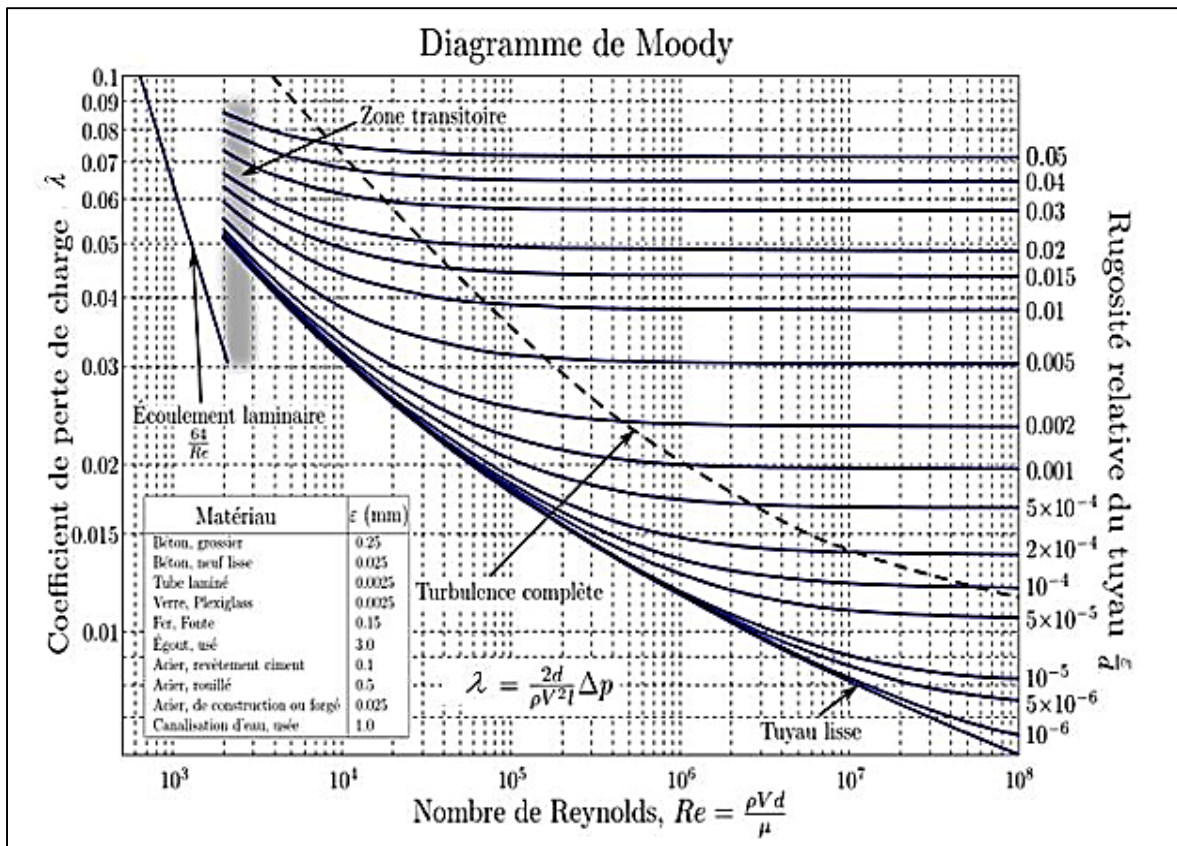


Figure III.1 : Diagramme de Moody.

Pour s'en servir, il faut préalablement calculer le nombre de Reynolds et la rugosité relative. Une fois que ces grandeurs sont connues, on peut lire directement le coefficient de perte de charge sur le graphique.

III.4.4. Pertes de charges singulières

Lorsqu'un écoulement dans une conduite subit des variations brusques (de section ou de direction), il se produit des pertes de charges dites singulières. Elles sont, obligatoirement,

Présentes dans toutes les installations, et causent des nuisances mécaniques (corrosion) et hydrodynamiques.

- Un changement de section de la conduite (convergent, divergent),
- Un changement de direction (coude),
- Un branchement ou raccordement,
- Un dispositif de mesure et contrôle de débit...

Les pertes de charge singulières sont proportionnelles au carré de la vitesse, elles sont exprimées sous les deux formes suivantes :

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad \text{ou} \quad \Delta H = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III.26})$$

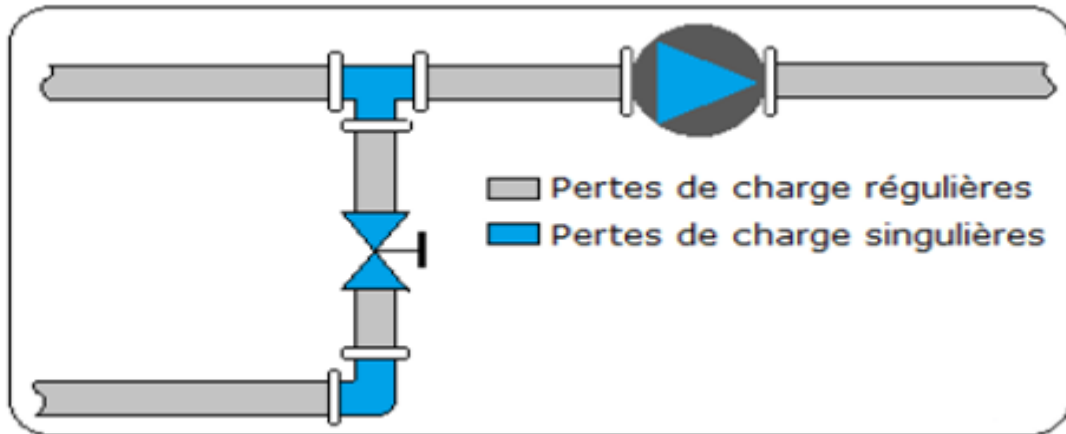


Figure III.2 : Les pertes de charge régulières et singulières

III.4.5. Les Coudes

Dans les pertes de charges dans les coudes sont calculé à l'aide de l'annexe3, 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) l'annexe 3.

III.4.6. Les Vannes

Vanne ouverte $K = 0.05$ à 0.4 selon le type de vanne. Quand on ferme la vanne, K varie progressivement de cette valeur jusqu'à $K = \infty$.

Les coefficients k sont représentés dans le tableau annexe 2.

III.4.7. Les tés

Pour le cas des tés, il nous suffit de déterminer le coefficient de perte de charge k qui diffère selon le type de té (amenée, départ, regroupement...etc.)

Les coefficients k sont représentés dans l'annexe 2.

III.4. Application

III.4.8. Calcul du Débit Volumique totale de distribution (Q_v)

➤ **Données utilisées pour le calcul :**

- Nombre de Compresseurs : 2 unités, fonctionnant en parallèle.
- Le Débit volume aux conditions de référence : $Q_v = 29,750m^3 / \text{min}$

La Pression absolue de référence : $P = 7,5bar$

La Température absolue de référence : $T = 273,15k$

➤ **Définir les Conditions normales (CNTP) :**

On a $T_0 = 273,15^\circ c$ $P_0 = 1,01325bar$

➤ **Conditions de distribution du réseau :**

On a $T = 70 + 273,15 = 343,15k$

$$P = P_{ref-man} + P_{abs}$$

$$P = 7,5 + 1,013 = 8,513bar$$

➤ **Calcul du Débit Total du Système**

Comme nous avons deux compresseurs identiques en parallèle, leurs capacités s'additionnent.

$$Q_{vt-asp} = (Q_{v-asp} \text{ Par compresseur}) \times (\text{Nombre de compresseurs})$$

$$Q_{vt-asp} = 29,750m^3 / \text{min} \times 2 = 59,500m^3 / \text{m}$$

$$Q_{vt-asp} = 0,9916m^3 / s$$

$$Q_m = cst \Rightarrow Q_m = \rho \cdot Q_v$$

$$Q_{v_0} \cdot \frac{P_0}{T_0} = Q_v \cdot \frac{P}{T}$$

$$Q_{vt-dis} = Q_{v0t} \left(\frac{T}{T_0} \cdot \frac{P_0}{P} \right)$$

$$Q_{vt-dis} = 0,9916 \times \left(\frac{343,15}{273,15} \times \frac{1,013}{8,513} \right)$$

$$Q_{vt-dis} = 0,148 m^3 / s \text{ Ou bien } Q_{vt-dis} = 8,864 m^3 / \text{min}$$

III.4.9. Calcule des pertes de charges de la conduite principale

A) PDC Linéaire ΔH_L

➤ **De sortie du compresseur au filtre :**

Les données :

Diamètre de la conduite : $D = 0,065 \text{m}$

La rugosité interne de la conduite de inox : $\varepsilon = 0,002 \text{ mm}$

Débit volumique : $Q_{vt} = 8,864 m^3 / \text{min}$

Température de l'air : $T = 343,15 \text{K}$

Une pression : $P = 8,5132 \text{bar}$

r : Constante du gaz $r = 287,1 [J / \text{Kg.K}]$

Alors : on calcule premièrement la masse volumique de fluide :

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{T}{T_0} \cdot \frac{P_0}{P}$$

$$\rho = 1,291 \cdot \left(\frac{273,15}{343,15} \right) \cdot \left(\frac{8,513}{1,013} \right) \quad \text{(III.1)}$$

$$\rho = 8,635 m^3 / \text{kg}$$

Deuxièmement on calcule la viscosité dynamique :

$$\mu = 1,458 \times 10^{-6} \frac{T^{\frac{3}{2}}}{101,4 + T} \quad \text{(III.2)}$$

$$\mu = 2,04 \times 10^{-5} \text{Pa.s}$$

Pour déterminer la vitesse d'écoulement en utiliser l'équation conservation de masse (continuité) :

$$Q_v = V \times S \Rightarrow V = \frac{Q_v}{S}$$

$$\text{Donc : } V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad (\text{III.3})$$

➤ **Application numérique**

Les données $D = 0,065m$; $Q_{vt} = 8,864m^3 / \text{min}$;

$$Q_v = \frac{8.635}{60} = 0,148m^3 / s$$

$$V = \frac{4 \times 0,148}{\pi \times (0,065)^2} = 44,6236m / s$$

Enfin on peut calculer le Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{V.D}{\nu} = \frac{\rho.V.D}{\mu} \quad (\text{III.4})$$

➤ **Application numérique**

Les données $D = 0,065m$; $V = 44,6236m / s$; $\rho = 8,635m^3 / kg$; $\mu = 2,04 \times 10^{-5} Pa.s$

$$Re = \frac{8,635 \times 44,6236 \times 0,065}{0,0000204}$$

$$Re = 1227752,64$$

On peut constater que $Re \geq 10^5$

D'après le nombre de Reynolds Re , la nature de l'écoulement est turbulent.

Le nombre de Reynolds est compris $Re \geq 10^5$, on utilise la formule suivante (la formule

De Colebrook) pour déterminer la valeur du coefficient de la perte de charge linéaire λ .

Nous obtenons la valeur approximative de (λ)

$$\lambda = \frac{1}{2 \log \left(\frac{Re}{4,522 \log Re - 3,8215} \right)^2} \quad (\text{III.5})$$

Donc on prend $\lambda = 0,01124$

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

Nous Allons la calculer

$$\Delta H_L = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III.6})$$

➤ **Application numérique**

Les données $\lambda = 0,01124$; $D = 0,065m$; $V = 44,6236m/s$; $L = 3m$; $g = 9,81m/s$

$$\Delta H_{L_1} = 0,01124 \times \frac{3}{0,065} \times \frac{(44,6236)^2}{2 \times 9,81}$$

$$\Delta H_{L_1} = 52,6961m$$

➤ **Du filtre a ballon d'air :**

- D'après la relation (III.1), on a trouvé : $\rho = 8,635m^3/kg$
- D'après la relation (III.2), on a trouvé : $\mu = 2,04 \times 10^{-5} Pa.s$

Pour déterminer la vitesse d'écoulement en utiliser l'équation conservation de masse (continuité) :

Les données $D = 0,08m$; $Q_{vt} = 0,148m^3/s$

$$V = \frac{4 \times 0,148}{\pi \times (0,08)^2} = 29,4585m/s$$

- D'après la relation (III.4), on a trouvé :

$$Re = \frac{8,635 \times 29,4585 \times 0,08}{0,0000204} = 997549,02$$

On peut constater que $Re \geq 10^5$

D'après le nombre de Reynolds Re, la nature de l'écoulement est turbulent.

Le nombre de Reynolds est compris $Re \geq 10^5$, on utiliser la formule suivant (la formule

De Cole brook) pour déterminer la valeur du coefficient de la perte de charge linéaire λ .

- D'après la relation (III.5), on a trouvé : $\lambda = 0,01165$

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

Nous Allons la calculer

- D'après la relation (III.6) :

➤ **Application numérique**

Les données $\lambda = 0,01165$; $D = 0,08m$; $L = 65m$; $V = 29,4585m / s$; $g = 9,8m / s^2$

$$\Delta H_{L_2} = 0,01165 \times \frac{65}{0,08} \times \frac{(29,4585)^2}{2 \times 9,81}$$

$$\Delta H_{L_2} = 418,8421m$$

➤ **De ballon d'air à l'utilisation**

- D'après la relation (III.1), on a trouvé : $\rho = 8,635m^3 / kg$
- D'après la relation (III.2), on a trouvé : $\mu = 2,04 \times 10^{-5} Pa.s$

D'après la relation (III.2), on peut déterminer la vitesse d'écoulement en utiliser l'équation

Conservation de masse (continuité) :

➤ **Application numérique**

Les données $D = 0,11m$; $Q_v = 0,148m^3 / s$

$$V = \frac{4 \times 0,148}{\pi \times (0,11)^2} = 15,5814m / s$$

Enfin on peut calculer le Nombre de Reynolds

D'après la relation (III.2), on a trouvé

$$Re = \frac{8,635 \times 15,5814 \times 0,11}{0,0000204} = 725490,196$$

:

On peut constater que $Re \geq 10^5$

D'après le nombre de Reynolds Re , la nature de l'écoulement est turbulent.

Le nombre de Reynolds est compris $Re \geq 10^5$, on utilise la formule suivante (la formule de Colebrook) pour déterminer la valeur du coefficient de la perte de charge linéaire λ .

– D'après la relation **(III.5)**, on a trouvé : $\lambda = 0,01231$

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

Nous allons la calculer

D'après la relation **(III.6)**

➤ **Application numérique**

Les données $\lambda = 0,01231$; $D = 0,11m$; $L = 65m$; $V = 15,5814m/s$; $g = 9,81m/s^2$

$$\Delta H_{L_3} = 0,01231 \times \frac{65}{0,11} \times \frac{(15,5814)^2}{2 \times 9,81}$$

$$\Delta H_{L_3} = 90,0717m$$

Les pertes de charges linéaires totales dans le conduit

$$\Delta H_{L-TOT} = \Delta H_{L1} + \Delta H_{L2} + \Delta H_{L3} \quad \textbf{(III.7)}$$

$$\Delta H_{L-TOT} = 561,6100m$$

Les résultats de calcul dans le réseau de distribution principal sont résumés dans le tableau ci-dessous

Tronçons	D(mm)	L(mm)	V(m/s)	Re	λ	$\Delta H_L(m)$
Sortie de Compresseur	65	3	44,6263	1227752,64	0,01124	52,6961
Le filtre	80	65	29,4585	997549,02	0,01165	418,8421
Le ballon D'air	110	65	15,5814	725490,196	0,01231	70,0717
$\Delta H_{L-Totale}$						561,6100

Tableau III.2: Pertes de charges linéaires dans l'installation de distribution du réseau

b) PDC Singulière ΔH_S

➤ **De sortie Du compresseur au filtre :**

Pour calculer le coefficient K_1 du coude arrondi 90° doit être utilisé l'expression Suivant :

$$K_1 = \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{D}{2 \times RC} \right)^{\frac{7}{2}} \right] \frac{\delta}{90^\circ} \quad (\text{III.8})$$

➤ **Application numérique**

Les données $D = 0,065m$; $R_c = 0,098m$; $\delta = 90^\circ$

➤ **Pour les coudes de 90°**

$$K_1 = \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{0,065}{2 \times 0,098} \right)^{\frac{7}{2}} \right] \frac{90}{90} = 0,17$$

Donc la perte de charge singulière ΔH_s égale :

$$\Delta H_s = K_1 \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III.9})$$

➤ **Application numérique**

Les données $V = 44,6236m/s$; $K_1 = 0,17$, $g = 9,81m/s^2$

$$\Delta H_{s1} = 0,17 \times \frac{(44,6236)^2}{2 \times 9,81} = 17,2235m$$

Nombre de coudes : 4 $\Rightarrow \Delta H_{s1} = 68,8943m$

➤ **De ballon d'air à l'utilisation**

- **Pour les coudes de 135°**

Pour calculer le coefficient K_1 du coude arrondi 135°, doit être utilisé l'expression (III.8) :

- **Application numérique**

Les données $D=0,11m$; $Rc = 0,165m$; $D=0,11m$; $\delta = 135^\circ$

$$K_2 = \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{0,11}{2 \times 0,165} \right)^{\frac{7}{2}} \right] \frac{135}{90} = 0,26$$

Donc la perte de charge singulière ΔH_S égale à la relation (III.9) :

- **Application numérique**

Les données $V = 15,5814m/s$; $K_2 = 0,26$; $g = 9,81m/s^2$

$$\Delta H_{s2} = 0,26 \times \frac{(15,5814)^2}{2 \times 9,81} = 3,1499m$$

Nombre de coudes : 2 $\Rightarrow \Delta H_{s2} = 6,2998m$

- **Pour les coudes de 90°**

D'après la relation (III.8) :

- **Application numérique**

Les données $D = 0,11m$; $Rc = 0,165m$; $\delta = 90^\circ$

$$K_2 = \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{0,11}{2 \times 0,165} \right)^{\frac{7}{2}} \right] \frac{90}{90} = 0,17$$

D'après la relation (III.9) :

- **Application numérique**

Les données $V = 15,5814 \text{ m/s}$; $K_2 = 0,17$; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$\Delta H_{s2} = 0,17 \times \frac{(15,5814)^2}{2 \times 9,81} = 2,0999 \text{ m}$$

Nombre de coudes : 2 $\Rightarrow \Delta H_{s3} = 4,1998 \text{ m}$

La perte de charge total des coudes

$$\Delta H_{sToT-coudes} = 79,3939 \text{ m}$$

Les résultats des calculs sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Tronçons	δ°	K	N° coude	$\Delta H_s(m)$
Sortie de compresseur	90	0,17	4	68,8943
Le ballon D’air	135	0,26	4	10,4996
	90	0,17		
ΔH_{Totale}				79,3939

Tableau III.3: Pertes de charges singulières dans l'installation de distribution du réseau principal

➤ **Pertes de charge dans les tés, les ballons d'air, les vannes et les filtres :**

- **Cas des tés :**

Les tés induisent des pertes de charge différentes selon leur configuration (départ, amenée ou séparation) et la branche considérée.

a. Té amenée

D'après l'annexe 2 : $k=0,5$

$$\Delta H_{s-Téamenée} = k_{Téame} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta H_{s-Téamenée} = 0,5 \times \frac{(22,3118)^2}{2 \times 9,81} = 12,6864m$$

b. Té-départ

D'après l'annexe 2 $k=1,5$

$$\Delta H_{s-Téamenée} = 1,5 \times \frac{(22,3118)^2}{2 \times 9,81} = 38,059m$$

$$\Delta H_{s-TéamenéeTotal} = 50,7454m$$

• **Cas des ballons d'airs :**

Pour les ballons on prend en compte les élargissements brusques à l'entrée et les rétrécissements brusques à la sortie.

1er cas : élargissement brusque :

D'après l'annexe 3 : $K \approx 1$

$$\Delta H = K \frac{V^2}{2g}$$

D'après la relation (III.26) :

$$\Delta H_{sball-entrée} = \frac{(15,5814)^2}{2 \times 9,81} = 12,374m$$

2eme cas : rétrécissement brusque :

D'après l'annexe 4: $k = 0,5$

D'après la relation (III.26) :

$$\Delta H_{sball-sortie} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(15,5814)^2}{2 \times 9,81} = 6,1870m$$

La perte de charge du ballon d'air : $\Delta H_{ballon} = 18,561m$

Nombre de ballon dans l'unité : 3

$$\text{Donc : } \Delta H_{\text{ballon-ToT}} = 55,683m$$

- **Cas des Filtre**

D'après l'annexe 2

Le filtre le plus adéquat est de type : filtre coalescent DD.

$$\text{D'après Annex1 : } \varsigma = 6,9$$

$$\text{D'après la relation (III.26) : } \Delta H_s = \varsigma \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta H_{s-\text{filtre}} = 6,9 \times \frac{(20,8344)^2}{2 \times 9,81} = 175,0730m$$

Nombre de filtres : 2 filtres, installés en série.

$$\text{Donc : } \Delta H_{\text{filtre-ToT}} = 350,146m$$

- **Cas des Vanne**

Vanne utilisée :

Une vanne est installée à la sortie de chaque compresseur, et une autre est placée à l'entrée du réseau, juste avant le ballon de stockage d'air comprimé.

Vanne a boisseau angle d'ouverture a 90° (complètement ouverte 100%)

$$\text{D'après l'annex 2 : } k_v = 0,19$$

$$\text{D'après la relation (III.26) : } \Delta H_s = k_v \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\Delta H_{s-\text{vanne}_1} = 2 \times 0,19 \times \frac{(20,8344)^2}{2 \times 9,81} = 9,6417m$$

$$\Delta H_{s-\text{vanne}_2} = 0,19 \frac{(15,5814)^2}{2 \times 9,81} = 2,3510m$$

$$\Delta H_{s-\text{vanne-TOT}} = 11,9927m$$

Remarque

Les pertes de charges singulières Inclut aussi les filtres et les vannes de l'installation.

$$\Delta H_{S-totale} = \Delta H_{S-Té} + \Delta H_{S-ballond'air} + \Delta H_{S-filtre} + \Delta H_{S-vanne}$$

$$\Delta H_{S-totale} = 50,7454 + 55,683 + 350,146 + 11,9927$$

$$\Delta H_{S-TOT} = 468,5671m$$

C) PDC Totale ΔH_T

La perte de charge totale dans le réseau sont données par la relation suivante :

$$\Delta H_{S-TOT} = \Delta H_L + \Delta H_s$$

$$\Delta H_{S-TOT} = 561,6100 + 547,961$$

$$\Delta H_{S-TOT} = 1109,571m$$

Les résultants récapitulatifs des pertes de charge dans le réseau sont donnés dans le tableau

Ci-dessus :

	$\Delta H_L (m)$	$\Delta H_s (m)$	$\Delta H_{S-Té} + \Delta H_{S-ballond'air} + \Delta H_{S-filtre} + \Delta H_{S-vanne}$ (m)	Totale
Totale	561,6100	79,3939	468,5671	1109,571

Tableau III.4: Récapitulatif des pertes de charge dans le réseau

On a $\Delta P_T = \rho g \Delta H_T$

$$\Delta P_T = 0,9399bar$$

Après le calcul des pertes de charge dans le réseau de distribution principale, on a trouvé que la perte de charge totale est de **0,9399** bar, ce qui est acceptable.

III.4.9.1. Pression de réservoir

$$P_{rés} = P_{comp} - PDC$$

$$P_{rés} = 7,5 - 0,9399 = 6,5601bar$$

Calcul de La pression que doit assurer le compresseur :

$$P_{comp} = P_{rés} + PDC$$

$$P_{comp} = 6,5 + 0,9399 = 7,4399bar$$

III.4.9.2. Différence de pression due à la hauteur

Pour la suite de calcul on prend :

$$T = 343,15K ; g = 9,81m / s^2 ; r = 287,1J / kg.K ; P = 7,5bar ; H = 4m$$

$$P_2 = e^{\left(-\frac{g}{r.T} \times \Delta H\right)} P_1$$

$$P_2 = e^{\left(-\frac{9,81}{287,1 \times 343,15} \times 1109,571\right)} \times 7,5$$

$$P_2 = 7,497bar$$

$$\Delta P_H = P_1 - P_2$$

$$\Delta P_H = 0.003bar$$

III.4.9.3. Plage de régulation de la pression

Pour toute installation de production d'air comprimé, des réservoirs de stockage sont nécessaires afin de réduire le temps de fonctionnement du compresseur et de donner de l'autonomie au fonctionnement du procédé ; à cet effet, nous définissons une plage de régulation de pression qui permet de définir la capacité de stockage du stockage réservoir.

$$\Delta P_{reg} = P_D - P_E$$

$$\Delta P_{reg} = 0,5bar$$

	ΔP (Totale)	ΔP (Régulation)	ΔP_H (Hauteur)	P (Réservoir)	P (Compresseur)
(Bar)					
	0,94	0,5	0,003	6,5	7,5

Tableau III.5: Calcul de la pression de refoulement

Conclusion

Ce chapitre est consacré à mon analyse approfondie des pertes de charge dans les systèmes d'air comprimé, un paramètre essentiel à leur conception et à leur optimisation. J'ai détaillé l'impact significatif de ces pertes sur l'efficacité énergétique et les coûts d'exploitation, et je démontre les avantages substantiels découlant de leur réduction.

De plus, je présente ma méthodologie pour calculer avec précision la pression de réservoir. Celle-ci est déterminée en additionnant la pression de refoulement et les pertes de charge totales calculées.

Cette section met également l'accent sur l'étape cruciale de vérification de cette pression calculée pour garantir la fiabilité globale du système et sa durabilité à long terme dans des environnements industriels exigeants comme celui de CEVETAL.

Chapitre IV
Calcul thermodynamique

Introduction

La thermodynamique, science des échanges d'énergie, offre les principes fondamentaux nécessaires à la compréhension et à la prévision des variations énergétiques entre systèmes en interaction. C'est pourquoi, dans ce chapitre, mon travail consistera à déterminer la puissance consommée et le rendement du compresseur, ce qui me permettra de comparer mes résultats avec ceux fournis par le constructeur de l'installation.

IV.1. Les divers modes de compression

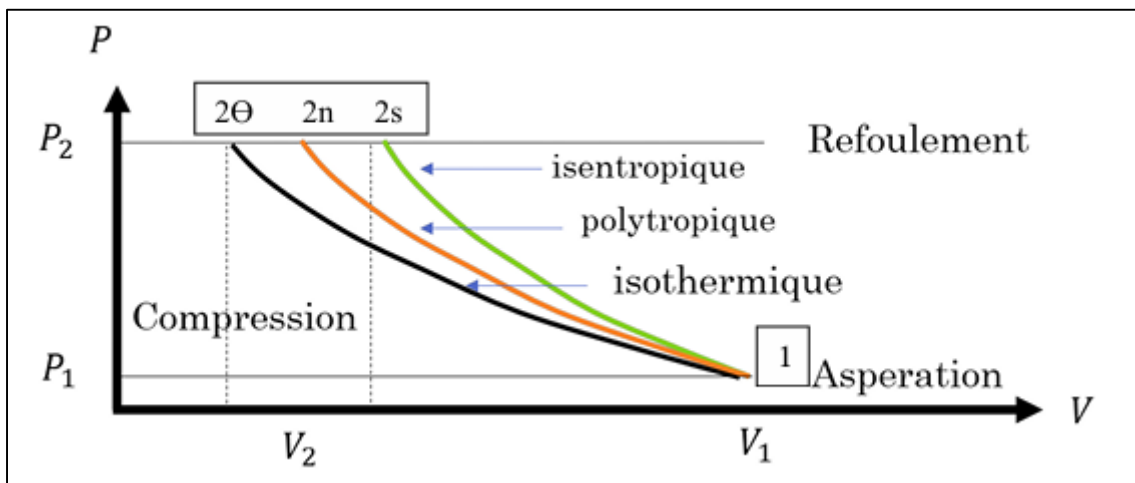


Figure IV.1 : Les divers modes de compression.

L'évolution de la pression en fonction de la variation de volume peut être soit :

Isotherme, isentropique ou polytropique

- Compression isentropique $k = \gamma$
- Compression polytropique $1 < k < \gamma$
- Compression isothermique $k = 1$

IV.1.1. Compression isothermique

La compression isotherme est un mode de fonctionnement où la température du gaz demeure constante ($K=1$). Cela est rendu possible par un refroidissement continu du compresseur, assurant que la température des gaz en sortie soit égale à celle des gaz entrants. Dans ce régime, la pression du gaz varie selon la loi $P.V = \text{constante}$. Ce processus correspond à des transitions infiniment lentes, ce qui permet une élimination continue et efficace de la chaleur générée."

IV.1.2. Compression isentropique

La compression isentropique est un processus où $k = \gamma$. Le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (compression adiabatique) et la compression se fait sans perte ni frottement interne. En conséquence, le gaz sortant sera significativement plus chaud que le gaz entrant. Cette augmentation de la température contribue également à l'élévation de la pression du gaz suit la loi de Laplace : $T.v^{\gamma-1} = cste$ Le coefficient γ (gamma) est spécifique au gaz et dépend de son atomicité (nombre d'atomes dans la molécule).

La relation de Laplace nous donne :

$$T.v^{\gamma-1} = cste \quad (IV.1)$$

Cela permet de trouver la température à laquelle la compression se termine La température de fin de compression peut être déterminée par l'expression T_2 .

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (IV.2)$$

IV.1.3. Compression Polytropique

Polytropique refroidie

Pour une compression polytropique, où $k < \gamma$, le compresseur échange de la chaleur avec le monde extérieur. La valeur de ce coefficient k dépend de l'intensité de cet échange thermique et se situe entre 1 et γ . L'évolution de la pression sera alors plus faible et plus rapide que l'évolution isentropique. La pression du gaz obéit à la loi de Laplace généralisée : $p.v^k = cste$ L'énergie théorique fournie au compresseur est indépendante de sa technologie ; elle dépend uniquement de la nature du gaz, des conditions de fonctionnement et de la manière dont la chaleur de compression est gérée.

$1 < k < \gamma$ Dépend du refroidissement.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (IV.3)$$

La valeur du coefficient k peut également être déterminée par l'expression suivante :

$$k = \frac{1}{1 - \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \quad (\text{IV.4})$$

Polytropique adiabatique :

Lorsque l'indice polytropique $k > \gamma$, la compression reste adiabatique, c'est-à-dire que le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur. Cependant, la compression est affectée par des pertes et des frottements internes. Ces irréversibilités ont pour effet de transformer une partie de l'énergie mécanique fournie en chaleur directement transférée au gaz, un phénomène qui se reflète dans l'efficacité η_p . Par conséquent, la température du gaz augmente davantage que dans le cas isentropique. Ceci entraîne une accumulation plus rapide de la pression pour un même rapport de volume. La pression du gaz obéit alors à la loi de Laplace généralisée : $T.v^{\gamma-1} = cste$

Remarque : la notation utilisée ici est celle couramment utilisée dans la documentation Française. Dans la littérature anglo-saxonne, γ est généralement remplacé par K et K par n , c'est-à-dire source de confusion.

IV.1.4. Rendement effectif du compresseur

Soit le rendement effectif du compresseur égal à :

$$\eta_{eff} = \eta_i \eta_m \quad (\text{IV.5})$$

Une relation de type de celle de Déchausse peut-être utilisée lorsqu'on ne dispose pas des données du constructeur. [31]

$$\eta_{eff} = 0,8 - 0,0064(\tau - 5)^2 - \frac{0,5}{\tau - 0,3} \quad (\text{IV.6})$$

Avec τ est le taux de compression

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{IV.7})$$

IV.2. Travail de la compression

Le fluide est considéré comme gaz parfait régis par l'équation suivante :

$$P.v = m.r.T$$

P : Pression du gaz [Pa].

V : Volume occupé par la masse m de gaz [m³]

m : Masse de l'air [kg].

r : Constante des gaz (air) [J / kg.K].

T : Température absolue [K].

Le travail théorique dans le cas d'un système ouvert est défini comme suite :

$$W' = -P_1 v_1 - \int_1^2 P dv + P_2 v_2 \quad (IV.8)$$

Le terme $[P_1 v_1 + P_2 v_2]$ représente pour les transformations considérées réversibles. En faisant l'intégration par partie :

$$\int_1^2 P dv = P_2 v_2 - P_1 v_1 - \int_1^2 P dv \quad (IV.9)$$

L'équation (IV .12) devient

$$W' = \int_1^2 P dv \quad (IV.10)$$

IV.2.1. Evolution isothermique

Le travail de compression isotherme représente la quantité d'énergie théorique consommée par une machine thermique parfaite (compresseur idéal), ce qui est rendu possible par un refroidissement tel que la température du gaz reste constante tout au long du processus [23], [24].

$$W'_\theta = rT \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (IV.11)$$

IV.2.2. Evolution isentropique

$$P v^k = cst$$

$$W'_{is} = Cp(\Delta T) \quad (IV.12)$$

Qui égale à :

$$W'_{is} = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} [T_2 - T_1] \quad (\text{IV.13})$$

IV.3.3 Evolution polytropique

On a $Pv^n = cst$

Le travail (W'_p) est égal à :

$$W'_p = \frac{n \cdot R}{n - 1} [T_2 - T_1] \quad (\text{IV.14})$$

Le travail réel de compresseur est donné par l'expression suivante :

$$W_{reel} = \frac{W'_p}{\eta_{eff}} \quad (\text{IV.15})$$

IV.3. Chaleur de la compression

Selon le premier principe de la thermodynamique des systèmes ouverts :

$$W' + Q = \Delta H \quad (\text{IV.16})$$

$$\text{Avec : } \Delta H = Cp[T_2 - T_1] \quad (\text{IV.17})$$

IV.4.1 Transformation isotherme

$$\Delta H = 0 \text{ Et } Q_\theta = -W_\theta \quad (\text{IV.18})$$

$$Q_\theta = -rT \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (\text{IV.19})$$

IV.3.1. Transformation isentropique

L'évolution adiabatique s'effectue sans échange de chaleur, la transformation est réversible, donc la relation (VI. 20) devient :

$$W'_{is} = \Delta H \quad (\text{IV.19})$$

$$\rightarrow Q_{is} = 0 \quad (\text{IV.20})$$

IV.3.2. Transformation polytropique

Dans le cas de transformation polytropique, il y a un échange de chaleur non nul, donc selon le premier principe des systèmes ouverts :

$$Q_p = \Delta H - W'$$

$$\Delta H = Cp[T_2 - T_1] \text{ Et } W'_p = \frac{n.r}{n-1}[T_2 - T_1] \quad (\text{IV.21})$$

$$Q_p = Cp[T_2 - T_1] - \frac{n.r}{n-1}[T_2 - T_1] \quad (\text{IV.22})$$

En remplace $Cp = \frac{\gamma.r}{\gamma-1}$

On a

$$Q_p = \frac{r}{\gamma-1} \cdot \frac{n-\gamma}{n-1} [T_2 - T_1] \quad (\text{IV.23})$$

Sachant que $C_v = \frac{r}{\gamma-1}$

Alors nous définissons la chaleur massique polytropique comme suit :

$$C_v \left(\frac{n-\gamma}{n-1} \right) = C_n$$

IV.4. Puissance du compresseur

La puissance du compresseur (\dot{W}_c) est l'énergie nécessaire pour comprimer un fluide à la pression voulue, et est fonction de la charge de travail et des spécificités de son fonctionnement.

On calcul la puissance du compresseur avec l'équation suivante :

$$\dot{W}_c = Q_m \cdot W_{reel} \quad (\text{IV.24})$$

IV.5. Puissance du moteur d'entraînement

IV.5.1. Pertes mécaniques

L'équation empirique suivante permet d'estimer les pertes mécaniques dans le roulement et les joints d'étanchéité :

$$P_m = \left(\dot{W}_c \right)^{0,4} \quad (\text{IV.25})$$

IV.5.2. La puissance utile sur l'arbre

La puissance utile est définie comme suite :

$$\dot{W}_u = W_{reel} + P_m \quad (\text{IV.26})$$

IV.6. Application

L'étude réelle pour une compression sera faite sur le compresseur à vis lubrifié mono-étagé RENNER RFS 160D. Pour ce compresseur, un rendement de compresseur (η_c) de 0.80 est pris en compte. Le compresseur délivre de l'air comprimé à une pression maximale de 7,5Bar.

IV.6.1. Calcul du travail théorique du compresseur

Et d'après la relation (IV.3)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Avec $n=1,3$

On suppose que le compresseur est bien refroidi. La transformation associée à la compression de l'air est une transformation polytropique et pour un compresseur bien refroidi on prend $n=1,3$. Avec : n : Coefficient polytropique.

Etat initial de l'air

$$P_1 = 1,013\text{bar} = 1,013 \times 10^5 \text{Pa}$$

$$T_1 = 25^\circ \text{C} = 298,15 \text{K}$$

Etat final :

$$P_2 = 7,5\text{bar} = 7,5 \times 10^5 \text{Pa}$$

$$T_2 = 298,15 \left(\frac{7,5}{1,013} \right)^{0,2307} = 473,17 K$$

Et d'après la relation (IV.3)

$$W'_{Th} = \frac{n.r}{n-1} (T_2 - T_1)$$

$$W'_{Th} = \frac{1,3 \times 286,7}{1,3-1} (473,17 - 298,15)$$

$$W'_{Th} = 217,4390 KJ / Kg$$

IV.6.2. Calcul du travail réel du compresseur

On a

$$W_{réel} = \frac{W'}{\eta_c}$$

$$W_{réel} = \frac{217,4390}{0,80} = 271,7987 KJ / Kg$$

IV.6.3. Calcul de la puissance du compresseur

En utilisant la relation (IV .24)

$$\dot{W}_c = \dot{Q}_m . W_{réel}$$

On a

$$\dot{Q}_m = \frac{\dot{Q}_v}{V} \Rightarrow V = \frac{rT}{P}$$

$$v = \frac{rT}{P} = \frac{286,7 \times 298,15}{1,013 \times 10^5} = 0,8438 m^3 / Kg$$

$$\dot{Q}_m = \frac{0,4958}{0,8438} = 0,5875 kg / s$$

On trouve

$$\dot{W}_c = 159,6817 \text{ kW}$$

IV.6.4. Calcul de perte mécanique

La perte mécanique du compresseur sera déterminée d'après la relation (IV.25) :

$$P_m = \left(\dot{W}_c \right)^{0,4}$$

$$P_m = 7,6085 \text{ kW}$$

IV.6.5. Calcul de la puissance utile sur l'arbre du moteur électrique

En appliquant la relation (IV.26), on a trouvé le résultat suivant :

$$\dot{W}_u = \dot{W}_{\text{réel}} + P_m = 279,4072 \text{ kW}$$

Paramètre	Le travail théorique $\dot{W}' [KJ / Kg]$	Le travail réel $\dot{W}' [KJ / Kg]$	Le rendement Effectif η_{eff}	La puissance de compresseur $\dot{W}_c [KW]$	La puissance Utile $\dot{W}_u [KW]$
Résultats	217,4390	217,7987	80	159,6817	279,4072

Tableau IV.1: Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur

IV.7. Discussion des résultats

Pour vérifier la validité de nos calculs thermodynamiques, nous avons comparé nos résultats avec ceux du fabricant du compresseur RENNER RSF 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 du compresseur kW		Erreur %
	Calculs thermodynamiques	Données de constructeur	
RENNER RSF 160D	159,6817	160	0,1989

Tableau IV.2: Comparaison des résultats aux données de constructeur.

Commentaire

En examinant les résultats de mon calcul précédent, je constate que les valeurs obtenues pour le compresseur sont très proches des données fournies par le constructeur. La légère différence de puissance observée est probablement attribuable à de subtiles variations dans les conditions réelles de l'air comprimé, telles que la température ambiante ou l'humidité, qui peuvent influencer la performance effective de la machine.

Conclusion

Dans ce chapitre, mon travail s'est concentré sur les calculs des performances, du travail réel et de la puissance effective du compresseur.

J'ai ensuite comparé les valeurs que j'ai obtenues grâce aux calculs thermodynamiques avec les données fournies par le constructeur. J'ai pu constater que mes résultats sont satisfaisants, démontrant une bonne concordance.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Gérer cette interdépendance, j'ai mis en œuvre une méthode itérative, en considérant ce mémoire a eu pour objectif principal le dimensionnement de l'installation d'air comprimé au complexe CEVITAL de Bejaia, une démarche cruciale pour garantir l'efficacité énergétique et la fiabilité des opérations industrielles. Cette expérience de stage a été déterminante pour approfondir ma compréhension des principes théoriques et leur application concrète sur le terrain.

J'ai abordé la problématique de la détermination de la pression de consigne du réservoir d'air. Ce calcul s'est avéré complexe, car il devait tenir compte de la pression de refoulement exigée par les machines du complexe, à laquelle s'ajoutaient les inévitables pertes de charge générées le long des canalisations. Pour comportement polytropique des compresseurs à vis lubrifiés. La pertinence de mon modèle a été confirmée par une puissance consommée calculée de 159 kW, qui correspond de manière satisfaisante aux 160 kW affichés sur la plaque signalétique du compresseur.

Mon étude a également mis en évidence l'influence significative de plusieurs paramètres sur les pertes de charge. J'ai notamment démontré que l'augmentation du débit d'air entraîne une hausse des pertes de charge, tandis que l'accroissement du diamètre des canalisations permet de les réduire. De plus, j'ai souligné l'impact majeur de la température de l'air comprimé, prouvant qu'un refroidissement efficace, notamment via les sécheurs, est essentiel pour minimiser ces pertes et optimiser le fonctionnement global.

En somme, ce projet m'a permis de dimensionner de manière rigoureuse le système d'air comprimé de CEVITAL en partant des besoins réels en pression. Les recommandations formulées, basées sur une compréhension approfondie des phénomènes de compression et de circulation de l'air, visent à établir une installation plus efficace, stable et économiquement avantageuse. Cette expérience a non seulement renforcé mes compétences techniques, mais aussi ma capacité à analyser et à résoudre des problématiques industrielles complexes avec une approche méthodique.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] : " Présentation du la société MFG ". Le site officiel de l'entreprise MFG CEVITAL
- [2] MARCO CALEFFI Hydraulique (8), perte de charge linière. Dans les installations France La MAS Altière Quartier PELINGRON 26120 Montmeyran octobre 2015.
- [3] OLIVER SONNENTAG, Notions de base de l'atmosphère (effets, composition, structure, histoire) janvier 2012
- [4] "Air comprimé", Wikipédia,
https://fr.wikipedia.org/wiki/Air_comprimé#:~:text=L%27air%20comprimé%20est%20consi%20déré,à%2080%20TWh%20par%20an.
- [5] Manuel de formation TOTAL (Les compresseurs)..
- [6] MAAMOUNE Saad et LEBSSISSE Noureddine / Thème: ADAPTATION D'UN NOUVEAU SYSTEME D'ETANCHEITE (LA GARNITURE AU COMPRESSEUR K201B / Mémoire Master, Université Ouargla 2010/2011.
- [7] Mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état l'année 2010/2011
- [8] Dspace.univ-ouargla.dz
- [9] Smet Enda et Djida Nabil thème (Analyse de fonctionnement de compresseur
- [10] Samet Henda et Djrida Nabil thème (Analyse de fonctionnement de compresseur par l'application de l'AMDEC (compresseur de la mine de Boukhadra)) UNIVERSITE LARBI TEBSSI –TEBESSA 2015-2016
- [11] : MYOUBI-IDRISSI, « Technique du froid, composant », LICENCE PROFESSIONNELLE, 2006.
- [12] CHEURFI Abderrahim et AMARACHE Salim / Thème : Etude et maintenance du compresseur centrifuge BCL-406 Problème d'encrassements / Mémoire Master, Université M'AMED BOUGUERA Boumerdes 2016-2017.
- [13] GICA données de ciment-TOUGGOURT –

Annexes

Performances et Spécifications des Filtres Atlas Copco

**FILTRES ATLAS COPCO:
Performances**

DD : Filtre coalescent d'usage général,
rétention des huiles 0.5mg/m³ (0.1 ppm)
et des particules 1 micron, Δp = 0,14 bar

DDP : Filtre anti poussière,
rétention des particules 1 micron, Δp = 0,08 bar

PD : Filtre coalescent haute efficacité,
rétention des huiles 0.001/m/m³ (0.01 ppm)
et des particules 0.01 micron, Δp = 0,2 bar

: Ligne à haute efficacité d'adsorption d'huiles et des odeurs
adsorption ponctuelle 0.01 mg/m³ (0,003 ppm),
et une efficacité 0,01 micron, Δp = 0,2 bar

Activecler cholestérol et triglycérides 0.001 mg/m³ (ppm),
d'une efficacité Δp = 0,07 à 0,30 bar



Annexe 02

- Le cas des tés

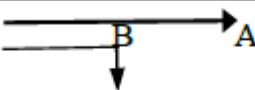
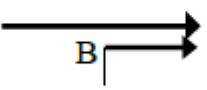

Désignation	Schéma	Repère	k
Té-départ		A	0.25
		B	1.5
Té-amenée		A	0.5
		B	2
Té-séparation		A	3
		B	3

Tableau 1 : Les différents coefficients des pertes de charges au niveau des coudes et des Tés

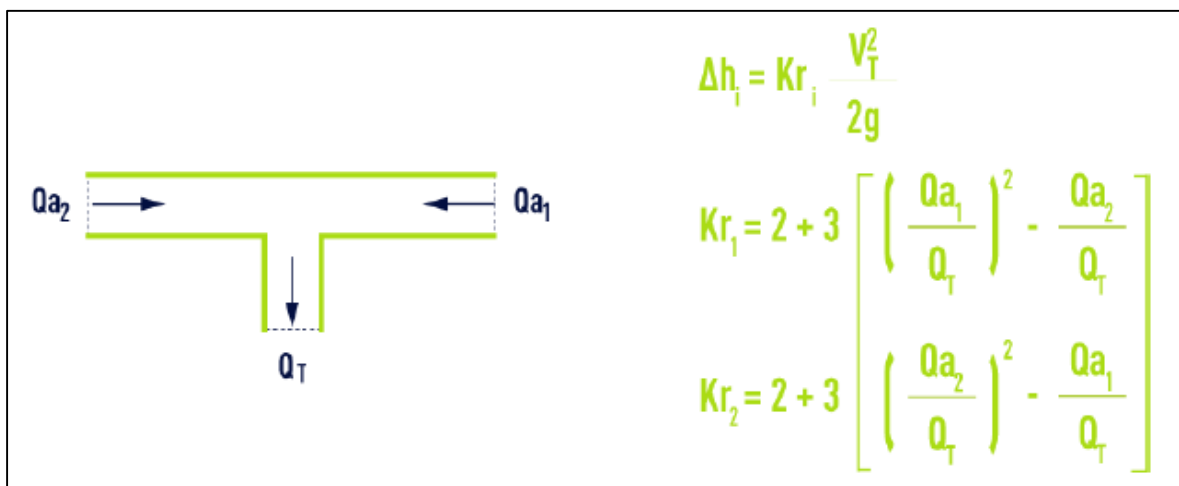


Figure 1 : Calcul du coefficient de perte de charge k pour un té de regroupement

- Cas des vannes ouvertes et raccords

	K usuel	Variations de K
Vanne à sièges parallèles	0,12	0,08 à 0,2
Vanne à sièges obliques		0,15 à 0,19
Vanne d'angle		2,1 à 3,1
Vanne à pointeau		7,2 à 10,3
Robinet à soupape droit		4 à 10
Robinet à soupape d'équerre		2 à 5
Robinet à flotteur	6	
Robinet à boisseau		0,15 à 1,5
Clapet de retenue à battant	2 à 2,5	1,3 à 2,9
Clapet de pied (crépine exclue)	0,8	
Raccordement par manchon		0,02 à 0,07

Tableau 2 : Vannes ouvertes et raccords

- Le cas des ballons d'air (réservoir)

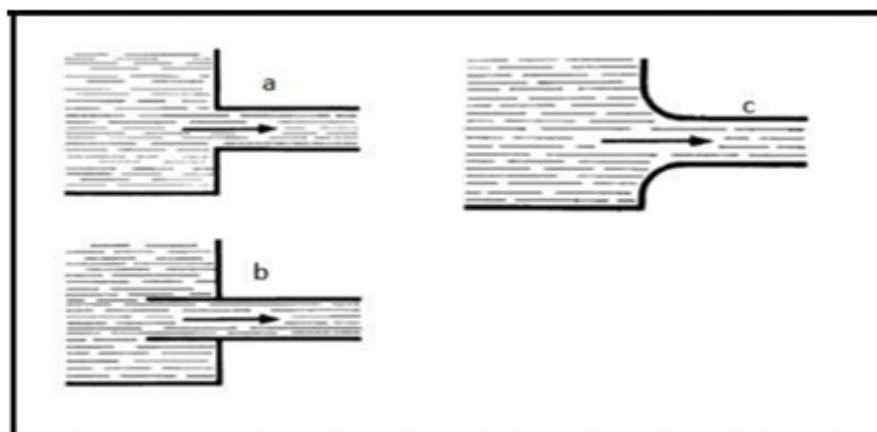


Figure 2 : Différents branchements sur un réservoir

Type de branchement	La valeur de k
A	0.5
B	1.5
C	0.1

Tableau 4

Annexe 03

- **Coudes brusques**

Le coefficient de perte de charge locale pour le coude brusque avec un angle de déviation α est donnée par [22] :

Angle 90° : $K=1$

Angle δ : $K = 0,947 \sin^2\left(\frac{\delta}{2}\right) + 2,047 \sin^4\left(\frac{\delta}{2}\right)$

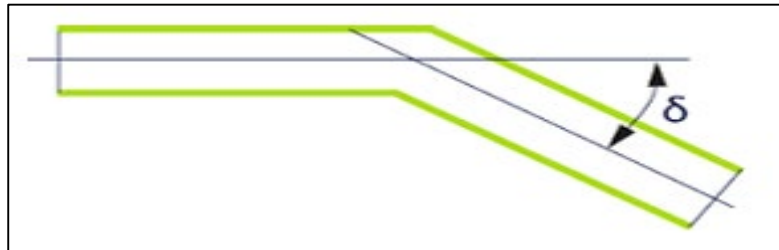


Figure.3: Schéma d'un coude brusque.

- **Coudes convenablement arrondis** :[22]

$$K_1 = \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2 \times RC} \right)^{\frac{7}{2}} \right] \frac{\delta}{90^\circ}$$

Ou :

δ : Angle de déviation en radians

D : Diamètre de la conduite

R : Rayon de courbure du coude

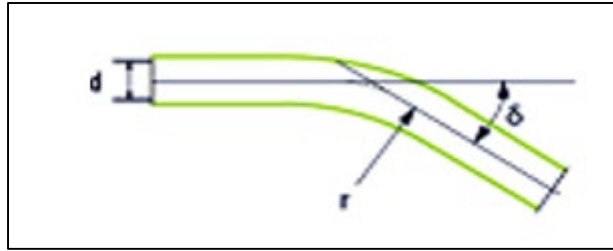


Figure.4 : Schéma d'un coude convenablement arrondi

1. Elargissement progressif de section (divergent)

$$K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \sin \delta$$



Figure.5 : Schéma d'une conduite divergente

2. Rétrécissement progressif de section (convergent)

$$K = \left(\frac{1}{\mu}\right)^2 \sin \alpha$$

Ou: α : est le rapport de section $S1/S2$

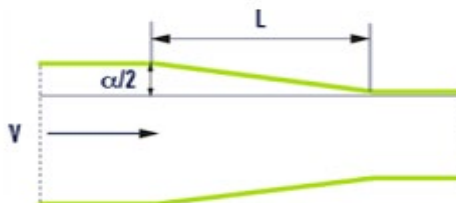


Figure.6 : Schéma d'une conduite convergente

- **Entrée ou sortie des tuyauteries**

Elles sont des cas particuliers n du rétrécissement brusque.[22]

- Entrée : $K = 0.5$

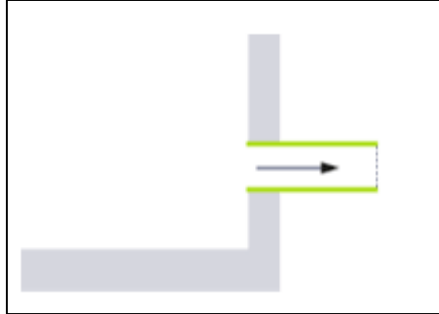


Figure.7 : Schéma entrée du fluide dans la conduite

- Sortie : $K = 1$

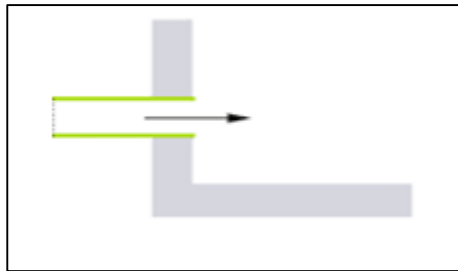


Figure.8 : Schéma sortie du fluide dans la conduite

Pour une sortie brutale, l'énergie cinétique $\frac{v^2}{2g}$ est totalement perdue.

Annexe 04

Caractéristiques Techniques des Compresseurs à Vis RENNER RS et RSF (75-250 kW)

RS 75 – RS 250 / RSF 75 – RSF 250									
Modèle	Débit m ³ /min				Puissance nominale		Sortie de l'air comprimé en pouces	Dimensions L x l x H en mm	Poids kg
	7,5 bar	10 bar	13 bar	15 bar	kW	CV			
RS 75	12,10	10,35	9,20	8,10	75,0	100	G2	1754 x 1104 x 1697	1270
RS 85	14,16	12,12	10,71	9,38	85,0	114	G2	1754 x 1104 x 1697	1295
RS 90	15,55	13,70	*	*	90,0	120	G2½	2110 x 1356 x 1936	1985
RS 1-110	18,50	15,90	*	*	110,0	150	G2½	2110 x 1356 x 1936	2100
RS 2-110	18,85	16,40	*	*	110,0	150	G3	2587 x 1652 x 1993	2800
RS 132	23,45	20,40	*	*	132,0	177	G3	2587 x 1652 x 1993	3160
RS 160	27,90	24,85	*	*	160,0	215	G3	2587 x 1652 x 1993	3240
RS 200	*	*	*	*	200,0	268	*	*	*
RS 250	*	*	*	*	250,0	335	*	*	*
* sur demande									
RSF 75	3,63 – 12,10	3,11 – 10,35	2,76 – 9,20	2,43 – 8,10	75,0	100	G2	1754 x 1104 x 1697	1343
RSF 85	4,25 – 14,16	3,64 – 12,12	3,21 – 10,71	2,81 – 9,38	85,0	114	G2	1754 x 1104 x 1697	1375
RSF 90	4,67 – 15,55	4,11 – 13,70	*	*	90,0	120	G2½	2110 x 1356 x 1936	2063
RSF 1-110	5,55 – 18,50	4,77 – 15,90	*	*	110,0	150	G2½	2110 x 1356 x 1936	2180
RSF 2-110	5,66 – 18,85	4,92 – 16,40	*	*	110,0	150	G3	2587 x 1652 x 1993	2920
RSF 132	7,04 – 23,45	6,12 – 20,40	*	*	132,0	177	G3	2587 x 1652 x 1993	3281
RSF 160	8,37 – 27,90	7,46 – 24,85	*	*	160,0	215	G3	2587 x 1652 x 1993	3350
RSF 200	*	*	*	*	200,0	268	*	*	*
RSF 250	*	*	*	*	250,0	335	*	*	*
* sur demande									
Options:								Référence	
Système électronique RENNERtronic Plus								05591	

Etude d'une installation de compresseur d'air comprimé

Résumé

Mon travail a été réalisé à l'issue d'un stage pratique effectué au sein du complexe CEVITAL. Il a consisté en l'étude d'une installation de compresseur d'air comprimé CEVITAL-Bejaia -, incluant son dimensionnement énergétique, desservant les chaînes de production de l'entreprise.

Mon but était de minimiser les pertes de charge opérant tout au long de la canalisation. Pour cela, j'ai procédé au calcul du débit volumique total de distribution et à l'évaluation de ces pertes. Je me suis également intéressé à l'analyse des performances du compresseur, notamment sa pression de refoulement, dans laquelle j'ai effectué une étude thermodynamique du compresseur à vis afin de déterminer sa consommation en énergie électrique.

Mots clés : air comprimé, pression de réservoir, pression de refoulement, pertes de charges, Puissance du compresseur.

Abstract

My work was carried out following a practical internship at the CEVITAL complex. It consisted of studying a CEVITAL-Bejaia compressed air compressor installation, including its energy dimensioning, serving the company's production lines. My goal was to minimize the pressure losses operating throughout the pipeline.

To do this, I calculated the total distribution volumetric flow rate and evaluated these losses. I was also interested in analyzing the compressor's performance, particularly its discharge pressure, in which I conducted a thermodynamic study of the screw compressor to determine its electrical energy consumption.

Keywords : compressed air, tank pressure, discharge pressure, pressure losses, compressor power.

المخلص

تم إنجاز عملي في ختام فترة تدريب تطبيقي داخل مجمع (CEVITAL)، وقد تمثل في دراسة منشأة لضغط الهواء المضغوط بمصنع (CEVITAL) بجاية، بما في ذلك تحديد أبعاده الطاقوية، حيث يُستخدم لتغذية سلاسل الإنتاج التابعة للمؤسسة.

وقد كان هدفي يتمثل في تقليل الفواقد الناتجة عن انخفاض الضغط على طول شبكة الأنابيب. ولتحقيق ذلك، قمت بحساب التدفق الحجمي الإجمالي للتوزيع وتقييم هذه الفواقد. كما أوليت اهتمامًا خاصًا بتحليل أداء الضاغط، ولا سيما ضغط الطرد، حيث أجريت دراسة ترموديناميكية لضغط لولبي بغرض تحديد استهلاكه من الطاقة الكهربائية.

الكلمات المفتاحية: الهواء المضغوط، ضغط الخزان، ضغط الطرد، الفواقد الناتجة عن انخفاض الضغط، قدرة الضاغط.