

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ÉNERGÉTIQUE

PAR :

CHABANA Laala

CHABANA Lounas

Thème

**Etude de l'installation de l'air comprimé au niveau de silo
80000 tonnes à CEVITAL-Bejaïa.**

Devant le jury composé de :

Président : A. Agha

Examineur : A. BENSLIMANE.

Proposé et Dirigé par : Mr. A. DJERRADA

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2016-2017



Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu qui nous a donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

Nos vifs remerciements vont à Mr A. DJERRADA , notre promoteur, pour son aide, ces critiques constructives, ses explications et suggestions pertinentes et pour la qualité de ses orientations tout au long de ce travail et pour avoir apporté tant De soins à la réalisation de ce mémoire.

Nous ne pouvons pas oublier de présenter notre gratitude à nos parents pour les efforts inlassables qu'ils ne cessent de déployer pour nous.

Nous remercions également les membres de jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger notre travail.

Tout le personnel de complexe CÉVITAL qui nous ont beaucoup aidés à réaliser ce travail dans les bonnes conditions

Que tous ceux qui ont contribué à notre formation trouvent ici l'expression de Nos sincère gratitude.

Enfin, un merci tout particulier à tous ceux qui nous ont apporté leur soutien.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers respectueux parents :

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être.

*A Mes Chers : Oncles, tantes, cousins, cousines
A mes frères : Chabane, Farid, et mon petite frère Bouta*

A mes sœurs :

Je ne peux exprimer à travers ses lignes tous mes sentiments d'amour et de tendresse envers vous, je te souhaite la réussite dans votre vie privées e professionnelles

A mes chère

Puisse dieu tout puissant vous garder et vous procurer santé et bonheur.

Tu m'écoutes quand j'ai des soucis, tu me remontes le moral quand je suis triste, tu m'encourages quand j'hésite et tu me consoles quand je subis un échec.

A ASSIA

A mes chers amis : qui ont été à mes côtés et m'ont toujours soutenu.

A mes copains de chambre

A mon binôme et sa famille.

Et a tout les membres de ma famille petits et grands.

*À tous les étudiants de la promotion 2016/2017
Option : énergétique*

Laala

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers respectueux parents :

Vraiment aucune dédicace ne saurait exprimer mon attachement, mon amour et mon affection. Je vous offre ce travail en témoignage de tous les sacrifices et l'immense tendresse dont vous m'avez toujours su combler.

A mes frères : elyacine, ouamar

A ma chère sœur hanifa

Puisse dieu tout puissant vous garder et vous procurer santé et bonheur.

Une spéciale dédicace à cette personne qui compte énormément pour moi.

A toi nahida

A mes chers amis

En particulier mes amis de la chambre G307 qui ont été à mes côtés et m'ont toujours soutenu.

A mon binôme.

Et à tout les membres de ma famille petits et grands.

Lounas

Sommaire

Table des matières

Nomenclature	i
Listes des figures	iii
Listes des tableaux	iv
Historique	v
Introduction Générale.....	1

Chapitre I Généralité sur la production de l'air comprimé

I Introduction.....	3
I.1 Notion sur l'air.....	3
I.2 Notion sur l'air comprimé.....	4
I-3 Utilisation de l'air comprimé.....	4
I-3-1- Avantages de l'air comprimé	4
I.3.2Inconvénients de l'air comprimé.....	5
I.4 Compresseur et ces différents types.....	5
I.4.1 Types de compresseurs.....	7
I.4.1.1Turbo compresseurs.....	7
I.4.1.2 Compresseurs volumétriques.....	7
I.5 Production de l'air comprimé	10
I.6 Traitement de l'air comprimé	12
I.6.1 Prétraitements de l'air	13
I 6.2 Traitements de l'air après la compression.....	14
I.6.3 Traitements de l'air avant la consommation	16
I.7 Conclusion.....	18

Chapitre II Notions sur le calcul du débit d'air comprimé et des pertes de charge

II.1 Description du réseau de d'air comprimé.....	19
II.1.1 Réseau de distribution de l'air comprimé	20
II.1.2 Distribution secondaire d'air comprimé	20

II.2 Débit total de l'air comprimé.....	20
II.2.1 Pression	21
II.2.2 Débit.....	21
II.2.3 Calcul du débit total de l'air comprimé	22
II.2.4 Estimation du débit total de l'installation	23
II.2.5 Calcul de La pression que doit assurer le compresseur	23
II.3 Calcul des pertes de charge.....	24
II.3.1 Différents régimes d'écoulement.....	24
II.3.2 Pertes de charge linéaires	25
II.3.3 Perte de charge singulière	27
II.4 Approche polytropicque de la compression	29
II.4.1 Compression	29
II.4.2 Travail de la compression	31
II.4.3 Chaleur de la compression	31
II.5 Conclusion	33

Chapitre III Description de l'installation et méthodologie de calcul

INTRODUCTION.....	35
III-1 Présentation de silo 80000 tonnes.....	35
III-2 Différentes fonctions du procédé	36
III-3 Différentes circuits qui consomme de l'air comprimé.....	37
III-5 Méthodologie de calcul.....	39
III-6 Description les différents actionneurs :.....	39
III-6-1 Actionneur pour vanne Tout ou Rien (TOR).....	40
III-6-2 Vérin :	41
III-7 Conclusion	43

Chapitre IV Besoins en air comprimé et calcul des pertes de charges

IV-1 Introduction :	44
IV-2 Calcul les débits de chaque circuit dans l'installation	44
IV-3 Calcul du débit total de l'installation.....	55
IV.4 Estimation du débit total de l'installation	55

IV.5 Calcul du débit massique	56
IV.6 Calcul des pertes de charge	56
IV.6.1 Pertes dans le réseau de distribution principal ΔP_{rdp}	57
IV.6.2 Pertes dans le réseau de distribution secondaire ΔP_{rds}	61
IV.6.3 Calcul de pertes charge totales	65
IV.6.3 Plage de régulation de la pression	66
IV.6.4 Calcul de la différence de pression due à la hauteur	66
IV.6.5 Pression que doit assurer le compresseur	67
IV.7 Conclusion	67

Chapitre V

Analyse des performances de compresseur

V-1 Introduction	68
V-1-Analyse fonctionnelle des compresseurs volumétriques	68
V-2-Calcul du rendement du compresseur	69
V-3 Calcul de la puissance du compresseur	69
V-4 Application :	70
V-4-1 Calcul du travail théorique du compresseur	70
V-4-2 Calcul du rendement du compresseur	70
V-4-3 Calcul du travail réel du compresseur	71
V-4-4 Calcul de la puissance du compresseur	71
V-5 Calcul de la puissance utile sur l'arbre du moteur électrique	71
V-6 Choix du compresseur	72
V.7 Discussion des resultats	72
V-6-1 Description du compresseur choisi	73
V-6-2 Fonctionnement	73
V-6 Conclusion	74

Conclusion générale	75
---------------------------	----

Références bibliographiques	x
-----------------------------------	---

Annexes	xi
---------------	----

symboles	Définition	Unités (SI)
D_H	Diamètre du coude	m
$D_{vérin}$	Diamètre inférieur de la chambre de vérin	m
K_u	Facture d'utilisation	/
K_s	Facture de simultanéité d'un groupe de récepteurs.	/
L	Course développée par la tige.	m
m	Masse de l'air	kg
n	Coefficient polytropique	/
P	Pression du gaz	Pa
P_D	Pression de déclenchement du compresseur	Pa
P_E	Pression d'enclenchement du compresseur.	Pa
P_u	Puissance utile sur l'arbre du moteur électrique	kW
Q_V	Débit volumique	m^3/s
Q_m	Débit massique	kg/s
\dot{Q}_V	Débit d'air comprimé total, consommé par les différents récepteurs	m^3/s
q_{vi}	Débit d'air comprimé consommé par la charge <<i>>	m^3/s
r	Constante du gaz parfait.	$J.kg^{-1}.k^{-1}$
R_0	Rayon de courbure de coude.	M
Re	Nombre de Reynolds	//
S_1	Section du piston du côté de sa surface libre	m^2
S_2	Section utile du côté de la tige.	m^2
t	Temps	S
T	Température du gaz.	K
V	Volume	m^3
V	Vitesse moyenne	$m.s^{-1}$
V_1, V_2	Vitesses d'entrée ou de sortie d'air.	$m.s^{-1}$
\dot{W}	Puissance du compresseur	kW
W'	Travail théorique du compresseur	kJ/kg
$W_{réel}$	Travail réel du compresseur	kJ/kg

symboles	définition	Unités (SI)
ν	Viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
μ	Viscosité dynamique du fluide	kg/ms
ρ	Masse volumique de l'air	$kg \cdot m^{-3}$
Δ	Rugosité.	M
ΔP_{ser}	Pression de service	Pa
ΔP_h	Différence de pression due à la hauteur	Pa
ΔP_{charge}	Perte de charge dans le réseau (linière et singulière), sécheur et le filtre	Pa
$\Delta P_{rég}$	Écart de régulation	Pa
ΔP_{LP}	Pertes de charge linéaires	Pa
ΔP_{SP}	Pertes de charge singulières	Pa
ΔP_{rdp}	Pertes dans le réseau de distribution principale	Pa
ΔP_{rds}	Pertes dans le réseau de distribution secondaire	Pa
Δ'	Rugosité relative	M
δ	Angle du coude	Degré
η_{eff}	Rendement effectif du compresseur	/
λ	Coefficient de perte de charge linière	/
ξ	Coefficient de perte de charge de la charge singulière (sans dimension).	/
γ	Rapport des chaleurs (pour l'air $\gamma=1.4$)	/
τ	Taux de compression	/
C_p	Chaleur massique dans une transformation à volume constante	J/K.kg
C_v	Chaleur massique dans une transformation à pression constante	J/K.kg

Indices	Définition
A_1	Coefficient tenant compte de l'effet de l'angle au centre δ^0 du coude.
B_1	Coefficient tenant compte de l'effet du rayon relatif du coude $\frac{R0}{DH}$
C_1	Coefficient tenant compte de l'effet de la longueur relative de la section du coude $\frac{a0}{b0}$.

Liste des figures

Figure I.1 Schéma de principe d'un compresseur	4
Figure I.2 Classification des compresseurs	5
Figure I.3. Compression sur un compresseur à vis	8
Figure I.4. Exemple de l'installation de l'air comprimé	10
Figure I.5. Différentes étapes de la production de l'air comprimé.....	11
Figure I.6. Unité de conditionnement FRL et ses symboles	16
Figure I.7 Sécheur par réfrigération	17
Figure II.1 Diagramme pression-volume : représentation des différentes compressions	30
Figure III.1 Implantation silo 80000 tonnes au complexe Cevita	35
Figure. III-2 : Actionneur pour vanne tout ou rien.....	39
Figure III-3 Vérin simple effet	40
Figure. III-4 : Vérin double effet.....	41

Liste Des Tableaux

Tableau II.1 Régimes d'écoulements	4
Tableau. III-1 Actionneur pour vanne Tout ou Rien (TOR)	39
Tableau IV.1 Déférents diamètre avec de vitesses proposes	45
Tableau IV.2 Débits et les diamètres dans la 1 ^{er} partie	46
Tableau IV.3 Débits et les diamètres dans la 2 ^{er} partie 1.....	48
Tableau IV.4 Débits et les diamètres dans la 2 ^{er} partie 2.....	49
Tableau IV.5 Débits et les diamètres dans la 3 ^{er} partie 1.....	52
Tableau IV.6 Débits et les diamètres dans la 3 ^{er} partie 2.....	52
Tableau IV.7 Débits et les diamètres dans la 3 ^{er} partie 3.....	53
Tableau IV.8 Débits et les diamètres dans la partie 3	53
Tableau IV.9 Débits et les diamètres dans l'installation	54
Tableau IV.10 Pertes charge linière Dans l'installation de distribution du réseau principal	58
Tableau IV.11 Pertes charge singulière dans l'installation de distribution du réseau principal	60
Tableau IV.12 Pertes charge linière Dans l'installation de distribution du réseau secondaire	64
Tableau IV.13 Pertes charge des coudes dans l'installation de distribution du réseau Secondaire	65
Tableau IV.14 Pertes charge des Tés dans l'installation de distribution du réseau secondaire	66
Tableau IV.15 Récapitulatifs des pertes de charge dans le réseau	67
Tableau V.1 Tableau récapitulatif des caractéristiques du compresseur à vis lubrifié série L – L 55	74

Introduction générale

Introduction générale

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

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

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

- ✓ L'énergie électrique pour fournir la puissance nécessaire pour tous les équipements électriques.
- ✓ Le gaz utilisé pour alimenter les chaudières pour la production de l'eau chaude, du gaz carbonique (CO₂) et de la vapeur utilisée pour la création du vide.
- ✓ L'énergie pneumatique assurée par un compresseur au niveau du silo 80 kilo tonne.

Ainsi la production de l'air comprimé trouve nécessairement des compresseurs pour le produire et pour assurer le fonctionnement de différentes machines pneumatiques par un réseau des conduites métalliques, dont l'objectif est de transmettre l'énergie pneumatique des compresseurs à faible énergie électrique et de faciliter la source d'alimentation et la maintenance, aussi pour assurer un débit et une pression d'air suffisante et réduire l'énergie électrique consommée par la réduction de nombre de compresseurs à fonctionner et l'élimination des pertes des conduites inutiles.

Avec ces nombreuses applications dans différents environnements dépendant de l'air comprimé, les compresseurs n'ont pas pour seule tâche de comprimer l'air à une pression spécifique ou à débit donné, mais ils doivent offrir un air selon la qualité souhaitée pour la plupart des gens, un compresseur est une machine qui sert à comprimer de l'air. Mais pour obtenir la qualité d'air souhaitée, il faut le plus souvent apporter plus à la machine. Les filtres et sécheurs sont souvent nécessaires pour enlever l'huile, l'eau et les impuretés avant que l'air ne soit utilisé pour l'application donnée.

L'objectif de ce travail consistera à faire une étude de dimensionnement de l'installation de l'air comprimé, et pour la réalisation, nous avons organisé notre étude comme suit :

Une étude bibliographique, et généralités sur la production de l'air comprimé, ainsi que la présentation de quelques axes principaux de travail a été l'objet du premier et le deuxième chapitre. Le troisième chapitre est consacré à la description du champ de l'installation de l'air comprimé et quelques données nécessaires pour notre calcul. Dans le quatrième chapitre on présente une étude de dimensionnement de l'installation.

Finalement dans le dernier chapitre on présente une analyse des performances de compresseur, ainsi que le calcul thermodynamique.

Conclusion générale

Le présent travail nous a permis d'entrer en contact avec le milieu industriel et de pouvoir appliquer les connaissances théoriques acquises. Il nous a permis d'acquérir des connaissances sur la production de l'air comprimé.

Ce travail a pour objectif principal le dimensionnement de l'installation de l'air comprimé au niveau de silo 80 kT à CEVITAL de Bejaia. Pour ce faire nous avons divisé notre travail autour des parties principales suivantes :

Chapitre (1 et 2) : nous avons commencé par une étude bibliographique et généralités sur la production de l'air comprimé, ainsi que la présentation de quelques axes principaux de travail

Chapitre (3) : nous avons décrit le champ de l'installation de l'air comprimé, pour lesquelles nous avons regroupé les informations et les données nécessaires pour nos calculs.

Chapitre (4) : il constitue la partie principale de notre travail, du fait qu'il a pour l'objectif de calcul et le dimensionnement de l'installation.

Ce calcul passe d'abord par détermination du débit total de l'installation, ce qu'implique le calcul des diamètres de toutes les parties de cette installation, en utilisant les vitesses les plus existantes dans les installations de l'air comprimé. Suite à cela nous avons constaté que les résultats obtenir tel que le débit et les pertes de charge dans toute l'installation ne sont pas trop déférentes avec les données de l'ancien compresseur installé,

Chapitre (5) : nous avons fait une analyse des performances de compresseur, ainsi que le calcul thermodynamique. Suite à cela nous avons constaté qu'un seul compresseur parmi les deux existants dans cette installation est incapable de satisfaire tous les besoins en air comprimé. Donc pour les réseaux d'économies, nous avons proposé à mettre un seul compresseur au lieu deux, qui est plus puissant à l'ancien, et qui peut répondre suffisamment à l'exigence de l'installation, avec une puissance de 55 kW de série L-L55.

Chapitre I :

Généralités sur la production l'air comprimé

I Introduction

Comme on sait, l'air comprimé est une des formes les plus anciennes de l'énergie que l'homme utilise pour suppléer à ses forces physiques.

L'un des premiers, à notre connaissance, à avoir utilisé la technique pneumatique, c'est-à-dire à s'être servi de l'air comprimé en tant que fluide de travail, a été le Grec KTESIBIOS. Il y a plus de 2000 ans, il construisit une catapulte à air comprimé. L'un des premiers livres relatant l'emploi de l'air comprimé comme source d'énergie.

Le terme « Pneuma » vient du grec ancien [1], et désigne le vent, le souffle et en philosophie, l'âme. « Pneumatique » est un des dérivés du mot « Pneuma » : c'est la science traitant de la dynamique de l'air et des phénomènes qui en résultent.

Aujourd'hui sans l'air comprimé aucune usine moderne ne serait concevable. Les appareils à air comprimé ont désormais leur place dans toutes les branches de l'activité industrielle.

I.1 Notion sur l'air

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

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

I.2 Notion sur l'air comprimé

Contrairement aux liquides, l'air peut être comprimé, c.-à-d. qu'un volume d'air donné peut être réduit, entraînant une augmentation de la pression dans le nouveau volume obtenu.

La compression de l'air est effectuée dans une machine dotée d'une source de puissance, le compresseur. Sous sa forme la plus simple,

L'air comprimé est propre, sur, simple, et efficace. Lorsqu'est comprimé, il n'existe pas de risque d'échappement de gaz dangereux ou d'autres produits nocifs. C'est une source d'énergie qui n'est combustible ni polluante [2].

I-3 Utilisation de l'air comprimé

L'utilisation de l'air procure de nombreux avantages. Ainsi, en industrie l'air comprimé permet de gagner du temps et de réduire le prix de revient ainsi que l'effort physique. L'air peut être utilisé comme une source d'énergie dans des circuits de commande complexe ou comme source d'énergie de puissance pour actionner des vérins ou des moteurs rotatifs

I-3-1 Avantages de l'air comprimé.

L'air est disponible partout en quantité illimitée, il est compressible, élastique et capable d'absorber une grande quantité d'énergie. Cette dernière propriété est possible grâce aux compresseurs peuvent comprimer l'air dans des réservoirs. L'air accumulé est très souple. Il peut actionner des mécanismes où alimenter des circuits de commandes.

Il est facile à transporter, à stocker, à contrôler et à réguler. Il se déplace à une grande vitesse (10 fois plus vite qu'un fluide hydraulique). Sa pression et son volume peuvent varier par réfrigération ou apport de chaleur.

L'air est une énergie sécuritaire, non toxique et non inflammable, même les fuites dans les conduites ne peuvent être dommageable pour les personnes se trouvant dans leur environnement immédiat, son utilisation, a en outre, l'avantage d'éliminer les lignes de retour dans les circuits, car l'air est rejeté dans l'atmosphère immédiatement après son utilisation (surveiller cependant le nuage d'air comprimé additionné d'huile pour la lubrification des équipements) [3], tous les systèmes conçus pour fonctionner à l'air comprimé sont relativement légers, puisque leurs composants sont fabriqués à partir de matières plastiques et d'alliage d'aluminium.

I.3.2 Inconvénients de l'air comprimé

L'air comprimé possède de nombreux inconvénients, on peut citer [3] :

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

I.4 Compresseur et ces différents types

Le compresseur ou pompe à air est une machine qui réduit le volume et accroît ainsi la pression d'une quantité d'air donnée par des moyens mécaniques, l'air ainsi comprimé possède une énergie potentielle élevée, lorsqu'on supprime la pression extérieure, l'air se dilate rapidement, le marché le plus important pour les compresseurs, dont la puissance est comprise entre 10 et 300 KW, est largement dominé par les compresseurs à vis lubrifiées (75 % des ventes) à cause de leur robustesse, de leur simplicité et de leur cout d'investissement pas très élevé, il existe cependant, un nombre important d'autres technologies : à piston, à palettes, à spirales, à centrifuge, etc. Pour exercer la même fonction sur un liquide, quasi incompressible, on utilise une pompe [4].

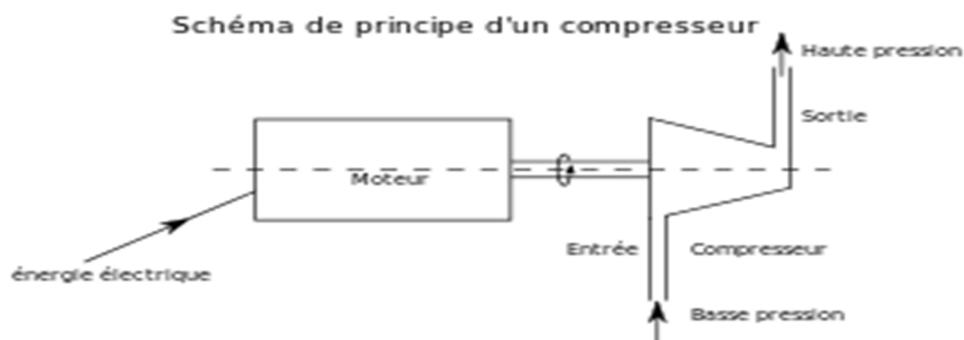


Figure I-1 Schéma de principe d'un compresseur.

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

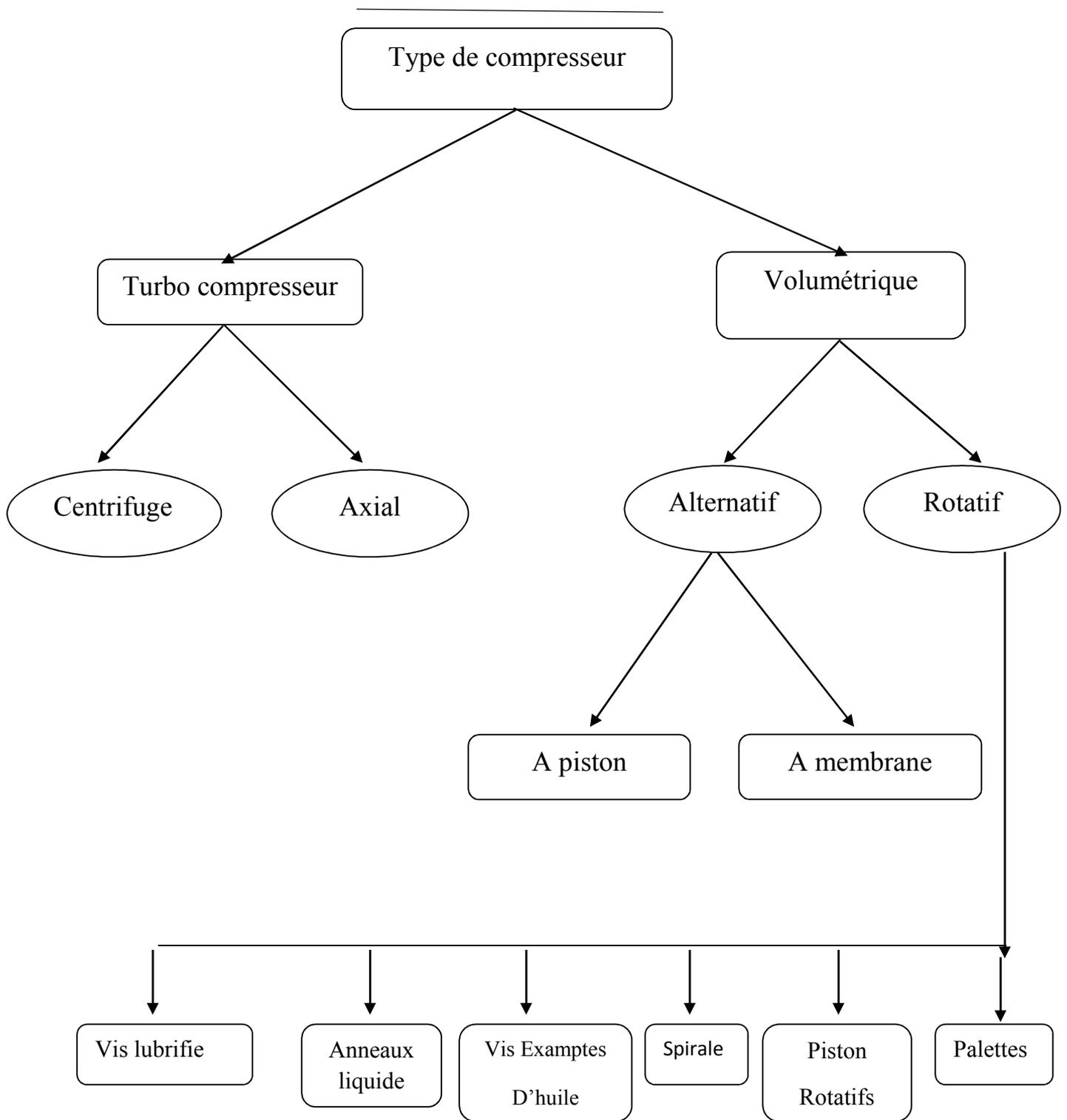


Figure I-2 Classification des compresseurs.

I.4.1 Types de compresseurs

Sont des machines utilisées pour transporter ou comprimer des gaz à une pression quelconque. On classe en général les compresseurs en familles, on peut citer par exemple [5] :

I.4.1.1 Turbo compresseurs

Les compresseurs de famille turbocompresseurs sur lesquels des rotors munis de pales accélèrent le gaz à comprimer. Des systèmes de guidage fixes sur les pales convertissent l'énergie de vitesse en énergie de pression. Les compresseurs dynamiques sont conseillés lorsque l'on est en présence de débits importants et de pressions de refoulement faibles.

I.4.1.1.1 Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges agissent principalement par accélération centrifuge d'un flux de fluide, on les retrouve également dans les turbines à gaz, turboréacteurs, turbocompresseurs. Les compresseurs radiaux sont des turbomachines sur lesquelles l'air est amené au centre de la roue à aubes en rotation. L'air est projeté sur la périphérie sous l'action des forces centrifuges. La montée en pression est obtenue en faisant passer l'air accéléré au travers d'un diffuseur avant qu'il atteigne la pale suivante. L'énergie cinétique (énergie produite par la vitesse) se transforme en pression statique lors de ce processus.

I.4.1.1.2 Compresseurs axiaux

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

I.4.1.2 Compresseurs volumétriques

Sur les compresseurs volumétriques, la chambre de compression est fermée lorsque l'air a été entièrement aspiré. Le volume est réduit et l'air est comprimé en force. Les compresseurs volumétriques sont conseillés dans le cas de faibles débits et de pressions de refoulement importantes.

I.4.1.2.1 Compresseurs à palettes

Il est constitué d'un stator cylindrique dans lequel tourne un rotor excentré. Ce dernier est muni de rainures radiales dans lesquelles coulisent des palettes qui sont constamment plaquées contre la paroi du stator par la force centrifuge.

La capacité comprise entre deux palettes est variable. Devant la tubulure d'aspiration, le volume croît : il y a donc aspiration du gaz. Ce gaz est ensuite emprisonné entre deux palettes et transporté vers la tubulure de refoulement. Dans cette zone, le volume décroît et le gaz comprimé s'échappe dans la tuyauterie de refoulement.

I.4.1.2.2 Compresseurs à vis

Le compresseur à vis comporte deux vis synchronisées contre rotatives présentant des profils différents tournent en sens inverse dans un carter qui permettent de comprimer le gaz. Comme pour le compresseur à piston, on joue ici sur une diminution du volume pour augmenter la pression. L'air aspiré par le cœur du compresseur à vis, c'est-à-dire par le bloc vis, est comprimé en continu jusqu'à la pression finale lors de son transport dans des chambres dont la taille ne cesse de diminuer, puis refoulé par les conduites de pression. Les chambres forment les parois du carter et les pales à engrenage des deux rotors. On distingue deux types des compresseurs à vis :

✓ Compresseur à vis sans huile

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

✓ Compresseur à vis refroidies par injection d'huile

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





Figure I-3 Compression sur un compresseur à vis

L'air entre par l'orifice d'aspiration dans les spires des rotors ouvertes du côté aspiration. Puis la rotation progressive des rotors provoque la fermeture de l'orifice d'admission d'air, le volume est réduit et la pression monte. Après l'huile est injectée lors de ce processus. La compression est terminée, la pression finale est atteinte, le refoulement commence.

I.4.1.2.3 Compresseur alternatif à pistons

Dans un compresseur à pistons, chaque piston présente un mouvement alternatif dans un cylindre. Lors de l'aller, le piston aspire le fluide à une certaine pression puis le comprime au retour. Pour cela, chaque piston est muni d'une entrée et d'une sortie à clapet anti retour. Le clapet d'admission ne peut laisser passer le gaz que vers la chambre du piston. À l'inverse, le clapet d'échappement ne peut laisser passer le gaz que vers le circuit extérieur. De plus, le clapet d'échappement offre une certaine résistance, de façon à ne s'ouvrir que lorsque la pression de l'intérieur de la chambre du cylindre atteint une valeur suffisante.

Voici le fonctionnement pas à pas :

- ✓ Le piston « descend » : la dépression créée à l'intérieur du cylindre entraîne l'ouverture du clapet d'admission et le fluide est aspiré. Le clapet d'échappement est fermé, car il ne marche que dans un sens.
- ✓ Le piston commence sa « remontée » : le fluide commence à se comprimer, car il ne peut sortir par le clapet d'admission (clapet anti retour) et sa pression n'est pas suffisante pour pousser le clapet d'échappement (maintenu en place par un ressort par exemple). Le fluide ne pouvant s'échapper, il se comprime, car la « remontée » du piston diminue le volume dans le cylindre.

- ✓ La pression du fluide atteint la pression voulue (contrôlé par la raideur du ressort) : cette pression est suffisante pour ouvrir le clapet d'échappement et le fluide sous pression s'échappe donc. Le piston finissant sa remontée, il chasse le fluide tout en maintenant sa pression.
- ✓ Le clapet d'échappement se ferme lorsque le piston arrive au point mort haut et un nouveau cycle recommence.

I.4.1.2.4 Compresseur alternatif à anneau liquide

Le compresseur à anneau liquide entre dans la catégorie des compresseurs volumétriques rotatifs. Les pales radiales fixes de l'arbre monté excentriquement dans le carter soumettent le liquide obstruant à une rotation. Un anneau liquide se forme et isole les chambres situées entre les pales du carter. Le contenu de la chambre se modifie lorsque l'arbre est en rotation, l'air étant ainsi aspiré, comprimé et transporté. Le liquide utilisé est généralement de l'eau.

I.5 Production de l'air comprimé

Pour alimenter les équipements pneumatiques d'un ensemble de production .il faut installer une centrale d'air dont le rôle est de comprimé d'air et de le stocker dans un réservoir ou il est maintenu à une pression suffisante à partir duquel il est distribué [6].

Les systèmes d'air comprimé se composent de plusieurs sous-systèmes et composants principaux. Les systèmes d'air comprimé peuvent également être subdivisés en deux parties : le côté production et le côté consommation.

Le côté production comprend les compresseurs, le traitement de l'air et les installations de stockage primaire. Un système bien géré va produire de l'air propre, sec et stable, délivré à la pression voulue de façon fiable et économique. Les principaux sous-systèmes de production d'air comprimé incluent normalement la prise d'air, le compresseur d'air (à vitesse fixe et/ou à vitesse variable), le refroidisseur de sortie, le moteur, les dispositifs de régulation, les équipements de traitement de l'air et les accessoires. Les dispositifs de régulation servent à régler la quantité d'air comprimé à produire pour maintenir une pression constante dans le système et gérer les interactions entre les divers composants du système. Les filtres à air et les sécheurs d'air éliminent l'humidité, l'huile et les impuretés de l'air comprimé. Le stockage de l'air comprimé

(réservoirs humides et réservoirs secs) sert également à améliorer le rendement et la stabilité du système. L'eau accumulée est évacuée par des purgeurs de type manuel ou automatique. Les régulateurs de pression permettent de maintenir une pression constante dans un dispositif final d'utilisation.

Le côté consommation inclut les tuyauteries de distribution, les stockages secondaires et les appareils d'utilisation. Un système de consommation bien géré minimise les différences de pression, diminue les pertes d'air dues aux fuites et aux dispositifs de purge, et procure l'air comprimé aux appareils et applications appropriés. Les tuyauteries de distribution acheminent l'air comprimé, du compresseur aux points d'utilisation finale. On utilise également à des réservoirs d'air comprimé côté consommation afin d'améliorer la stabilité de la pression du système.

Un schéma simplifié montrant comment sont raccordées les principales composantes d'un système d'air comprimé est présenté dans la Figure I-4

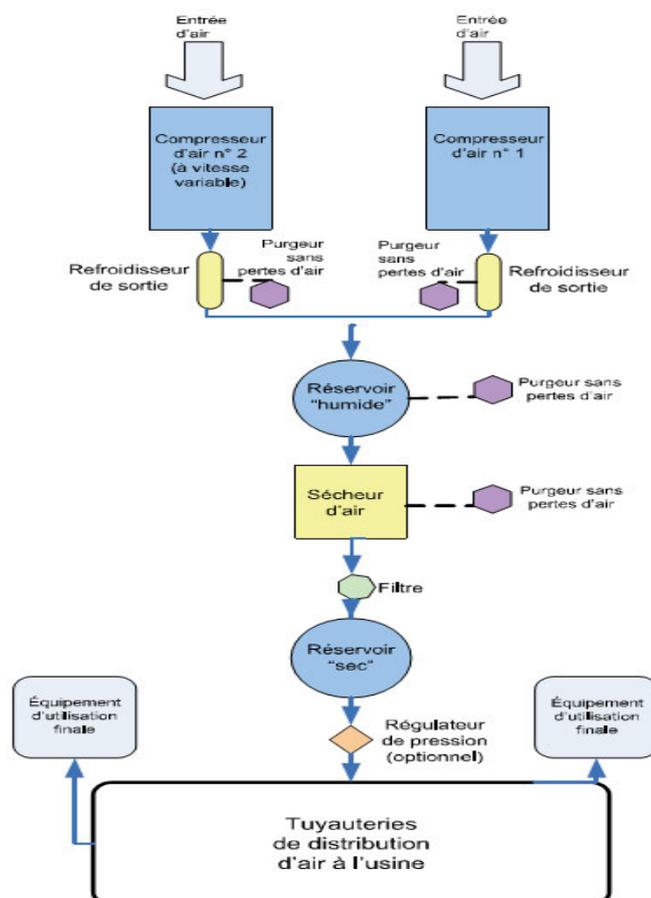


Figure I-4 Exemple de l'installation de l'air comprimé.

I.5.1 Eléments de l'installation de l'air comprimé

- ✓ Armoire de commande : elle accueille le matériel à la commande du moteur. Elle reçoit l'énergie du réseau enregistre le compte rendu du pressostat et démarre ou arrête le moteur selon le niveau de pression détecté
- ✓ Moteur : son rôle est d'entraîner le compresseur. Il est commandé par l'armoire.
- ✓ Compresseur : c'est lui qui comprime l'air avant de stocker. Il est entraîné par le moteur électrique.
- ✓ Les refroidisseurs : Il permet extraite chaleur dans les compresseurs
- ✓ Les réservoirs : Il permet de stocker l'air comprimé. Il permet au compresseur de ne pas tourner en permanence.
- ✓ Groupe de conditionnement d'air : son rôle est de filtrer, réguler la pression et de lubrifier l'air au niveau l'équipement.
- ✓ Purge : permet d'évacuer la condensation
- ✓ Tuyauterie : son rôle est de transporter l'air comprimé

I.6 Traitement de l'air comprimé

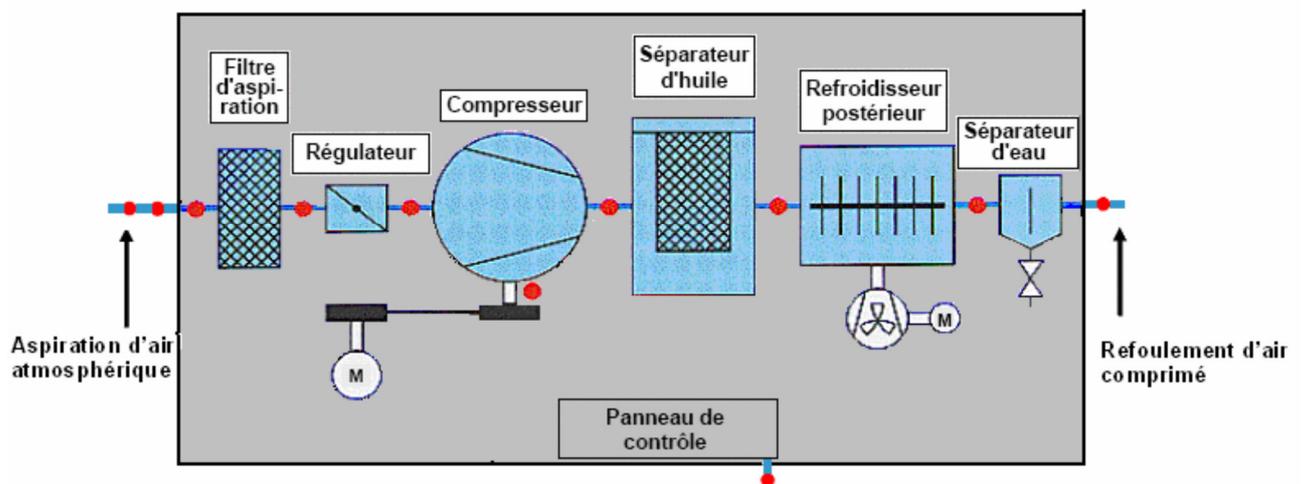


Figure I-5 Différentes étapes de la production de l'air comprimé.

La production de l'air comprimé est groupée dans un local fermé, ce qui permet de confiner les nuisances associées aux compresseurs (bruit et vibration) et de faciliter les interventions de maintenance [8].

I.6.1 Prétraitements de l'air

La norme ISO 8573 précise quels sont les polluants de l'air comprimé les plus importants, il s'agit principalement des particules solides, de l'eau et de l'huile. Il est donc logique de prendre, dès l'aspiration de l'air les précautions limitant la quantité de ces polluants [8].

I.6.1.1 Particules solides

Il s'agit du polluant qui affecte le plus la fiabilité des compresseurs. La prise d'air atmosphérique s'effectuera dans un endroit où particules solides ne sont qu'en petite quantité. Notamment, il y a lieu d'éviter les prises d'air près du niveau du sol une protection par filtre mécanique à très faible perte de charge est indispensable.

Les filtres d'aspiration sont fréquemment incorporés au compresseur. Ils sont constitués de couches de toile, feutre, matières synthétiques... Ou par des systèmes de chicane en tôle huilée.

I-6.1.2 eau

Elle est présente en permanence dans l'air atmosphérique sous forme de vapeur et occasionnellement sous forme d'aérosols, ou même de pluie. La prise d'air doit faire l'objet d'une attention particulière pour éviter toute introduction directe des eaux de pluie.

I.6.1.3 Huile

A priori l'on pourrait admettre qu'il n'y ait pas d'huile dans l'air atmosphérique surtout si l'on considère que l'air comprimé est produit par des compresseurs lubrifiés. Il est souhaitable d'attirer l'attention pour les compresseurs dits secs, c'est-à-dire non lubrifiés. Dans ce cas, la pollution de l'air comprimé se trouve concentrée dans le rapport de compression du compresseur. Il devient déconseillé d'envisager une prise d'air, pour la salle des compresseurs, à proximité des zones riches en huiles dans l'atmosphère.

I.6.2 Traitements de l'air après la compression

I.6.2.1 Séparateurs de l'huile

Cet air, pré conditionné, est acheminé jusqu'au compresseur qui le conditionne en pression. Deux grandes familles de compresseurs à vis se disputent les applications industrielles [7].

a. Cas des compresseurs secs

Pour ce type de compresseurs, il n'est pas nécessaire de procéder à l'adjonction d'huile dans l'air travaillant dans le compresseur. Par contre, la pollution solide initiale est concentrée par la compression, et il va apparaître une pollution par particules solides complémentaires provenant des pièces d'usure du compresseur en contact avec l'air.

b. Cas des compresseurs lubrifié

Pour les compresseurs lubrifiés naturellement, il n'y a que le film d'huile recouvrant les cylindres qui se trouve en contact de l'air durant la compression. Cet air, chaud, se sature en vapeur de l'huile qui se trouve entraînée par l'air pour les compressions à lubrification forcée, par exemple, les vis lubrifiées, l'huile est injectée en force dans l'air en cours de la compression. Dans conditions, l'air refoulé regorge et d'huile et ces compresseurs sont équipés à l'origine d'un séparateur qui permet de récupérer et de recycler l'huile. Par contre, une partie de l'aérosol et des vapeurs d'huile est entraînée dans l'air.

I.7.1.1 Refroidisseurs de compresseurs d'air

Les compresseurs qui fonctionnent en permanence engendrent d'importantes quantités de chaleur attribuable au processus de compression. Cette chaleur doit être extraite à la fois du refroidisseur d'air de sortie et du refroidisseur d'huile. Les compresseurs sont normalement refroidis par air ou par eau [7].

✓ Refroidisseurs intermédiaires

De nombreux compresseurs anciens à plusieurs étages sont équipés de refroidisseurs intermédiaires qui sont chargés d'éliminer, entre chaque étage, la chaleur de compression. Ces refroidisseurs doivent être nettoyés périodiquement afin d'assurer une capacité optimale de transfert de chaleur aux fins d'une meilleure efficacité énergétique.

✓ Refroidisseurs de sortie

Ces refroidisseurs extraient la chaleur du lubrifiant et de l'air de refoulement du compresseur. Le refroidisseur d'air, installé en aval du dernier étage de compression, est refroidi par air ou par eau. Il est essentiel de veiller à son bon fonctionnement, car la teneur en humidité de l'air dépend directement de la température de refoulement. Ces refroidisseurs d'air doivent être nettoyés régulièrement pour assurer une capacité optimale de transfert de chaleur aux fins d'une meilleure efficacité énergétique. Des températures supérieures à 38 °C provoquent généralement une surcharge des sécheurs d'air et entraînent des problèmes d'humidité. Les refroidisseurs réduisent la température de l'air de refoulement saturé et condensent la vapeur d'eau qui doit alors être séparée et vidangée du système. L'entretien du dispositif de purge est essentiel si l'on veut éviter que de l'eau libre ne pénètre dans les équipements de séchage aval. Pratiquement tous les systèmes d'air comprimé industriels sont équipés d'un type ou un autre de refroidisseurs de sortie.

✓ Refroidisseurs à l'entrée de compresseur

On admet en général, bien que cette idée fasse encore l'objet de débats dans l'industrie, que pour une efficacité énergétique maximale, l'air entrant dans le compresseur doit être le plus froid possible. Ceci tient au fait que l'air froid est plus dense que l'air chaud. Plus l'air d'entrée est froid, plus ses molécules le sont également, de sorte que davantage d'air est comprimé pour chaque tour du compresseur d'air. En outre, plus l'air d'entrée est froid, moins il y a nécessité de refroidissement intermédiaire et de refroidissement de sortie.

I.6.2.2 Réservoirs d'air comprimé

Il s'agit de simples tubes cylindriques pour satisfaire, les différentes réglementations nationale et intentionnelle concernant les appareils à pression leurs volumes dépend du débit moyen des compresseurs et des débits des pointes consommées pour une application moyenne, le volume minimal de réservoir et le volume refoulés par le compresseur pendant environ 6 second (volume ramené aux conditions initiales d'aspiration). Avec un tel ordre de grandeur, il n'est généralement pas possible de faire face à des variations importantes de consommation.

Ces réservoirs, servant de stock d'air comprimé, présente également l'avantage de permette à l'air comprimé de se stabilisé et ainsi de continuer sont refroidissement et la condensation de la vapeur d'eau et d'huile.

Pour satisfaire à la réglementation, le réservoir devra être équipé d'un certain nombre d'accessoires et principalement, d'une soupape de sécurité. Une telle soupape à un tarage, la valeur c'étant celle de pression maximale d'utilisation de réservoir. Il existe servant une autre soupape, dite limitation de pression. Celle – ci tarée à une valeur compatible avec les besoins de l'installation, est nécessaire pour on assurer la protection et ne saurait remplacer la soupape de sécurité.

Les réservoirs sont réalisés en tôle d'acier soudée. Ils sont cylindriques à-fonds bombés. Ils doivent résister à deux fois la pression maximale de service [8].

I.6.3 Traitements de l'air avant la consommation

I .6.3 Filtres

En sortie de réservoir, et avant d'envoyer l'air comprimé dans le réseau de distribution, il faut le débarrasser des particules solides et des aérosols qu'il pourrait encore contenir très souvent, l'air au départ du réseau est à une température supérieure de quelques degrés à la température ambiante. Les canalisations font office d'échangeur thermique et permettent à l'air de parfaire son refroidissement, jusqu'à son arrivée au poste utilisateur. Puisqu'il y a refroidissement, il y'a risque de condensation. Il est donc nécessaire de prévoir :

a. Filtration en sortie de réservoir

Ces filtres coalescents de haute efficacité éliminent les particules solides et toute trace d'aérosols ; ils sont nécessaires, mais pas suffisants [8].

b. Filtration au poste utilisateur

Avant d'utiliser l'air, il faut le filtrer, l'assécher, le graisser et réguler sa pression. Ces filtres protègent la machine des particules solides générées par les canalisations et des grosses gouttelettes de condensat, ils sont souvent intégrés dans les organes du type FRL (appelées aussi tête de ligne). Cette unité est constituée d'un filtre d'un mano- régulateur et d'un lubrificateur [9].

- ✓ **Filtre** : sert à assécher l'air et filtrer les poussières.
- ✓ **Régulateur** : sert à réguler la pression, pour le bon fonctionnement.
- ✓ **Lubrificateur** : sert à éviter la corrosion, et à améliorer le glissement

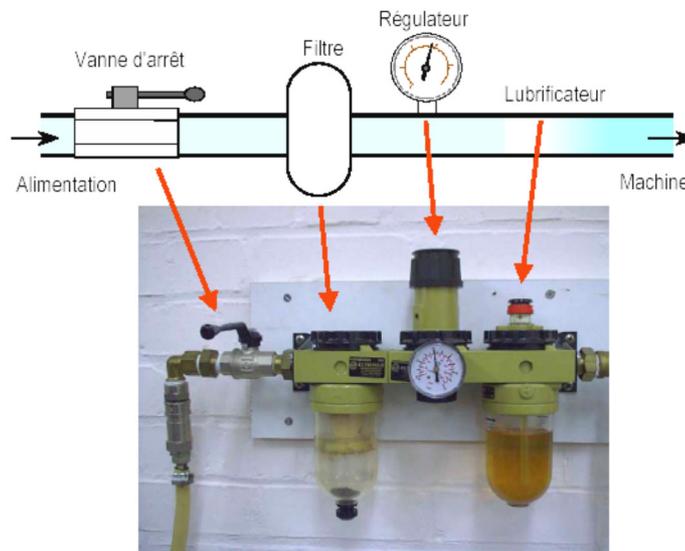


Figure I-6 Unité de conditionnement FRL et ses symboles

I.6.4 Sécheurs

L'air comprimé subit les effets de la température environnante tout au long de son parcours dans l'usine. L'humidité contenue dans l'air s'évapore ou se condense selon la hausse ou la baisse de température. Comme cette humidité détériore les composants pneumatiques, elle doit être éliminée le plus rapidement possible [1].

✓ **Sécheurs par réfrigération :**

Ce type de sécheur consiste à refroidir l'air à une température inférieure à son point de rosée à l'aide d'un échangeur de chaleur raccordé à un groupe frigorifique, ce qui provoque l'humidité qu'il contient l'eau liquide ainsi formée est récupérée par séparateur d'eau, tandis que l'air comprimé asséché est dirigé vers le réseau. Généralement un échangeur air-air réchauffe l'air en sortie en de sécheur pour éviter toute condensation sur les d'air comprimé [9].

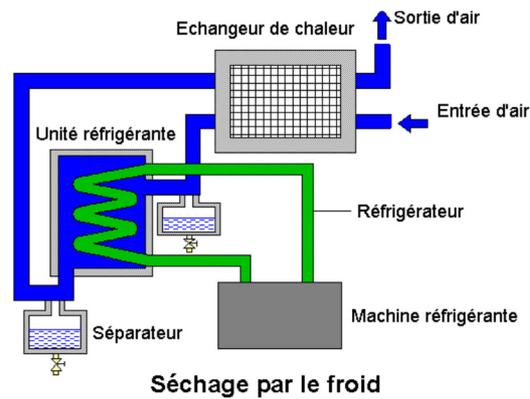


Figure I-7 Sécheur par réfrigération

I.7 Conclusion

Dans ce présent chapitre nous avons bénéficié de plusieurs informations essentielles sur le principe de fonctionnement de l'installation. En effet cette partie est un mélange des définitions et des généralités, ainsi que la description globale de l'installation d'air comprimé à CEVITAL Bejaia.

Chapitre II :
Notions sur le calcul du
débit d'air comprimé et les
pertes charge

II.1 Description du réseau d'air comprimé

L'air comprimé produit par la station doit être amené à pied d'œuvre au moyen d'un réseau de distribution judicieusement établi. Rappelons, à ce sujet, quelques règles générales à prendre en compte lors de l'étude d'une installation [9] :

- ✓ Les dimensions des tuyaux doivent être calculées assez largement pour que la perte de charge entre le réservoir et le point d'utilisation n'excède pas 10% de la pression initiale
- ✓ adopter la conduite principale en boucle fermée, qui permet d'obtenir une égalité des pressions à l'utilisation.
- ✓ Toute canalisation principale doit être munie de prises situées aussi près que possible du point d'utilisation, et éviter d'enterrer la canalisation (difficultés de surveillance et d'entretien).
- ✓ Toutes les canalisations doivent être installées en pente descendante, vers une tuyauterie de purge, afin de faciliter l'évacuation de l'eau et empêcher qu'elle ne pénètre dans les appareils.
- ✓ Rechercher le nombre minimal de restrictions brusques (raccords, tés, coudes...), qui sont autant d'obstacles et de freins au débit du fluide. Elles génèrent des pertes de charge affaiblissant la pression d'utilisation.
- ✓ Éviter la condensation de l'humidité de l'air dans le réseau en assurant une légère pente à la canalisation (notamment le collecteur principal), en plaçant à chaque point bas un réservoir équipé d'un purgeur et en prévoyant tous les piquages de prises d'air sur la génératrice supérieure des canalisations.
- ✓ Utiliser une robinetterie et des outillages parfaitement étanches afin de réduire au minimum les risques de fuite et les pertes de puissance.

En effet, le réseau d'air comprimé du process s'étale sur la totalité des sections de production ; il assure l'alimentation des types de charges :

- ✓ Les actionneurs pour vannes
- ✓ Les distributeurs pour vannes tout ou rien
- ✓ Les vérins

II.1.1 Réseau de distribution de l'air comprimé

La conduite principale raccorde la station de deux compresseurs au système de traitement de l'air et au réservoir d'air comprimé (séparation d'eau et d'huile, filtre d'aspiration, régulateur, refroidisseur)

II.1.2 Distribution secondaire d'air comprimé

Il s'agit du réseau de canalisations qui relie chaque poste utilisateur aux compresseurs, ce réseau doit être réalisé en matériaux rigides, le plus souvent en tube d'acier traité anticorrosion, pour les niveaux de pression qui ne dépassant pas 16 bars, comme on utilise les éléments à base de matériaux plastiques et de température limitées [4].

Le débit est la caractéristique principale déterminant la taille des canalisations. En pratique, le dimensionnement d'un réseau ne devrait être que le résultat d'un compromis entre son coût d'investissement et la perte d'énergie que l'on peut tolérer en fonctionnement.

Un bon réseau d'air comprimé limite au poste d'utilisation les chutes de pression à un maximum de 10% de la pression nominale.

Vitesse de l'air dans les tuyauteries [9] :

- ✓ Tuyauterie principale et secondaire. Distribution de petite et moyenne extension : de 2.3 à 10 [m/s].
- ✓ Tuyauterie principale pour longue distance : 5 à 6 [m/s].
- ✓ Tuyauterie d'alimentation à machine : jusqu'à 25 [m/s].

Tuyauterie reliant les différents appareils. Tube en cuivre de petite distance : jusqu'à 50 [m/s]

II.2 Débit total de l'air comprimé

Un fluide peut être considéré comme étant formé d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. Un fluide est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Parmi les fluides, on fait souvent la distinction entre liquides et gaz [10].

II.2.1 Pression

La pression atmosphérique est de 101235 Pa (soit 1.013 bar).

II.2.2 Débit

Le débit volumique est calculé en divisant le volume d'air par une période de temps. L'unité de mesure la plus courante est mètre cube par seconde, (SI) ; il y a aussi les litres par minute. (LPM) [8] :

$$Q_v = \frac{V}{t} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{II.1})$$

Q_v : Débit volumique en $[\text{m}^3/\text{s}]$

V : Volume en $[\text{m}^3]$

t : temps en $[\text{s}]$

La relation entre le débit massique et le débit volumique est :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (\text{II.2})$$

Q_m : Débit massique en $[\text{kg}/\text{s}]$

ρ : Masse volumique de l'air en $[\text{kg}/\text{m}^3]$

Équation d'état de gaz parfait :

$$P \cdot V = r \cdot T \quad (\text{II.3})$$

$$V = \frac{1}{\rho} \quad (\text{II.4})$$

D'après (II.3) on a déterminé :

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

P : La pression du gaz en $[\text{Pa}]$

r : constante des gaz ($r_{air} = 287 \text{ [J. kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$).

T : température du gaz [K].

On rassemble la relation (I.2) et (I.5)

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \frac{p}{r \cdot T} Q_v \quad (\text{II. 6})$$

Cette relation du débit massique en fonction du débit volumique, aux conditions de pression et de température de l'air.

De même débit massique ou condition initiale :

$$Q_{m0} = \rho_0 Q_{v0} = \frac{P_0}{r \cdot T_0} Q_{v0} \quad (\text{II. 7})$$

Analyse les points (II.6) et (II.7) :

$$Q_{m0} = Q_m \quad (\text{II. 8})$$

En régime stationnaire, le débit-masse est le même à travers toutes les sections.

$$\frac{P_0}{r \cdot T_0} Q_{v0} = \frac{P}{r \cdot T} Q_v \quad (\text{II. 9})$$

On n'a (r) qu'égal à constante :

$$\frac{P_0}{T_0} Q_{v0} = \frac{P}{T} Q_v \quad (\text{II. 10})$$

II.2.3 Calcul du débit total de l'air comprimé

Le débit total d'air de l'unité dans l'installation de l'air comprimé est défini comme la somme du débit nécessaire pour les différentes charges [11].

$$Q_{vt} = \sum_i^n K_i \cdot q_{vi} \quad (\text{II. 11})$$

Q_{vt} : Débit d'air comprimé total consommé par les différents récepteurs.

$$K_i = K_u \cdot K_s$$

K_u : Facture d'utilisation

K_g : Facture simultanée d'un groupe de récepteurs.

q_{vi} : Débit d'air comprimé consommé par la charge <i>

Les différentes charges qu'on peut trouver dans l'installation sont :

- ✓ les vérins
- ✓ les vannes
- ✓ les actionneurs pour les vannes

II.2.4 Estimation du débit total de l'installation

Le débit total d'air de l'installation est défini comme la somme du débit nécessaire pour les différentes charges, du débit de fuite, du débit pour extension tout en tenant compte de l'erreur d'estimation [11] :

$$Q_{vt} = Q_v + 10\% Q_v + 25\% Q_v + 10\% Q_v \quad (\text{II. 12})$$

- ✓ Débit nécessaire pour les différences charge $Q_{v\text{-charge}}$
- ✓ Débit de fuite 10% Q_v
- ✓ Débit d'extension 5 à 10 ans : 25% Q_v
- ✓ Erreur d'estimation : 10% Q_v

II.2.5 Calcul de La pression que doit assurer le compresseur

$$P = \Delta P_{ser} + \Delta P_{char} + \Delta P_{rég} + \Delta P_H \quad (\text{II. 13})$$

ΔP_{ser} : pression de service.

ΔP_{char} : Perte de charge dans le réseau (linéaire et singulière), sécheur et le filtre

ΔP_H : Différence de pression due à la hauteur

$\Delta P_{rég}$: Ecart de régulation

$$\Delta P_{rég} = P_D - P_E$$

P_D : pression de déclenchement du compresseur.

P_E : pression d'enclenchement du compresseur.

II.3 Calcul des pertes de charge

La pression d'un fluide réel diminue tout au long d'une canalisation dans laquelle il s'écoule à cause du frottement lié à sa viscosité, ce frottement provoque une perte de charge dite Perte de charge linéaire [10].

La pression d'un fluide réel diminue après le passage à travers une singularité telle que : coude, vanne ou rétrécissement ...etc. Cette perte est dite Perte de charge singulière.

II.3.1 Différents régimes d'écoulement

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. Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds (Re) et donné par :

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (\text{II.14})$$

Avec :

- ✓ ρ = masse volumique du fluide [kg/m^3]
- ✓ V = vitesse moyenne [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- ✓ D = diamètre de la conduite [m]
- ✓ μ = viscosité dynamique du fluide, [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]
- ✓ ν = viscosité cinématique [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

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

L'expérience montre que :

Re	Régimes d'écoulement
Re < 2000	Laminaire
2000 < Re < 3000	Intermédiaire (appelé aussi transitoire)
Re > 3000	Turbulent

Tableau II.1 Régimes d'écoulement

II.3.2 Pertes de charge linéaires

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides, il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi dans les tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par une longueur (L), dans un tuyau de diamètre (D) apparaît une perte de pression ΔP exprimée sous la forme suivante :

$$\Delta P = \lambda \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot \frac{L}{D} \quad [\text{Pa}] \quad (\text{II.15})$$

ρ : Masse volumique [kg/m^3]

λ : Coefficient de frottement

V : Vitesse d'écoulement du fluide dans la canalisation [m/s]

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T} \quad \text{et} \quad v = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad (\text{II.16})$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \cdot \frac{Q_v^2}{D^5} \quad (\text{II.17})$$

r : constante des gaz ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)

T : Température du fluide. [K]

II.3.2.1 Détermination du coefficient de perte de charge linéaire (λ)

a) Cas écoulement laminaire $Re < 2000$

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient λ est uniquement en fonction de nombre de Reynolds, l'état de la surface n'intervient pas.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{II.18}$$

b) Cas d'un écoulement turbulent : $Re > 3000$

Ces phénomènes sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour détermination.

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

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2. \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{II.19})$$

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

Remarque :

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 [12] :

Formule de BLASIUS : pour des tuyaux lisses et $Re < 10^5$

$$\lambda = (100. Re)^{-0.25} = 0.316. Re^{-0.25} \quad (\text{II.20})$$

Pour : $Re > 10^5$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left(\frac{Re\sqrt{\lambda}}{2.51} \right) \quad (\text{II.21})$$

Relation qui peut être approchée par :

$$\lambda = \frac{1}{\left[2. \log \left(\frac{Re}{4.522 \cdot \log Re - 3.8215} \right) \right]^2} \quad (\text{II.22})$$

II.3.3 Perte de charge singulière

Ainsi que les expériences le montrent, dans beaucoup de cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse et donc on a adapté la forme suivante d'expression : [12]

$$\Delta P = \xi \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (\text{II.23})$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \xi \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \cdot \frac{Q_v^2}{D^4} \quad (\text{II.24})$$

V : vitesse de l'écoulement [m/s]

ξ : est appelé coefficient de perte de charge singulière (sans dimension). La détermination de ce coefficient se fait comme suite :

Cas des coudes

$$\xi = K_{\varepsilon} k_{Re} \xi_m + \xi_f \quad (\text{II.25})$$

Le coefficient tenant compte de perte de charge singulière des coudes concentriques continus (arrondis) est calculé d'après la formule suivant proposée par Abramovie.

$$\xi_m = A_1 B_1 C_1 \quad (\text{II.26})$$

$$\xi_f = 0.0175 \lambda \frac{R_0}{D_H} \delta^0 \quad (\text{II.27})$$

A_1 : Coefficient tenant compte de l'effet de l'angle au centre δ^0 du coude.

B_1 : Coefficient tenant compte de l'effet du rayon relatif du coude $\frac{R_0}{D_H}$.

C_1 : Coefficient tenant compte de l'effet de la largeur relative de la section du coude $\frac{a_0}{b_0}$.

La grandeur B_1 peut être calculée d'après les formules approximatives suivantes :

R_0 : Rayon de courbure de coude

D_H : Diamètre du coude.

$\frac{a_0}{b_0}$. La largeur relative de la section du coude

Pour

$$\frac{R_0}{D_H} < 1 \quad B_1 = \frac{0.21}{\left(\frac{R_0}{D_H}\right)^{2.5}}$$

$$\frac{R_0}{D_H} > 1 \quad B_1 = \frac{0.21}{\sqrt{\left(\frac{R_0}{D_H}\right)}}$$

Δ : Rugosité.

Re : Nombre de Reynolds

V : Vitesse d'écoulement

ν : Viscosité cinématique

μ : Viscosité dynamique

Δ' : Rugosité relative

δ : Angle du coude

Les grandeurs, k_{Re} , $K\epsilon$, $A_1 B_1 C_1$ sont déterminées d'après les tableaux de l'annexe 1

Cas des téés

$$\xi = k \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2 \quad (\text{II.28})$$

V_1, V_2 : vitesse d'entrée ou de sortie d'air

K = constante dépend de la géométrie de tés est déterminée d'après les tableaux de l'annexe (1)

II.4 Approche polytropique de la compression

En thermodynamique une transformation polytropique appliquée à un gaz (en général considéré comme un gaz parfait) est une transformation durant laquelle la pression (P) et le volume (V) du gaz est considérée de la forme :

$$PV^n = \text{constante} \quad (\text{II.29})$$

n : est appelé coefficient polytropique de la transformation

L'un des grands intérêts que présente la notion de polytropique tient à la simplicité de l'équation (1) qui généralise celle des isentropique $PV^\gamma = Cte$

En fonction varier n , elle engendre un grand nombre de transformation thermodynamique particulière

$$\begin{aligned} n = 0 & \quad P = Cte & \rightarrow \text{isobare} \\ n = 1 & \quad PV = Cte & \rightarrow \text{isotherme} \\ n = \gamma & \quad PV^\gamma = Cte & \rightarrow \text{isotropique} \end{aligned}$$

II.4.1 Compression

L'évolution de la compression en fonction de la variation de volume peut être soit : isotherme, polytropique, ou adiabatique. [13]

Évolution isotherme

Une telle évolution serait réalisée dans une cellule de compression refroidie pendant la compression ou réchauffée pendant la détente, de telle façon que le gaz comprimé reste à une température constante.

$$\begin{aligned} P \cdot V &= m \cdot r \cdot T & (\text{II.30}) \\ \Rightarrow P \cdot V &= Cte \end{aligned}$$

Évolution adiabatique

L'évolution de la pression de l'air est dite adiabatique si elle s'effectue sans échange de chaleur avec le milieu extérieur. Le gaz s'échauffe en absorbant tout le travail fourni par les forces extérieures. Et dans le cas où il n'y a pas de frottement, la transformation est réversible, cette compression isentropique, par la définition suivante

$$P.V^\gamma = \text{constante}$$

γ : est le coefficient isentropique du gaz (pour l'air $\gamma = 1,4$). La relation de Laplace nous donne :

$$T.V^{(\gamma-1)} = \text{constante} \quad \text{ou} \quad \frac{T}{P^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \text{constante}$$

Ce qui permet de trouver la température à la fin de compression

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(\gamma-1)} \quad (\text{II. 31})$$

Évolution polytropique

Si la compression réversible est refroidie, L'évolution entre l'état initial et l'état final, cela est donné par la loi de Poisson

$$P.V^n = \text{constante}$$

Avec $1 < n < \gamma$ en fonction du degré de refroidissement.

De la même manière que pour une compression isentropique, il est possible de déterminer la température de fin de compression par l'expression (T2)

En remplaçant γ par n :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(n-1)} \quad (\text{II. 32})$$

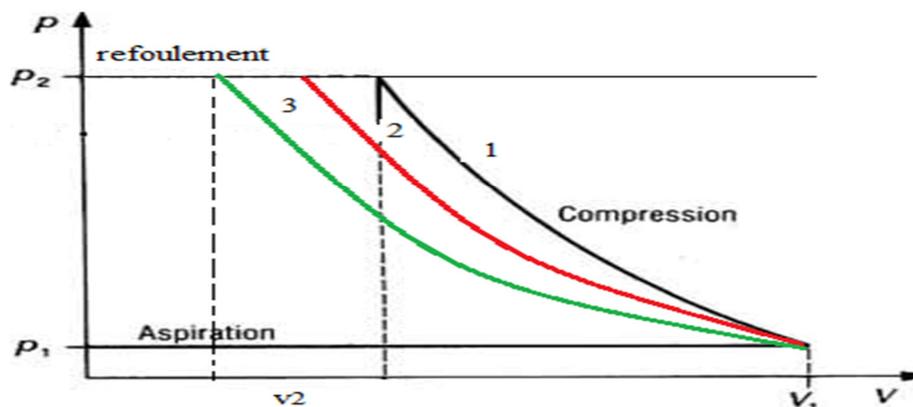


Figure II-1 Diagramme pression-volume : représentation des différentes compressions

- ✓ compression isentropique $n = \gamma$
- ✓ compression polytropique $1 < n < \gamma$
- ✓ compression isothermique $n = 1$

II.4.2 Travail de la compression

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

$$P\mathbb{V} = mrT \quad (\text{II.33})$$

P : Pression du gaz [Pa].

\mathbb{V} : Volume occupé par la masse m de gaz [m^3].

T : Température absolue [K].

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

m : Masse de l'air [kg].

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

$$W' = -P_1\mathbb{V}_1 - \int_1^2 Pd\mathbb{V} + P_2\mathbb{V}_2 \quad (\text{II.34})$$

Le terme $[-P_1V_1 + P_2V_2]$ représente pour les transformations considérées comme réversibles, le travail massique de transvasement.

En faisant l'intégration par partie :

$$\int_1^2 P dV = P_2V_2 - P_1V_1 - \int_1^2 V dP \quad (\text{II.35})$$

L'équation (34) devient :

$$W' = \int_1^2 V dP \quad (\text{II.36})$$

a) **Évolution isothermique**

$$PV = r.T = Cte$$

$$W'_{\theta} = rT \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (\text{II.37})$$

b) **Évolution isentropique**

$$PV^{\gamma} = Cte$$

Le travail (W') par le cycle est égale à :

$$W'_{is} = \frac{\gamma \cdot r}{(\gamma - 1)} [T_2 - T_1] \quad (\text{II.38})$$

c) **Évolution polytropique**

On a : $PV^n = Cte$

Le travail W'_p est égal à :

$$W'_p = \frac{n \cdot r}{(n - 1)} [T_2 - T_1] \quad (\text{II.39})$$

II.4.3 Chaleur de la compression

Selon le 1^{er} principe de la thermodynamique des systèmes ouverts :

$$W' + Q = \Delta H \quad (\text{II.40})$$

$$\Rightarrow \Delta H = C_p(T_2 - T_1) \quad (\text{II.41})$$

a. Transformation isotherme

$$\Delta H = 0 \quad \text{et} \quad Q_{\theta} = -W'_{\theta} \quad (\text{II.42})$$

$$Q_{\theta} = -rT \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (\text{II.43})$$

b. Transformation isentropique

L'évolution adiabatique s'effectue sans échange de chaleur, la transformation est réversible, donc la relation de (40) devient

$$W'_{is} = \Delta H \quad (\text{II.44})$$

$$\Rightarrow Q_{is} = 0 \quad (\text{II.45})$$

c. Transformation polytropique

Dans le cas de transformations polytropiques, il y a un échange de chaleur non nul, donc selon le 1^{er} principe des systèmes ouverts :

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

$$\text{on a} \quad \Delta H = C_p(T_2 - T_1) \quad \text{et} \quad W' = \frac{nr}{n-1}(T_2 - T_1)$$

$$Q_p = C_p(T_2 - T_1) - \frac{nr}{n-1}(T_2 - T_1) \quad (\text{II.46})$$

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

$$Q_p = (T_2 - T_1) \frac{r(n-\gamma)}{(n-1)(\gamma-1)}$$

$$\text{on a} \quad C_v = \frac{r}{\gamma-1} Q_p = (T_2 - T_1) C_v \frac{(n-\gamma)}{(n-1)} \quad (\text{II.47})$$

On prend $C_v \frac{(n-\gamma)}{(n-1)} = C_n$

C_n : Chaleur massique dans une transformation polytropique [J/K.kg]

$$Q_n = C_n(T_2 - T_1) \quad (\text{II.48})$$

C_v : Chaleur massique dans une transformation à volume constante [J/K.kg]

C_p : Chaleur massique dans une transformation à pression constante [J/K.kg]

II.5 Conclusion

Le but d'une installation d'air comprimé est de fournir de l'air, à la pression convenable et en quantité suffisante, pour assurer un fonctionnement correct des appareils qu'elle alimente. Cela la station doit être amenée à pied d'œuvre au moyen d'un réseau judicieusement établi, et donc le réseau doit remplir certaines conditions :

- ✓ La chute de pression dans le réseau de distribution doit rester aussi faible que possible pour des raisons économiques
- ✓ Le choix du compresseur se fait selon les caractéristiques, débit, la pression qu'il doit fournir dans le domaine de l'industrie et la puissance du moteur installé
- ✓ La pression et le débit de travail nécessaire au fonctionnement des consommateurs du réseau doivent être disponibles à tout moment

Cette recherche bibliographique nous a permis d'approfondir nos connaissances sur l'installation de l'air comprimé et plus particulièrement sur leur fonctionnement, et nous avons exposé les grands axes principaux du travail à effectuer, et éliminé les grandes difficultés qu'on pourrait croiser lors de la pratique.

Chapitre III :
Description de
l'installation et
méthodologie de calcul

Introduction

Notre étude sera axée essentiellement sur l'étude de l'installation de l'air comprimé au niveau de silo 80000 tonnes.

Du point de vue énergétique, il existe des pertes de l'énergie, ainsi que du point de vue mécanique la durée de vie des compresseurs est très courte, ces pertes dues au démarrage arbitraire des compresseurs à chaque fois que les conditions de production le nécessitent.

Pour ce faire, nous avons proposé le dimensionnement de l'installation tout en respectant deux critères essentiels : la satisfaction du débit requis, la pression qui doit assurer par le compresseur qui assure la production d'air comprimé.

III-1 Présentation de silo 80000 tonnes

Le silo est de type vertical cylindrique. Il est réalisé avec des tôles d'acier de forte épaisseur. Ses parois sont doubles avec un vide entre les tôles d'environ 100mm.

La hauteur de la jupe du silo + toiture (éventail) est de 61 m 50 et son diamètre de 53 m.

- ✓ La hauteur du lanterneau (partie haute) est de 6 m et son diamètre de 10 m.
- ✓ La hauteur de la cave (partie basse) est de 4,5 m et comporte 8 événements d'explosion sur la périphérie.
- ✓ La hauteur totale du silo est d'environ 67 m.
- ✓ Le silo a une capacité de stockage de 80 000 tonnes dédiée au sucre blanc type CEE 2.
- ✓ Un système de chauffage pulse de l'air chaud entre les deux parois.
- ✓ Un système de conditionnement d'air pulse de l'air à l'intérieur du silo par le bas du silo.
- ✓ Un système de dépoussiérage aspire l'air par le haut du silo.
- ✓ Un système de dépoussiérage aspire les poussières à chaque chute de sucre sur le circuit de Manutention.

La manutention du sucre se fait soit par :

- ✓ Transporteur à vis.

- ✓ Transporteur à chaîne.
- ✓ Transporteur à bande.

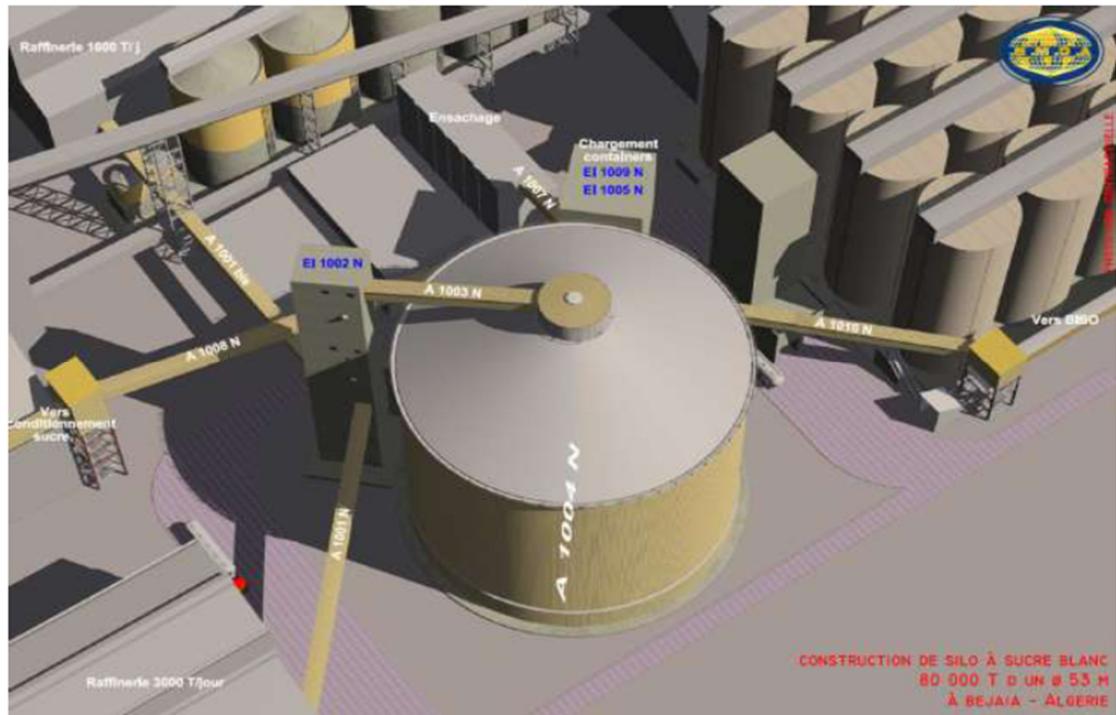


Figure III-1 Implantation silo 80000 tonnes au complexe Cevital

III-2 différentes fonctionne du procédé

- ✓ Fonction ensilage par raffinerie 1600.
- ✓ Fonction ensilage par raffinerie 3000.
- ✓ Fonction dépilage.
- ✓ Fonction chauffage paroi.
- ✓ Fonction conditionnement d'air/dépoussiérage enceinte silo et manutention alimentation silo.
- ✓ Fonction dépoussiérage manutention circuit extraction sucre.
- ✓ Fonction transfert vers chargement BIG BANG.
- ✓ Fonction transfert vers chargement Containers.
- ✓ Fonction transfert vers conditionnement existant.
- ✓ Fonction transfert vers nouveau conditionnement.
- ✓ Fonction transfert vers BIBO (futur).

III-3 différents circuits qui consomment de l'air comprimé

III-3-1 Circuit ensilage

Le circuit d'ensilage est calibré pour un débit de 350 t/heure. À l'intérieur de la tour de manutention, un élévateur d'une hauteur de 60m reprend le sucre après bascule de circuit venant des raffineries 1600 et 3000 T pour le déverser sur un transporteur à bande. Ce transporteur à bande suit la galerie d'alimentation silo pour déverser le sucre dans un distributeur alvéolaire DR1 situé dans le lanterneau du silo.

Le point plus défavorable est de S2 vers la boîte de direction B_2D_1 , les équipements existent dans le circuit ensilage

B_2D : C'est la boîte de direction

W1002 : c'est la bascule d'ensilage

V_{Ne} : C'est de vannes d'ensilage

III-3-2 Circuit désilages

Le transporteur à bande à 1004 N central déversera son sucre dans le pied des deux élévateurs de dépilage situé dans la tour de manutention sortie du silo

En sortie des élévateurs de dépilage, des boîtes à deux directions, permettent soit :

- ✓ Orientation du sucre vers BIBO (futur) via a 1009 N et une bascule de circuit 800 t/h.
- ✓ Orientation du sucre vers containers ou conditionnements.

Les équipements plus défavorables qui comportent le circuit sont les boîtes de directions et les vannes. Le circuit est se décompose en deux parties:

1. Le point plus défavorable est de S1 vers les vannes V_{Ne} de circuit de dépilage

V_{NA} : c'est les vannes de désilage

W1009 N: c'est la bascule dans le désilage

2. Le point plus défavorable est de S1 vers la boîte de direction de circuit de dépilage

B_2D : C'est la boîte de direction

V_{NB} : c'est les vannes de désilage

III-3-3 Circuit de dépoussiérage

Ce dépoussiéreur est pour aspirer les poussières sur les équipements de manutention de défilage sucre (convoyeur à vis, convoyeur à chaîne, convoyeur à bande, élévateur). Ce dépoussiéreur conditionne donc la mise en fonctionnement :

- ✓ Du circuit d'ensilage.
- ✓ Du circuit de désilage.

III-3-4 Circuit de sous silo

Le silo, d'une capacité de 80 000 tonnes, est équipé de 177 trémies de sortie :

- ✓ 1 sortie centrale pour vanne guillotine à commande pneumatique, section 700x700 mm²

Après la vanne, on trouve une goulotte déversant dans la tête des convoyeurs annexes, qui eux-mêmes

Déversent le sucre dans le convoyeur central.

- ✓ 36 sorties pour vannes guillottes à commande pneumatique, section 400x400 mm

Les 18 vis doubles rigides sont munies de 2 alimentations chacune et se raccordent sur ces vannes.

- ✓ À la sortie des vis, on trouve soit le convoyeur central (4 vis y déversent le sucre directement), soit les convoyeurs annexes (14 vis)

L'étanchéité en tête et en pied au passage d'arbre est assurée par des paliers à joints à lèvres avec insufflation d'air.

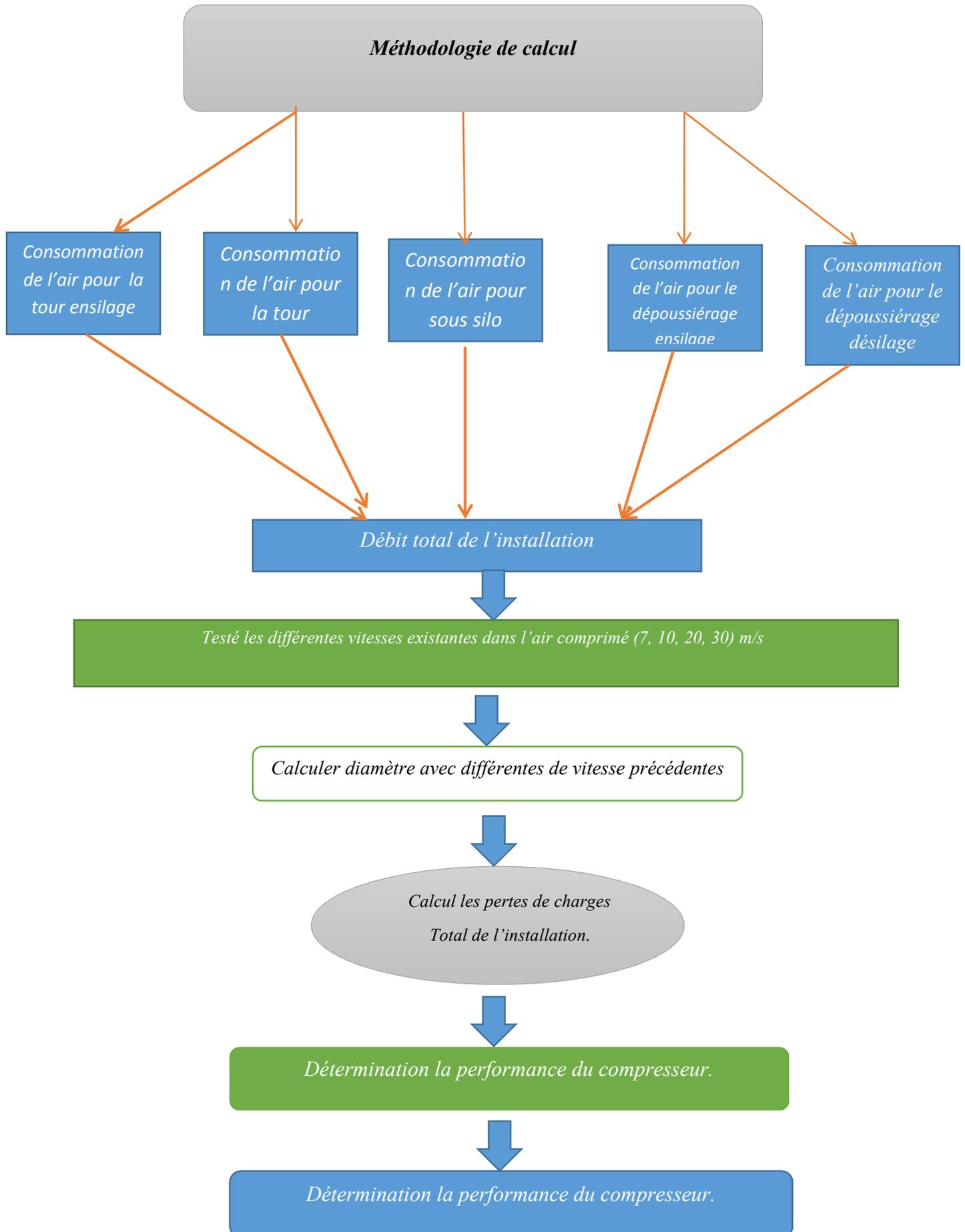
Le débit de vidange est de 350 t/h via les 36 sorties simultanées des vis

- ✓ 140 sorties pour vannes manuelles, section 400x400

À la sortie de ces vannes, on trouve soit des goulottes de jonction au convoyeur central (quantité 6), soit des goulottes de jonction aux convoyeurs annexes (quantité 134)

III-5 Méthodologie de calcul

Pour la suite de nos calculs, nous allons procéder selon l'organigramme suivant



II-6 Description les différents actionneurs :

II-6-1 Actionneur pour vanne tout ou rien (TOR)

Les vannes automatiques tout ou rien (ou TOR) sont des équipements automatisés dont le rôle est d'interrompre ou de permettre le passage d'un fluide (gaz ou liquide) dans une tuyauterie ou d'aiguiller le passage d'un solide.

On utilisera des actionneurs pneumatiques Keystone double effet (air/air) avec :

- Un angle de rotation de 90°.
- Un couple de sorties pouvant atteindre les 1519Nm.

Exemple de calcul pour vanne tout ou rien

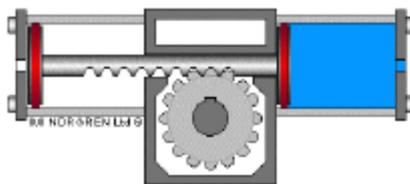


Figure. III-2 : Actionneur pour vanne tout ou rien.

Les caractéristiques des vannes pneumatiques tout ou rien est comme suite :

Type de vanne	Diamètre mm	Type d'actionneur	Constructeur	Référence de l'actionneur
Tout ou rien	25	Double effet	Keystone	F79E-012M

Tableau. III-1 : Actionneur pour vanne tout ou rien (TOR)

$$Q_v = \frac{V_0}{t_0} + \frac{V_f}{t_f}$$

$$Q_v = \frac{0.629}{0.9} + \frac{0.455}{0.85}$$

$$Q_v = 1.23 \text{ (l / s)}$$

Dans les conditions normales : $P = 1 \text{ atm}$; $T = 273.15^{\circ}\text{K}$.

II-6-2 Vérin :

Un vérin pneumatique sert à créer un mouvement mécanique, et consiste en un tube cylindrique dans lequel une pièce mobile (le piston) sépare le volume du cylindre en deux chambres isolées l'une de l'autre. Un ou plusieurs orifices permettent d'introduire ou d'évacuer un fluide dans l'une ou l'autre des chambres et ainsi déplacer le piston, il existe deux types de vérins

II-6-2 -1 Vérin simple effet

Un vérin simple effet ne travaille que dans un sens (souvent, le sens de sortie de la tige). L'arrivée de la pression ne se fait que sur un seul orifice d'alimentation ce qui entraîne le piston dans un seul sens, son retour s'effectuant sous l'action d'un ressort ou d'une force extérieure (fréquent en hydraulique).

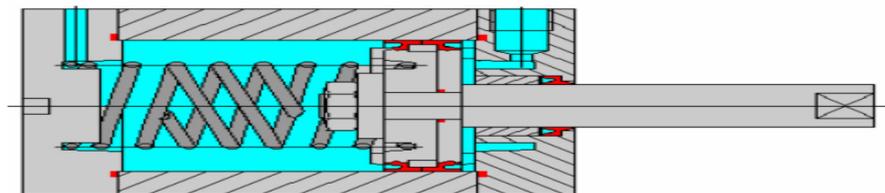


Figure III-3 Vérin simple effet

La force qu'exerce le piston d'un vérin dépend de la surface du piston et de la pression de travail. La force théorique du piston peut être calculée de la manière suivante :

$$F = \eta PS$$

Avec P la pression, S la surface du vérin et η le rendement. La surface du vérin pneumatique peut être :

- ✓ la surface en sortie de tige (celle du piston).
- ✓ la surface en entrée de tige (celle du piston moins la tige).

II-6-2 -2 Vérins double effet

Un vérin double effet a deux directions de travail. Il comporte deux orifices d'alimentation et la pression est appliquée alternativement de chaque côté du piston ce qui entraîne son déplacement dans un sens puis dans l'autre. On vérifiera que le vérin ne sera

pas soumis aux effets de multiplication de pression qui pourraient le faire éclater du côté de sa tige.

(Pour les dimensions voir annexe 3)

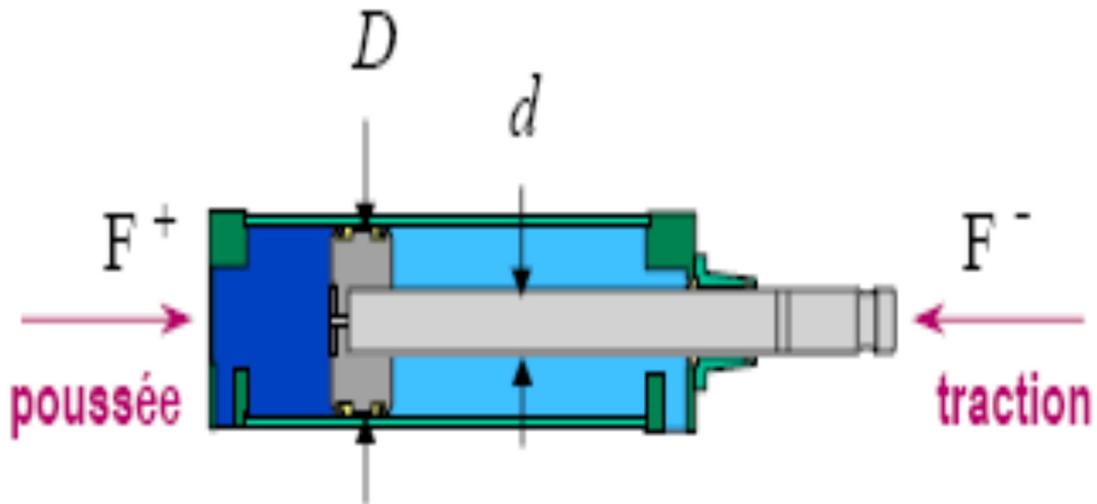


Figure. III-4 : Vérin double effet.

D : diamètre inférieur de la chambre de vérin [m] ;

d : Diamètre de la tige [m] ;

L : course développée par la tige [m] ;

V_1 : volume total de la chambre du côté sans tige [m^3] ;

V_2 : volume total de la chambre du côté avec tige [m^3] ;

S_1 : section du piston du côté de sa surface libre [m^2] ;

S_2 : section utile du côté de la tige [m^2] ;

V : Vitesse de régime du piston [m/ s] ;

Section

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \qquad S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

Volumes : $V = S \cdot L$

Débit nécessaire

À l'entrée :

$$Q_{v1} = \frac{V_1}{t}$$

$$Q_{v1} = \frac{\pi(D^2) * L}{4 * t} = 0.383 (m^3/s) \dots \dots \dots (III.1)$$

A la sortie :

$$Q_{v2} = \frac{V_2}{t}$$

$$Q_{v2} = \frac{\pi(D^2 - d^2) * L}{4 * t} = 0.287(m^3/s) \dots \dots \dots (III.2)$$

II-7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons bénéficié de plusieurs informations essentielles sur principe de fonctionnement du champ de l'installation de l'air comprimé de CEVITAL Bejaïa, en effet la description globale de cette installation nous a permis d'avoir plusieurs données en termes de différentes fonctions du procédé, différents circuits qui consomment de l'air comprimé, ainsi que différents équipements utilisés dans l'installation.

Les informations récoltées vont nous aider dans l'étude et dimensionnement de l'installation, cette aide est précieuse dans la détermination le compresseur. Autrement dit, déterminer le besoin de l'installation afin de satisfaire les équipements dans cette installation.

Chapitre IV :
Besoins en air comprimé et
calcul des pertes de
charges

IV-1 Introduction

Dans ce présent chapitre, on va étudier et dimensionner l'installation de l'air comprimé, dans le but de déterminer le débit total de l'installation ainsi que les différents diamètres. Autrement dit déterminer la pression de refoulement de l'installation pour le bon fonctionnement.

IV-2 Calcul les débits de chaque circuit dans l'installation

On a tous les paramètres qui nous permettent de calculé le débit de chaque circuit dans l'installation, on tenant compte de tous les équipements qui consomme de l'air comprimé dans chaque circuits.

IV-2 -1 Pour la tour ensilage

Le débit d'air comprimé dans chaque circuit de l'installation est défini comme la somme du débit nécessaire pour les différentes charges.

1^{er} Tronçon

De $B_2 D_2$ jusqu'à T_1 .

a. Débit

La boîte de la direction comporte deux vérins du débit Q_{VB2D2} :

Alors :

$$Q_{VB_2 D_2} = 2 * Q_V \dots \dots \dots (IV. 1)$$

$$Q_V = 7.6224 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}^3 / \text{s}$$

b. Calcul de diamètre de la conduite

Après avoir trouvé le débit pour chaque tronçon dans l'installation, nous calculons les différents diamètres en utilisant les quatre vitesses les plus existant dans les installations d'air comprimé.

On a
$$Q_v = S * V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} * V$$

$$\Rightarrow D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{v1}}{\pi \cdot V}}$$

A l'aide d'un programme sur Excel on a trouvé les résultats suivants :

Vitesse (m/s)	7	10	20	30
Diamètre (mm)	11.80	9.877	6.984	5.702

Tableau. IV-1 : Valeurs des diamètres avec différentes vitesses

Donc d'après les résultats de calcul, on a trouvé quatre diamètres pour chaque tronçon dans le circuit, exemple pour le tronçon $B_2 D_2$ jusqu'à T_1 . on prendre le diamètre le plus moins parmi les quatre. On choisit $D_1 = 6$ (mm) pour les réseaux économiques.

Remarque

Les résultats de calcul du débit et les diamètres dans la tour ensilage sont représentés dans le tableau suivant :

Tronçon	Q_v (Nm ³ /s)	V (m/s)	D (mm)	D idéal (mm)
$B_2 D_2 \rightarrow T_1$	$7.663 \cdot 10^{-4}$	7	11.80	6
		10	9.877	
		20	6.984	
		30	5.702	
$B_2 D_1 \rightarrow T_1$	$7.66 \cdot 10^{-4}$	7	11.80	6
		10	9.877	
		20	6.984	
		30	5.702	
$T_1 \rightarrow T_2$	$1.534 \cdot 10^{-3}$	7	16.70	8
		10	13.97	

		20	9.877	
		30	8.065	
$W_{1002} \rightarrow T_2$	$3.831.10^{-4}$	7	8.347	6
		10	6.984	
		20	4.939	
		30	4.032	
$T_2 \rightarrow T_3$	$1.915.10^{-3}$	7	18.663	10
		10	15.615	
		20	11.4	
		30	9.015	
$V_{NE} \rightarrow T_3$	$3.831.10^{-4}$	7	8.347	6
		10	6.983	
		20	4.939	
		30	4.032	
$T_3 \rightarrow S_2$	$2.298.10^{-3}$	7	20.445	12
		10	17.105	
		20	12.095	
		30	9.879	

Tableau IV.2 Débits et les diamètres dans la tour ensilage.

Après le calcul de tous les débits dans chaque tronçon, on a trouvé le débit total de la tour ensilage est de $2.298.10^{-3} \text{ Nm}^3 / \text{s}$

IV-2 .1 Pour la tour désilage

La tour désilage comporte deux parties :

a- Partie 1

$$B_2 D_3 \rightarrow S_2$$

Les résultats de calcul du débit et les diamètres dans la tour désilage (partie 1) sont représentés dans le tableau suivant :

Tronçon	$Q_v(\text{Nm}^3/\text{s})$	V (m/s)	D (mm)	D idéal (mm)
$B_2 D_3 \rightarrow T_1$	$7.662 \cdot 10^{-4}$	7	11.80	6
		10	9.877	
		20	6.984	
		30	5.702	
$B_2 D_4 \rightarrow T_1$	$7.66 \cdot 10^{-4}$	7	11.80	6
		10	9.877	
		20	6.984	
		30	5.702	
$T_1 \rightarrow T_2$	$1.533 \cdot 10^{-3}$	7	16.70	10
		10	13.967	
		20	9.877	
		30	8.065	
$V_{NB1} \rightarrow T_2$	$1.149 \cdot 10^{-3}$	7	16.45	10
		10	12.097	
		20	8.55	
		30	6.98	
$T_2 \rightarrow T_3$	$2.681 \cdot 10^{-3}$	7	22.084	12
		10	18.447	
		20	13.065	
		30	10.667	

$V_{NB2} \rightarrow T_3$	$3.831.10^{-4}$	7	8.3478	6
		10	6.9834	
		20	4.939	
		30	4.0323	
$B_2 D_8 \rightarrow T_3$	$7.662.10^{-4}$	7	11.80	6
		10	19.877	
		20	6.984	
		30	5.702	
$T_3 \rightarrow T_6$	$3.830.10^{-3}$	7	26.396	15
		10	22.84	
		20	15.616	
		30	12.750	

Tableau IV.3 Débits et les diamètres dans la tour désilage (partie 1)

b- partie 2

Tronçon	$Q_v(Nm^3 /s)$	V (m/s)	D (mm)	D idéal (mm)
$V_{NA1} \rightarrow T_4$	$7.662.10^{-4}$	7	11.80	6
		10	9.77	
		20	6.984	
		30	5.702	
6 $V_{NA2} \rightarrow T_4$	$1.494.10^{-3}$	7	14.45	10
		10	12.97	
		20	8.55	
		30	6.98	

$T_4 \rightarrow T_5$	$1.915.10^{-3}$	7	18.66	12
		10	15.61	
		20	11.04	
		30	9.016	
W1009 $\rightarrow T_5$	$3.831.10^{-4}$	7	8.3478	6
		10	6.9843	
		20	4.939	
		30	4.0323	
$T_5 \rightarrow T_6$	$2.298.10^{-3}$	7	20.448	15
		10	17.108	
		20	12.097	
		30	9.8773	
$T_6 \rightarrow S_1$	$6.129.10^{-3}$	7	33.39	18
		10	27.936	
		20	19.75376	
		30	16.12887	

Tableau IV.4 Débits et les diamètres dans la Toure désilage (partie 2)

Après le calcul de tous les débits dans chaque tronçon dans la tour désilage, on a trouvé le débit total de la tour ensilage est de $6.129.10^{-3} \text{ Nm}^3 / \text{s}$

IV-2 -1 Pour la 3^{eme}partie

La 3^{eme}partie comporte trois sous parties :

a- Partie 1 (sous silo)

$$V_{SS1} \rightarrow D$$

Les résultats de calcul de débits et les diamètres dans la 1ere partie sous silo est regroupe dans le tableau suivant :

Tronçon	$Q_v(\text{Nm}^3 / \text{s})$	V (m/s)	D (mm)	D idéal (mm)
$V_{SS1} \rightarrow T_1$	$1.532.10^{-3}$	7	16.7	10
		10	13.986	
		20	8.064	
		30	8.06	
$V_{SS2} \rightarrow T_2$	$1.532.10^{-3}$	7	16.69	10
		10	13.986	
		20	9.877	
		30	8.064	
$V_{SS3} \rightarrow T_1$	$1.532.10^{-3}$	7	16.70	10
		10	13.967	
		20	9.877	
		30	8.065	
$T_2 \rightarrow T_3$	$3.065.10^{-3}$	7	23.612	12
		10	19.75	
		20	13.98	
		30	11.405	
$V_{SS4} \rightarrow T_3$	$1.532.10^{-3}$	7	16.695	10
		10	13.98	
		20	8.064	
		30	8.06	
$T_3 \rightarrow T_4$		7	28.917	
		10	24.194	

		20	17.1088	15
		30	13.96	
	$4.597.10^{-3}$			
$V_{SS5} \rightarrow T_4$	$1.54.10^{-3}$	7	16.695	10
		10	13.986	
		20	8.065	
		30	8.064	
$T_4 \rightarrow T_5$	$6.13.10^{-3}$	7	33.391	18
		10	27.937	
		20	19.754	
		30	16.69	
$V_{SS6} \rightarrow T_5$	$1.532.10^{-3}$	7	16.69	10
		10	13.98	
		20	8.064	
		30	8.065	
$T_5 \rightarrow T_6$	$7.66.10^{-3}$	7	37.332	22
		10	31.234	
		20	22.086	
		30	16.69	
$V_{SS7} \rightarrow T_6$	$1.532.10^{-3}$	7	16.69	10
		10	13.986	
		20	8.064	
		30	8.0647	
$T_6 \rightarrow T_7$		7	40.895	
		10	34.215	

	$9.194.10^{-3}$	2	24.194	25
		30	19.754	
$V_{SS8} \rightarrow T_7$	$1.532.10^{-3}$	7	16.69	10
		10	13.986	
		20	8.064	
		30	8.06	
$T_7 \rightarrow T_1$	$10.72.10^{-3}$	7	44.17	28
		10	36.95	
		20	26.132	
		30	21.33	
$T_1 \rightarrow D$	$13.792.10^{-3}$	7	50.087	32
		10	41.90	
		20	26.631	
		30	24.193	

Tableau IV.5 Débits et les diamètres dans la 3^{er} partie (sous silo)

Le tableau précédent résume les résultats de calcul dans la 3^{er} partie (sous silo), on a trouvé le débit total qui est de $2.591.10^{-2} \text{ Nm}^3 / \text{s}$. Avec l'augmentation de diamètre au cours de la canalisation dans cette partie.

Partie 2 (dépoussiérage ensilage)

$$V_{Sde} \rightarrow D$$

Les résultats de calcul pour la partie dépoussiérage ensilage sont représenté dans le tableau suivant.

Tronçon	$Q_v(\text{Nm}^3 / \text{s})$	V (m/s)	D (mm)	D idéal (mm)
$V_{Sde} \rightarrow D$	$2.591.10^{-2}$	7	68.655	35
		10	57.441	
		20	40.617	
		30	33.164	

Tableau IV.6 Débits et les diamètres dans la 3^{er} partie (dépoussiérage ensilage)

Après le calcul de tous les débits dans chaque tronçon dans la partie dépoussiérage ensilage, on a trouvé le débit total qui est de $2.59.10^{-2} \text{ Nm}^3 / \text{s}$. Avec un diamètre de canalisation de 35(mm)

a- Partie 3 (dépoussiérage désilage)

$$V_{Sdd} \rightarrow D$$

Le tableau suivant représente le calcul du débit d'air et les diamètres dans la partie dépoussiérage désilage.

Tronçon	$Q_v(\text{Nm}^3 / \text{s})$	V (m/s)	D (mm)	D idéal (mm)
$V_{Sdd} \rightarrow D$	$2.591.10^{-2}$	7	68.655	35
		10	57.441	
		2	40.617	
		30	33.164	

Tableau IV.7 Débits et les diamètres dans la 3^{er} partie (dépoussiérage désilage)

Après le calcul de débit pour tous les tronçons de l'installation, on peut faire l'addition des trois parties partie 1, partie 2, partie 3, les résultats sont les suivant :

Tronçon	$Q_v(\text{Nm}^3/\text{s})$	V (m/s)	D (mm)	D idéal (mm)
D \rightarrow S3	$2.591 \cdot 10^{-2}$	7	109.25	40
		10	91.41	
		20	64.633	
		30	52.773	

Tableau IV.8 Débits et les diamètres dans la partie 3

Les résultats de la somme de tous les calculs pour les trois parties dans l'installation sont représentés dans le tableau suivant.

Partie	$Q_v(\text{Nm}^3/\text{s})$	V (m/s)	D (mm)	D idéal (mm)
3 ^{er} partie D \rightarrow S ₂	$6.562 \cdot 10^{-2}$	7	109.25	55
		10	91.40	
		20	64.633	
		30	52.773	
1 ^{er} partie T ₃ \rightarrow S ₂	$2.298 \cdot 10^{-3}$	7	20.445	12
		10	17.105	
		20	10.095	
		30	9.875	
S ₂ \rightarrow S ₁	$6,791 \cdot 10^{-2}$	7	111.147	60
		10	92.992	
		20	65.757	
		30	53.689	

2 ^{er} partie $T_6 \rightarrow S_1$	$6,129.10^{-3}$	7	33.39	18
		10	27.936	
		20	19.753	
		30	16.128	
$S_1 \rightarrow$ <i>Sortie de secheur</i>	$7,405.10^{-2}$		116.054	70
		10	97.098	
		20	68.658	
		30	56.059	

Tableau IV.9 Calcul de besoins en air comprimé et les diamètres pour tous l'installation

D'après les résultats de tableau ci-dessus, on constate que le besoin en air comprimé pour toute l'installation est de $7.4048.10^{-2}(\text{Nm}^3 / \text{s})$, avec un diamètre fixe dans le réseau de distribution principale de 70 (mm), ce dernier change au cours de la canalisation dans le réseau de distribution secondaire.

IV-3 Calcul du débit total de l'installation

Le débit total de l'installation pour la consommation de différentes charges est :

$$Q_v = 7,41 \cdot 10^{-2} \text{ Nm}^3 / \text{s}$$

Nm^3 / s : Le débit nécessaire aux conditions normales : $P = 1 \text{ atm}$, $T = 273,15 \text{ K}$

Pour :

$$P = 6.5 \text{ bar et } T = 313.15 \text{ K}$$

En utilise la relation (6)

$$\frac{P_0}{T_0} Q_{v0} = \frac{P}{T} Q_v$$

Avec $P_0 = 1.013 \text{ bar}$, $T_0 = 273.15 \text{ K}$, $Q_{v0} = 7.4048 \cdot 10^{-2} \text{ Nm}^3/\text{S}$

$$Q_V = 1.26 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Alors :

$$Q_V = 45.34 \text{ Nm}^3 / \text{h}$$

IV.4 Estimation du débit total de l'installation

Le débit total d'air de l'installation est défini comme la somme du débit nécessaire pour les différentes charges, du débit de fuite, du débit pour extension tout en tenant compte de l'erreur d'estimation. En utilisant la relation (12)

$$Q_{vt} = Q_v + 45\% Q_v$$

$$Q_{vt} = 266.5728 + 45\% \cdot 266.57$$

On trouve : $Q_{vt} = 386.531 \text{ Nm}^3/\text{s}$

Pour $P = 6.5 \text{ bar}$ et $T = 313.15^\circ\text{K}$

En utilise la relation (6)

$$\frac{P_0}{T_0} Q_{v0} = \frac{P}{T} Q_v$$

Avec $P_0 = 1,013 \text{ bar}$ $T_0 = 273,15^\circ\text{K}$

$$Q_v = 1,918 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q_{vt} = 69,061 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Après le calcul des débits dans chaque partie, on constate que le débit total nécessaire pour l'installation dans les conditions normal est de $69.061 \text{ m}^3/\text{h}$.

IV.5 Calcul du débit massique

Pour $P= 6.5 \text{ bar}$ et $T=313.15 \text{ K}$

D'après la relation (5) $\rho = \frac{P}{r.T}$

Donc : $\rho = 7.23 \text{ kg/m}^3$

Le débit massique sera donné par la relation (6)

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \frac{P}{r.T} \cdot Q_v$$

Avec : $Q_v = 69.061 \text{ m}^3 / \text{h}$

$$Q_m = 499.1474 \text{ kg/h}$$

IV.6 Calcul des pertes de charge

Après le calcul des besoins en air comprimé, et les diamètres de chaque tronçon, ainsi que les vitesses correspondantes à ces derniers, nous allons calculer les pertes de charge total pour total de l'installation.

IV.6.1 Pertes dans le réseau de distribution principal ΔP_{rdp}

Dans notre calcul la longueur de canalisation est de $L = 44 \text{ m}$ (voir le schéma de l'installation de distribution du réseau principal. Annexe 4).

Pour tous les calculs dans le réseau principal on prend :

$D= 70 \text{ mm}$; $S= 0.00385 \text{ m}^2$; $V= 4.98 \text{ m/s}$

$r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $P= 6.5 \text{ bar}$ (la pression de service)

a- Pertes de charge linéaires ΔP_{LP} :

De la sortie du compresseur jusqu'à l'entrée du sécheur, l'air est à la température $T= 60 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$v = 2,9402 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} ; \quad \mu = 1,999 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\checkmark \text{ D'après la relation (II.5) : } \rho = 6.7981 \text{ kg/m}^3$$

$$\checkmark \text{ D'après la relation (II.14) : } Re = 1,18673 \cdot 10^5$$

$$\checkmark \text{ D'après la relation (II.6) : } Q_v = 0.0191854 \text{ m}^3/\text{s}$$

$Re > 3000$ (le régime d'écoulement est turbulent)

On a : $Re > 10^5$ d'après la relation (II.22) :

$$\lambda = 0.01738$$

D'après la relation (24) ; $\frac{\Delta P}{P} = \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \cdot \frac{Q_v^2}{D^5}$

$$\Delta P_1 = 0.00167 \text{ bar}$$

De la sortie du sécheur jusqu'à la distribution au réseau secondaire, l'air est à la température $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$,

$$v = 2.63756 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad \mu = 1.90757 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

- ✓ D'après la relation (II.5) : $\rho = 7.23234 \text{ kg/m}^3$
- ✓ D'après la relation (II.14) : $Re = 1,322993 \cdot 10^5$
- ✓ D'après la relation (II.6) : $Q_v = 0,0191854 \text{ m}^3/\text{s}$

$Re > 3000$ (le régime d'écoulement de l'air comprimé est un régime turbulent)

On a : $Re > 10^5$ d'après la relation (II.22) :

$$\lambda = 0.016999$$

D'après la relation (24) ; $\frac{\Delta P}{P} = \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \cdot \frac{Q_v^2}{D^5}$

$$\Delta P_2 = 0.007201 \text{ bar}$$

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

Tronçon	D (mm)	L(m)	Re	λ	$\rho(\text{kg/m}^3)$	ΔP (bar)
Avant le sécheur	70	8	$1,1869 \cdot 10^5$	0.01738	6.7982	0.001678
après le sécheur	70	33	$1,32299 \cdot 10^5$	0.01699	7.23234	0.007201
ΔP_{PL}						0.00888

Tableau IV.10 pertes charge linéaire Dans l'installation de distribution du réseau principal**b- Pertes de charge singulière ΔP_{ps} :**

De la sortie du compresseur jusqu'à l'entrée du sécheur :

Pour :

$$R_0 = 35\text{mm} ; \quad D_H = 100\text{mm} ; \quad \frac{R_0}{D_H} = 0.5 > 1 \Rightarrow B_1 = 0.753 ;$$

$$\delta = 90^\circ \Rightarrow A_1 = 1$$

$$a_0 = b_0 \Rightarrow C_1 = 1$$

Et avec :

$\varepsilon = 0.2$ (acier galvanisé) : La rugosité de la canalisation correspond à la notion habituelle de présence plus ou moins importante d'aspérités sur une surface. Pour notre canalisation on prendre (acier galvanisé) qui le plus adéquat dans les installations de l'air comprimé.

$$R_e = 1.1869 \cdot 10^5 ; \quad \lambda = 0.01738 ;$$

$$\varepsilon' = \frac{\varepsilon}{D_H} = 0.0028 ;$$

D'après les tableaux Annexe 1 :

$$k_{Re} = 1 ; \quad k_\varepsilon = 1.5$$

D'après les relations (II.25), (II.26) et (II.27)

$$\xi_m = 0.753 ; \quad \xi_f = 0.014 ; \quad \xi = 1.1431$$

$$\text{D'où : d'après la relation (II.24)} \quad \frac{\Delta P}{P} = \xi \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \cdot \frac{Q_v^2}{D^4} ;$$

Avec:

$$Q_v = 0.0191854 \text{m}^3/\text{s} ; \quad V = 4.98 \text{m/s} ;$$

$$\Delta P = 0.00152 \text{ bar}$$

Nombres de coudes : 6

$$\Delta P_3 = 0.0091 \text{ bar}$$

De la sortie du sécheur jusqu'à la distribution secondaire :

Pour :

$$R_0 = 35\text{mm} ; \quad D_H = 100\text{mm} ; \quad \frac{R_0}{D_H} = 0.5 > 1 \Rightarrow B_1 = 0.753 ;$$

$$\delta = 90^\circ \Rightarrow A_1 = 1$$

$$a_0 = b_0 \Rightarrow C_1 = 1$$

Et avec :

$$Re = 1.407.10^5 ; \lambda = 0.01679 ; \varepsilon' = \frac{\varepsilon}{D_H} = 0.0028 ;$$

D'après les tableaux (Annexe 1) :

$$K_{Re} = 1 ; k_{\varepsilon} = 1.5$$

D'après les relations (II.25), (II.26) et (II.27)

$$\xi_m = 0.753 ; \xi_f = 0.0132 ; \xi = 1.1427$$

$$D'où : d'après la relation (24) \quad \frac{\Delta P}{P} = \xi \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \cdot \frac{Q_v^2}{D^4} :$$

Avec :

$$\Delta P = 0.0016132 \text{ bar}$$

Nombres de coudes : 4

$$\Delta P_4 = 0.00411 \text{ bar}$$

Les résultats de calcul sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Tronçon	δ°	ξ	ΔP	Ne coude	ΔP_{ps}
Avant le sécheur	90	1.79569	0.001517	6	0.0091
après le sécheur	90	1.7954	0.0016132	4	0.00411
ΔP_{ps}					0.01321

Tableau IV.11 Pertes charge singulière dans l'installation de distribution du réseau principal

c- Pertes de charge dans le sécheur et le filtre

Sécheur :

D'après tableaux de sécheur (Annexe 6) :

Température d'entré d'air comprimé : 35°C par mesure de sécurité on prend 40°C

Le sécheur utilisé est de type de série F 220 H

Perte de charge dans le sécheur :

$$\Delta P_{\text{Sécheur}} = \Delta P_5 = 0.3 \text{ bar}$$

Filtre :

D'après tableaux de filtre (Annexe 5) :

Température d'entré d'air comprimé : 35°C par mesure de sécurité on prend 40°C

Le filtre utilisé est de type FE221 D

Perte de charge dans le filtre :

$$\Delta P_{\text{Filtre}} = \Delta P_6 = 0.2 \text{ bar}$$

D'où les pertes totale dans le réseau principal :

$$\Delta P_{rdp} = \sum \Delta P_i + \Delta P_{\text{filtre}} + \Delta P_{\text{sécheur}}$$

$\Delta P_{rdp} = 0.5129891 \text{ bar}$
--

IV.6.2 Pertes dans le réseau de distribution secondaire ΔP_{rds}

Pertes de charge linéaires ΔP_{ls} :

Dans notre calcul, le point le plus défavorable (point de la vanne V_{nss2}) se situé à une longueur de canalisation de 200.8m (voir le schéma de l'installation du réseau de distribution secondaire. Annexe 7).

Remarque :

Pour tous les calculs dans le réseau de distribution secondaire on prend :

$$v = 2.63756 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} ; \mu = 1.907 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$r = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; T = 313.15^\circ\text{K}; P = 6.5 \text{ bar}; \rho = 7.23 \text{ kg}/\text{m}^3$$

Du point S_1 jusqu'au point S_2 :

$$D = 60 \text{ mm}; L = 0.5 \text{ m}; S = 0.002875 \text{ m}^2; Q_v = 0.0176 \text{ m}^3/\text{s}; V = 6.22 \text{ m}/\text{s}$$

$$R_e = 1.41566 \cdot 10^5; \lambda = 0.01677$$

D'après la relation (24) :

$$\Delta P_6 = 0.000195 \text{ bar}$$

Les résultats de calcul des pertes de charge dans le réseau de distribution secondaire sont donnés dans le tableau ci-dessous :

Tronçon	D (mm)	L (m)	Re	$\rho(\text{kg/m}^3)$	λ	ΔP (bar)
$S_1 \rightarrow S_2$	60	0.5	$1.41566 \cdot 10^5$	7.23234	0.01677	0.000195
$S_2 \rightarrow D$	55	4.5	$1.4921 \cdot 10^5$	7.23234	0.01658	0.002513
$S_2 \rightarrow T_1$	32	65	$5.3903 \cdot 10^4$	7.23234	0.02074	0.03
$T_1 \rightarrow T_7$	28	16.5	$4.7913 \cdot 10^4$	7.23234	0.021358	0.0092716
$T_7 \rightarrow T_6$	25	3.3	$4.5997 \cdot 10^4$	7.23234	0.02158	0.00243
$T_6 \rightarrow T_5$	22	3.3	$4.35579 \cdot 10^4$	7.23234	0.02188	0.0032352
$T_5 \rightarrow T_4$	18	3.3	$4.2590 \cdot 10^4$	7.23234	0.021997	0.0056797
$T_4 \rightarrow T_3$	15	3.3	$3.8331 \cdot 10^4$	7.23234	0.02259	0.00816191
$T_3 \rightarrow T_2$	12	3.3	$3.1942 \cdot 10^4$	7.23234	0.023637	0.01158
$T_2 \rightarrow V_{nss2}$	10	56.3	$1.91655 \cdot 10^4$	7.23234	0.02685	0.139
ΔP_{SP}						0.212

Tableau IV.12 Pertes charge linéaire dans l'installation de distribution du réseau secondaire

a- Pertes de charge singulière ΔP_{SP} :

Pour tous les calculs on prend :

$$P = 6.5 \text{ bar}$$

$$r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}; \quad T = 313.15^\circ\text{K}$$

Cas des coudes :

Du point S_2 jusqu'au point D :

$$D = 55 \text{ mm}; \quad L = 4.5 \text{ m}; \quad S = 0.002375829 \text{ m}^2; \quad Q_V = 0.017 \text{ m}^3/\text{s} \quad V = 7.1555 \text{ m/s}$$

Pour:

$$R_0 = 27.5\text{mm}; \quad DH = 55\text{mm} \quad \frac{R_0}{D_H} = 0.5 > 1 \Rightarrow B1 = 0.753;$$

$$\delta = 90^\circ \Rightarrow A1 = 1$$

$$a_0 = b_0 \Rightarrow C1 = 1$$

Et avec :

$$R_e = 1.4921 \cdot 10^5; \quad \lambda = 0.01658; \quad \varepsilon' = \frac{\varepsilon}{D_H} = 0.0028$$

D'après les tableaux Annexe 1 :

$$K_{Re} = 1; \quad k_\varepsilon = 1.5$$

D'après les relations (II.25), (II.26) et (II.27)

$$\xi_m = 0.753; \quad \xi_f = 0.01306; \quad \xi = 1.79505$$

$$\text{D'où : d'après la relation (II.24)} \quad \frac{\Delta P}{P} = \xi \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \frac{Q_v^2}{D^4} :$$

$$\Delta P = 0.0033 \text{ bar}$$

Nombres de coudes : 1

$$\Delta P_{16} = \Delta P = 0.0033 \text{ bar}$$

Pour le reste des tronçons, voir le tableau ci-après

Tronçon	δ°	ξ	ΔP	Ne coude	ΔP_{ss}
$S_2 \rightarrow D$	90	1.79569	0.003324	1	0.003324
$D \rightarrow T_1$	90	1.798333	0.001284	3	0.003850
$T_2 \rightarrow V_{nss2}$	90	1.46545	0.00134233	1	0.00134233
Coudes					0.00851633

Tableau IV.13 Pertes charge des coudes dans l'installation de distribution du réseau secondaire

Cas des téés :

Pour point S₂

$$Q_{V-s1s3} = 0.01759557 \text{ m}^3/\text{s} \quad Q_{V-s2s3} = 0.017 \text{ m}^3/\text{s} \quad ; \quad \rho = 7.23234 \text{ kg/m}^3$$

$$D=60(\text{mm}) ;$$

V_1 étant la vitesse d'entrée par rapport au point S_2 , $V_1=4.984741\text{m/s}$;
 V_2 étant la vitesse de sortie par rapport au point S_2 , $V_2=6.2232\text{m/s}$;
 D'après le tableau de l'annexe 1 $k=3$;
 D'après la relation (II.28) $\xi = 0.19248$;

D'où : d'après la relation (II.23) $\Delta P = \xi \frac{\rho \cdot V^2}{2}$;

Avec V la vitesse d'entrée par rapport au point S_2 ;

$$\Delta P_{17} = 0.000173 \text{ bar}$$

Pour le reste des points, voir le tableau ci-après :

Point	K	V_1	V_2	ξ	ΔP
S_1	0.3	4.984741	6.2232	0.19248	0.000173
S_2	0.3	6.2232	7.1555	0.22692	0.00031
D	0.3	7.1555	7.1555	0.3	0.000556
T_1	0.3	7.1555	4.5134	0.138017	0.0001016
T_7	0.3	4.5134	4.8528	0.25951	0.000192
T_6	0.3	4.8528	5.2221	0.25917	0.000221
T_5	0.3	5.2221	6.24074	0.13731	0.0001354
T_4	0.3	6.24074	6.741	0.2571252	0.00036213
T_3	0.3	6.741	7.0207	0.276573	0.0004545
T_2	0.3	7.0207	5.055	0.720013	0.0006653
Tés					0.00317093

Tableau IV.14 Pertes charge des Tés dans l'installation de distribution du réseau secondaire

$$\Delta P_{rds} = \sum \Delta P_i$$

$$\Delta P_{rds} = 0.2223 \text{ bar}$$

IV.6.3 Calcul de pertes charge totales

Les pertes de charge totales dans le réseau sont données par la relation suivante :

$$\Delta P_{TOTAL} = \Delta P_{rdp} + \Delta P_{rds} = 0.7458 \text{ bar}$$

$\Delta P_{TOTAL} = 0.7458 \text{ bar}$

Les résultats récapitulatifs des pertes de charge dans le réseau sont donnés dans le tableau ci-après :

	Pertes de charge linéaires (bar)	Pertes de charge singulières (bar)	Pertes dans le traitement d'air (filtre +sécheur) (bar)	Total
Pertes dans le réseau distribution principal ΔP_{rdp}	0.008879	0.01321	0.5	0.522089
Pertes dans le réseau de distribution secondaire ΔP_{rds}	0.2120665	0.01168726	----	0.22375376
Total	0.2209455	0.02489726	0.5	0.74584276

Tableau IV.15 Récapitulatifs des pertes de charge dans le réseau

Après le calcul des pertes charges dans les réseaux de distribution principal et secondaire, on a trouvé que perte totale est de 0.7458 bar, ce qui est acceptable.

IV.6.3 Plage de régulation de la pression

Pour toute installation de centrale d'air comprimé des ballons de stockage sont nécessaires, par conséquent donner une autonomie de fonctionnement au process, et réduire le temps de fonctionnement du compresseur ; et pour cela on définit une plage de régulation de la pression qui nous permettra de définir le volume de stockage du réservoir.

$$\Delta P_{\text{rég}} = 2 \text{ bar}$$

IV.6.4 Calcul de la différence de pression due à la hauteur

L'expression différentielle de la relation fondamentale de la statique des fluides s'écrit :

$$\frac{dP}{dZ} = -\rho g$$

Avec :

$\rho = \frac{p}{r.T}$ Supposant que l'air s'écoule à température constante alors dans ce cas on peut intégrer la relation précédente.

$$\int_1^2 \frac{dp}{p} = \frac{g}{r.T} \int_1^2 dz \quad \Rightarrow \quad \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = -\frac{g}{r.T} (Z_2 - Z_1)$$

En posant : $\Delta H = (Z_2 - Z_1)$

$$\Rightarrow P_2 = e^{-\frac{g}{rT}\Delta H} P_1$$

D'où $\Delta P_H = P_1 - P_2$

Application :

Pour:

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2; r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}; T = 313.15^\circ\text{K}; P = 6.5 \text{ bar}; \rho = 7.232 \text{ kg/m}^3$$

$\Delta H = 4 \text{ m}$ La hauteur entre le point S_3 jusqu'à D (Voir le schéma de l'installation du Réseau distribution secondaire. Annexe 9).

D'après la relation (P_2) : $P_2 = 6.4954 \text{ bar}$

D'où

$$\Delta P_H = 0.005 \text{ bar}$$

IV.6.5 La Pression que doit assurer le compresseur

La pression minimale nécessaire pour le fonctionnement des différents Actionneurs est égale à :

$$P_{ser} = 6.5 \text{ bar}$$

D'après la relation (14)

$$P = P_{ser} + \Delta P_{char} + \Delta P_{rég} + \Delta P_H$$

$$\Delta P_{char} = 0.74584276 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{rég} = 2 \text{ bar}$$

$$\Delta P_H = 0.00461 \text{ bar}$$

La pression minimal que doit assurer le compresseur est de $P_c = 9.25 \text{ bar}$. Nous prendrons une valeur arrondie qui est de :

$P_c = 9.5 \text{ bar}$

D'après les résultats de calcul on remarque que l'installation a besoin d'une pression minimal de 9.5 bar, avec un débit de $1.5 \text{ m}^3 / \text{min}$, et ces valeurs pour que tous les équipements dans l'installation fonction au même temps.

IV.7 Conclusion

Dans ce présent chapitre nous avons dimensionné l'installation de l'air comprimé au niveau du silo 80KT, en commençant par le calcul du débit total de l'installation. Par suite nous avons calculé les diamètres de l'installation, en utilisant les quatre vitesses les plus existantes dans les installations de l'air comprimé.

Dans l'ambition de garder la même installation plus précisément les chemins des conduites, nous avons pris les diamètres les plus économiques puis calculé les nouvelles vitesses correspondantes à ces dernières. Afin de satisfaire l'installation avec la pression de refoulement souhaité.

Chapitre V :
Analyse des performances
de compresseur

V-1 Introduction

Le calcul thermodynamique nous a permettra d'apprécier les performances de compresseur et consiste à déterminer la puissance consommée par le compresseur et son rendement. Il nous a permettra aussi de confirmer les données des fiches techniques existantes dans cette installation et les enrichir avec des données obtenues dans des conditions réelles d'exploitation.

V-2 Analyse fonctionnelle des compresseurs volumétriques

L'état de la technique nous a permis de faire un tour d'horizon des différentes technologies de compresseurs volumétriques construits et développés dans le monde. Nous pouvons remarquer que, quelle que soit la technologie, différentes fonctions doivent être réalisées pour permettre la compression d'un gaz. Nous allons, dans ce paragraphe, analyser ces différentes fonctions :

V-2-1-La compression

L'évolution de la pression en fonction de la variation de volume peut être soit : isotherme, polytropique, ou adiabatique.

V-2-2 L'aspiration et le refoulement

✓ avec clapets : c'est le cas de l'ensemble des compresseurs alternatifs et de quelques compresseurs rotatifs ; ces éléments permettent d'obtenir un taux de Compression variable,

✓ sans clapets : c'est le cas de la plupart des compresseurs rotatifs ; le taux de Compression est alors fixe ;

V-2-3 L'étanchéité

Nécessitant souvent le contact par frottement entre les parties en mouvement. Afin de limiter celui-ci, un film fluide peut être créé, par injection de liquide dans la cellule de compression. Une autre solution consiste à utiliser des matériaux ayant de faibles coefficients de frottement comme le PTFE (polytétrafluoréthylène). Enfin, il est possible de garantir l'étanchéité en évitant tout contact entre les pièces en mouvement, en

augmentant fortement les vitesses relatives et en donnant à ces pièces le profil le plus approprié.

V-2-4 le refroidissement

La compression d'un gaz est souvent accompagnée d'un échauffement de celui-ci. Une analyse des moyens utilisés pour extraire et récupérer cette énergie pour le chauffage de bâtiment, par exemple, est donc faite.

V-3 Calcul du rendement du compresseur

Soit η_{eff} le rendement global du compresseur tel que :

$$\eta_{eff} = \eta_i \eta_m$$

Que l'on ait affaire à des compresseurs à pistons ou à vis, η_{eff} Passe par un maximum lorsque le taux de compression s'élève. On peut utiliser, pour les compresseurs à vis, la relation de Dehausse :

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004(\tau - 5)^2 - \frac{0.5}{(\tau - 0.3)} \quad (\text{V.1})$$

Avec :

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

Pour les compresseurs volumétriques, le rendement effectif passe par un maximum très net lorsque le taux de compression est du même ordre de grandeur que le taux de Réduction de volume ν_i des gaz dans la machine :

$$\nu_i = \frac{\text{Volume occupé par le gaz à la fin de l'aspiration}}{\text{Volume occupé par le gaz au début du refoulement}}$$

V-4 Calcul de la puissance du compresseur

\dot{W} : La puissance consommée par le compresseur (kW)

$$\dot{W} = Q_m * W_a \quad (\text{V.2})$$

Avec :

$$Q_m = \rho Q \quad (\text{V.3})$$

V-5 Application

Pour une pression de $P = 9.5$ bars et un débit volumique $Q_v = 1.5 \text{ m}^3/\text{min}$, d'après l'annexe (8) le compresseur le plus adéquat est le compresseur l'un des compresseurs à vis. Ces machines sont souvent installées pour leur simplicité, leur facilité d'installation, la faible maintenance nécessaire, le faible place requise ainsi que leur bas niveau de bruit.

V-5-1 Calcul du travail théorique du compresseur

Comme le compresseur dispose d'un ventilateur qui assure son refroidissement, la transformation associée à la compression de l'air est une transformation polytropique et pour un compresseur bien refroidi on prend $n=1,3$. (n : Coefficient polytropique).

État initial de l'air :

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

$$T_1 = 25^\circ \text{ C} = 298.15 \text{ K}$$

État final :

$$P_2 = 9.5 \text{ bars} = 9.5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Et d'après la relation (II. 32)

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

Avec $n= 1,3$

$$T_2 = 226.619^\circ \text{ C} = 499.769 \text{ K}$$

D'après la relation (II. 39) :

$$W' = \frac{n \cdot r}{(n-1)} [T_2 - T_1] \quad W' = 250.747 \text{ kJ/kg}$$

V-5-2 Calcul du rendement du compresseur

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} = 9.5$$

En appliquant la relation (V.1) on trouve :

$$\eta_{eff} = 0.66466 = 66.466 \%$$

V-5-3 Calcul du travail réel du compresseur

On a

$$W_{réel} = \frac{W'}{\eta_{eff}} = \frac{250.747}{0.66466}$$

$$W_{réel} = 377.631 \text{ kJ/kg}$$

V-5-4 Calcul de la puissance du compresseur

En utilisant la relation(V.2)

$$\dot{W} = Q_m * W_{réel}$$

Avec :

$$W_{réel} = W_a$$

Et :

$$Q_m = 0.1387 \text{ kg/s}$$

On trouve

$$\dot{W} = 52.3073 \text{ kW}$$

V-5-5 Calcul de la puissance utile sur l'arbre du moteur électrique

La transmission de puissance entre le moteur électrique qui assure le mouvement rotatif et le compresseur est assurée par un accouplement matérialisé par des courroies trapézoïdales.

Ces dernières ont un rendement η_c de transmission de l'ordre de 98.5 % pour des puissances inférieures à 100 kW.

La puissance utile que doit assurer le moteur électrique est défini comme suit :

$$P_u = \frac{\dot{W}}{\eta_c} = \frac{52.3073}{0.985}$$

$$P_u = 53.1038 \text{ kW}$$

V-6 Choix du compresseur

Le choix optimal de la technologie de compresseur doit prendre en compte les besoins spécifiques du process. Ce choix est important, car il affecte directement l'efficacité énergétique du système [14]. En jouant à la fois sur les performances du compresseur lui-même, mais aussi sur les autres éléments du réseau d'air

Le choix d'un compresseur à air se fait sur la base de trois paramètres essentiels qui sont :

- ✓ Le débit d'air comprimé (Nm^3/min) ;
- ✓ La plage de variation de la pression (bar) ;
- ✓ La puissance du moteur installé (kW)

Dans notre cas, d'après le Tableau-, et d'après le catalogue COMPAIR(Annexe 8), le compresseur le plus adapté est : Le compresseur à vis lubrifiée série **L –L 55**

Débit d'air comprimé [Nm^3/min]	Plage de variation de la pression [bar]	Puissance nominale du moteur [kW]
6.442	6.5 – 9.5	53.5

Tableau V-1 tableau récapitulatif des caractéristiques du compresseur à vis lubrifié série L –L 55

V-7 Discussion des résultats :

Afin de permettre de valider nos calculs thermodynamiques précédents, on a comparé les résultats tels que : pression, la température de refoulement, le travail, et la puissance nominale de l'électromoteur avec celle des données de constructeur du compresseur qu'il existe dans l'installation comme l'indique le tableau suivant :

Paramètres		L'ancien compresseur	Le besoin de l'installation
Pression de refoulement minimal [bar]		5	6.5
Pression de refoulement maximal [bar]		13	9.5
Débit volumique	7.5 bar	1.47.....6.84	1.5
Débit volumique	9bar	1.444.....6.39	
Débit volumique	10bar	1.41.....6.06	
Débit volumique	13bar	1.34.....5.27	
Puissance nominale de l'électromoteur kW		37	53.5

Tableau V-2 Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur.

D'après les résultats de tableau précédent, on constate que le débit et la pression de refoulement sont pas trop différences avec l'ancien compresseur installé, avec la déférence de rendement de compresseur et sa puissance qui d'ordre 55 kW, cette dernière joue un rôle primordial pour connaître la nature de compresseur.

Pour les données de nouveau compresseur de série L-L55 voir l'annexe (9).

V-7-1 Description du compresseur choisi

Le compresseur déterminé est un compresseur à vis lubrifié de type L –L 55 (constructeur COMPAIR). Les conditions, liées à des impératifs sévères en manière de qualité, permutent la fabrication de compresseur à vis d'une durée de vie élevée, de haute fiabilité et de fonctionnement économique. [14], Il est bien entendu que les impératifs de protection de l'environnement sont également respectés.

V-7-2 Fonctionnement

a- Circuit d'air :

L'air aspiré arrive dans le compresseur à vis par l'intermédiaire du filtre d'aspiration et du régulateur d'aspiration. Il est refroidi par l'huile injectée lors de l'opération de compression et le mélange ainsi produit air comprimé/huile s'écoule de manière tangente dans le réservoir de pression. Après la pré-séparation et la séparation fine

qui s'ensuit dans le séparateur, l'air comprimé faible en huile arrive dans le réseau de l'utilisateur par l'intermédiaire de la valve combinée à une température de $50^{\circ} - 60^{\circ} C$

b- Circuit d'huile :

L'huile extraite dans le séparateur d'huile est amenée au compresseur à vis par l'intermédiaire d'une conduite d'huile. L'ensemble du circuit d'huile est basé sur une pression différentielle naturelle dans le système. Si l'en tient compte de la pression différentielle à l'intérieur du circuit d'huile de 1.5 bar, pour une pression du réservoir par exemple de 9.5 bar, l'huile est injectée dans le compresseur à vis à environ 6.5 bar.

c- Service automatique :

Lorsque la pression du réseau atteint la valeur maximum pré réglée, les électrovannes sont soumises hors tension, la valve de pression se ferme. Cela se produit parce que le logement inférieur du vérin est déchargé par l'électrovanne hors tension, que le logement supérieur dans le vérin de réglage est soumis à la pression et sous l'effet du Ressort de pression dans le vérin de réglage. Le compresseur se trouve alors en marche à vide.

Lorsque la pression du réseau ne décroît pas avant le temps de décélération, programmé jusqu'à la valeur minimum pré réglée, l'installation s'immobilise.

V- 8 Conclusion

Après le calcul de débit, pertes de charge, et la pression de refoulement de compresseur, on constate que nos résultats ne sont pas trop différents par rapport a les données de l'ancien compresseur installé qui n'est pas suffisant pour le besoin de l'installation, avec une grande différence de rendement et la puissance de l'électromoteur. Et pour répondre à ces besoins, nous a incités à mettre un seul compresseur au lieu deux qui est plus puissant à l'ancien et qui peut répondre suffisamment a l'exigence de l'installation, avec une puissance de 55 kW de série L-L55.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le présent mémoire nous a permis d'assurer un fonctionnement correct des appareils qu'elle alimente l'installation de l'air comprimé. Cela la station doit être amenée à pied d'œuvre au moyen d'un réseau judicieusement établi et il doit pouvoir appliquer les connaissances théoriques acquises.

Ce travail a pour objectif principal le dimensionnement de l'installation de l'air comprimé au niveau de silo 80 kT à CEVITAL de Bejaia. Pour ce faire nous avons divisé notre travail autour des parties principales

Au début, nous avons commencé par une étude bibliographique et généralités sur la production de l'air comprimé, ainsi que la présentation le champ de l'installation.

Nous avons fait une analyse des performances de compresseur, ainsi que le calcul thermodynamique passe d'abord par détermination du débit total de l'installation, ce qu'implique le calcul des diamètres de toutes les parties de cette installation, en utilisant les vitesses les plus existantes dans les installations de l'air comprimé. Suite à cela nous avons constaté que les résultats obtenir tel que le débit et les pertes de charge dans toute l'installation ne sont pas trop déférentes avec les données de l'ancien compresseur installé,

Suite à cela nous avons constaté qu'un seul compresseur parmi les deux existants dans cette installation est incapable de satisfaire tous les besoins en air comprimé. Donc pour les réseaux d'économies, nous avons proposé à mettre un seul compresseur au lieu deux, qui est plus puissant à l'ancien, et qui peut répondre suffisamment à l'exigence de l'installation, avec une puissance de 55 kW de série L-L55.

Donc le réseau doit remplir certaines conditions pour assurer un bon fonctionnement :

- ✓ La chute de pression dans le réseau de distribution doit rester aussi faible que possible pour des raisons économiques
- ✓ Le choix du compresseur se fait selon les caractéristiques, débit, la pression qu'il doit fournir dans le domaine de l'industrie et la puissance du moteur installé.
- ✓ La pression et le débit de travail nécessaire au fonctionnement des consommateurs du réseau doit être disponible à tout moment

Références bibliographiques

- [1] SAMI REKIK. circuits pneumatiques. (Conception et maintenance). Mars 2016
- [2] OLIVER SONNENTAG, Notions de base de l'atmosphère (effets, composition, structure, histoire) janvier 2012
- [3] Mohammed YOUNBI-IDRISSI, Technique du froid composant, LICENCE PROFESSIONNELLE ,2006
- [4] ADEME : Agence de l'Environnement et la Maitrise de l'énergie France / 2013 / ISBN 2-908131-40-4
- [5] ULRICH BIERBAUM et GUNTHER FREITAG document BOGE KOMPRESSOREN : le meilleur de l'air comprimé ISBN original : 3-896446-016-1
- [6] DIMITRIOS NIKOLAIDIS énergie et Mécanisation pneumatique Initiation à la pneumatique 2014 Rue Bois Saint-Jean 15, 4102 Seraing, Belgique
- [7] IVOR F. DA CUNHA hydro- one Guide de référence sur l'efficacité énergétique de L'AIR COMPRIMÉ /2007 CEAT Technologie Inc.
- [8] JAQUE FAISENDIER et Call mécanisme hydraulique et pneumatique 8eme Edition /ref : 621.2/05.2
- [9] SAMI L.ISAMBERT pneumatique dans les réseaux industriels (pneumatique.doc), Lycée Lislet Geoffroy Cours sur la pneumatique 2TSELEC, 2004 – 2005
- [10] J. CARBONNET et M. ROQUES, Mécanique des fluides académie de Nancy-Metz
- [11] MICHAEL BAHR, ERWIN RUPPELT, KAESER, constructeur de compresseur et de déférent dispositif de traitement d'air comprimé Postfach 2143 – 96410 Coburg – Allemagne
- [12] MARCO CALEFFI Hydraulique (8), perte de charge linière. Dans les installations France La Masaltière Quartier Pélingron 26120 Montmeyran octobre 2015
- [13] Thierry DESTOOP, compresseur volumétrique, technique de l'ingénieur, MINES École PARIS technologie
- [14] Maxime DEMINIL, Machine frigorifique à compression mécanique, Technique de l'ingénieur, Référence : B9 730

Références

Annexe1 :

δ^0	$\leq 70^0$	90^0	$\geq 100^0$
A_1	$0.9 \sin \delta^0$	1.0	$0.7 + 0.35 + \frac{\delta^0}{90^0}$

$\frac{R_0}{D_H}$		>1.0
B_1	$\frac{0.21}{\left(\frac{R_0}{D_H}\right)^{2.5}}$	$\frac{0.21}{\sqrt{\frac{R_0}{D_0}}}$

A1 est exprimé en fonction de δ^0

C1 est exprimé en fonction de $\frac{a_0}{b_0}$

B1 est exprimé en fonction de $\frac{R_0}{D_H}$

$\frac{a_0}{b_0}$	0.25	0.50	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0
C_1	1.30	1.17	1.09	1.00	0.90	0.85	0.85	0.90	0.95	0.98	1.00	1.00

Δ'	$\frac{R_0}{D_0}$										
	0.5-0.55					0.55-1.5					
	Re										
	$3.10^3 - 4.10^4$		$> 4.10^4$			$3.10^3 - 4.10^4$		$4.10^4 - 2.10^5$		$> 4.10^4$	
	k_{Re}	k_{Δ}	k_{Re}	k_{Δ}	k_{Re}	k_{Δ}	k_{Re}	k_{Δ}	k_{Re}	k_{Δ}	
0	$45\lambda_{Re}$	1.0	1.0	1.0	$64\lambda_{Re}$	1.0	$64\lambda_{Re}$	1.0	1.0	1.0	
0-0,001	$45\lambda_{Re}$	1.0	1.0	$1+0,5.10^3\Delta'$	$64\lambda_{Re}$	1.0	$64\lambda_{Re}$	$\lambda_{\Delta}/\lambda_1$	1.0	$1 + \Delta'10^3$	
>0,001	$45\lambda_{Re}$	1.0	1.0	≈ 1.5	$64\lambda_{Re}$	1.0	$64\lambda_{Re}$	≈ 2.0	1.0	≈ 2.0	

Coefficient pour le calcul des pertes de charges au niveau des coudes.

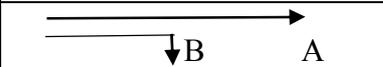
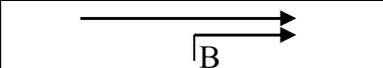
Désignation	Schéma	Repère	k
Té-départ		A	0.25
		B	1.5
Té-amenée		A	0.5
		B	2
Té-séparation		A	3
		B	3

Tableau les différents coefficients des pertes de charges au niveau des coudes et des Tés

Annexe2

Tableau récapitulatif du débit d'air nécessaire pour chaque actionneur pour vanne tout ou rien.

Vannes pneumatiques tout ou rien				
Diamètre de la vanne (mm)	Quantité	Actionneur	Référence actionneur	Débit (l/min)
700	4	KEYSTONE	F79E-065	1,172
600	2	KEYSTONE	F79E-065	1,172
450	4	KEYSTONE	F79E-065	1,172
300	20	KEYSTONE	F79E-036	1,346
250	11	KEYSTONE	F79E-036	1,346
200	24	KEYSTONE	F79E-036	1,346
100	74	KEYSTONE	F79E-024	1,17
80	46	KEYSTONE	F79E-012M	1,22
65	6	KEYSTONE	F79E-012M	1,22
50	52	KEYSTONE	F79E-012M	1,22
40	8	KEYSTONE	F79E-012M	1,22
32	9	KEYSTONE	F79E-012M	1,22
25	42	KEYSTONE	F79E-012M	1,23
20	5	KEYSTONE	F79E-012M	1,23
15	16	KEYSTONE	F79E-012M	1,23

Référence actionneur Keystone	Temps de déplacement (s)		Temps total (s)		Volume d'air nécessaire (l)	
	ouverture	fermeture	ouverture	fermeture	ouverture	fermeture
3	0,35	0,32	0,5	0,45	0,187	0,123
6	0,45	0,42	0,59	0,56	0,346	0,234
12	0,77	0,76	0,9	0,85	0,629	0,455
24	1,45	1,41	1,9	1,85	1,29	0,912
36	1,95	1,92	2,5	2,4	1,945	1,63
65	3,6	3,2	5,1	4,9	3,523	2,635
90	4,5	4,15	6,3	6	4,779	3,347

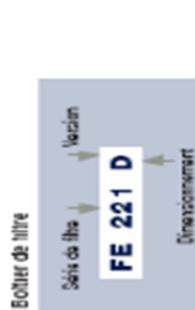
Remarque :

- 1- Temps de réponse son obtenu pour les conditions normal : 1atm et T=293.15 K (temps obtenu par mesure).
- 2- Tous les temps correspondants ont été obtenus avec l'électrovanne Keystone 5/2 à matage direct avec un diamètre nominal de passage d'air de 4 mm
- 3- Le temps total est défini comme le temps depuis la commutation de l'électrovanne jusqu'à la fin de course de 90° C.

Annexe 5:

Choix du sècheur filtre.

Séries de filtres: FB, FC, FD, FE, FF, FG, FFG - Dimensionnement des filtres: 5, 10, 16, 20, 40, 70, 107, 138, 177, 221, 285, 360, 394, 525, 706, 985, 1420, 1950, 2460
 Versions: "standard" avec purgeur commandé par flotteur - "D" avec purgeur électronique de sondeur commandé par niveau ECO DRAIN
 Boîtier en alliage léger pour dimensionnements de filtres de 6 à 221, Boîtier inox pour dimensionnements de filtres de 185 à 2460



Filtres à air comprimé pour max. 16 bar

métric	norme	mont	air	comprimé	FB - FFG	FB - FC	FD	FE - FF	FG	FFG	FB - FC	FD	FE - FF	FG	FFG	FB - FC	FD	FE - FF	FG	FFG	démontage pour maintenance)
0,58	6	F 3/8	3,6	3,5	3,6	3,5	3,6	3,4	7,1	105,233,153	105,306,224	105,306,224	105,306,224	195,182,163	210,306,224	75					
1,0	10	F 1/2	3,7	3,6	3,7	3,6	3,7	3,5	7,3	105,306,224	105,306,224	105,306,224	195,255,244	210,306,224	75						
1,75	18	F 1/2	3,8	3,8	3,8	3,8	3,7	7,7	105,367,285	105,367,285	105,367,285	105,367,285	195,316,285	210,367,285	75						
2,83	28	F 3/4	4,4	4,3	4,4	4,3	4,2	8,7	133,389,298	133,389,298	133,389,298	133,389,298	195,338,298	210,389,298	89						
4,83	48	R 1	4,6	4,7	4,8	4,6	4,6	9,5	133,497,406	133,497,406	133,497,406	133,497,406	195,446,406	210,497,406	89						
7,1	71	R 1 1/2	4,6	4,5	4,6	4,4	4,4	9,1	164,578,482	164,578,482	164,578,482	164,578,482	195,528,482	210,578,482	102						
10,7	107	R 1 1/2	5,1	5,0	5,1	4,9	4,9	10,1	164,693,596	164,693,596	164,693,596	164,693,596	195,642,596	210,693,596	102						
13,8	138	R 2	12,7	12,5	12,7	12,5	12,5	25,3	194,789,681	194,789,681	194,789,681	194,789,681	195,789,681	210,789,681	102						
17,7	177	R 2 1/2	15	14,9	15	14,8	14,8	28,6	194,935,827	194,935,827	194,935,827	194,935,827	195,935,827	210,935,827	102						
22,1	221	R 2 1/2	17,2	17,1	17,2	17	17,2	34,3	194,1091,963	194,1091,963	194,1091,963	194,1091,963	195,1040,963	210,1091,963	102						
35,5	355	DW 80	29,3	29,4	29,3	29,5	29,3	58,6	350,1130,950	350,1130,950	350,1130,950	350,1130,950	350,1025,945	350,1130,950	610						
28,3	283	DW 80	41,1	37,0	40,1	37,2	78	400,1205,1013	400,1205,1013	400,1205,1013	400,1205,1013	400,1045,853	400,1205,1013	610							
35,4	354	DW 100	41,3	37,5	40,5	38,1	78,3	400,1240,1013	400,1240,1013	400,1240,1013	400,1045,853	400,1240,1013	610								
52,6	526	DW 100	53,4	48,4	51,5	49,7	101,9	440,1085,868	440,1085,868	440,1085,868	440,1240,1023	440,1085,868	610								
70,8	708	DW 100	70	64,4	66,7	66,2	133,5	535,1255,1022	535,1105,872	535,1255,1022	535,1105,872	535,1255,1022	610								
88,5	885	DW 100	71,7	65,4	67,7	67,3	136,2	535,1255,1022	535,1105,872	535,1255,1022	535,1105,872	535,1255,1022	610								
142	1420	DW 150	126,5	118,4	121,5	122,4	244,5	600,1355,1043	600,1215,903	600,1355,1043	600,1215,903	600,1355,1043	610								
195	1950	DW 150	182,8	171,4	175,9	177,1	353,7	720,1520,1183	720,1245,909	720,1520,1183	720,1245,909	720,1520,1183	610								
248	2480	DW 150	237,7	224,4	228,9	231,7	451,3	750,1540,1192	750,1265,917	750,1540,1192	750,1265,917	750,1540,1192	610								

Facteurs de correction

Pression de service bar	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Facteur de conversion pour le débit d'air	0,38	0,52	0,63	0,75	0,86	1	1,13	1,26	1,38	1,52	1,55	1,76	1,87	2	2,14

Annexe 6



Série F...H

PERFORMANCES ET DONNEES TECHNIQUES DE SECHEUR Refroidi par air

		F 220 H
Capacité	m ³ /h	1320
Mesurée à		+ 20 °C et 1 bar
A la température ambiante	°C	+ 25
Et à la température d'entrée d'air	°C	+ 35
Et à la pression de service de	bar(g)	7
Point de rosée	°C	+ 3
Perte de charge	bar	0.30
Raccordements air comprimé		PN16 DN 80
Alimentation électrique		400V / 3ph / 50 Hz
Puissance absorbée	kW	2.11
Puissance totale installée	kW	4.3
Protection électrique		IP 44
Température ambiante mini / maxi	°C	+ 5 / + 50
Température d'entrée mini / maxi	°C	+ 5 / + 60
Pression de service maxi	bar	12
Niveau sonore	d(B) A	58
Dimensions larg x haut x prof	mm	1010 x 1500 x 1310
Poids	Kg	400
Charge de R 407a	Kg	3.5

Caractéristiques de construction :

L'air comprimé est refroidi d'abord dans l'échangeur air/air puis dans l'échangeur air/ fluide frigorigène

Un séparateur automatique retient l'eau et les particules contenues dans l'air

Une purge automatique évacue les condensats. Puis l'air est réchauffé dans l'échangeur air/air Grâce à un système de contrôle spécial, la constance du point de rosée est garantie quelles que soient les variations de passage d'air de 0 à 100 %

Tous les composants sont prêts au raccordement et à l'utilisation.

Etendue de la fourniture :

Echangeur air/air compris

Charge de fluide frigorigène R 407C et d'huile

Complet et prêt à l'utilisation

Purge automatique de condensats par séquenceur

Affichage du point de rosée

Interrupteur marche-arrêt, témoin de tension

Isolation thermique des éléments

réfrigérants Tableau de bord électronique



Annexe 8

Caractéristique des différents modèles de compresseurs à vis lubrifié (Série L),

Constructeur COMPAIR :

Modelé compresseur	L 30			L37			L45			L50			L55		
Pression nominale bar	7,5	10	13	7,5	10	13	7,5	10	13	7,5	10	13	7,5	10	13
Moteur kW	30			37			45			50			55		
Débit Nm ³ /min	5,75	5,11	4,36	7,1	6,17	5,3	8	7	6,11	8,67	7,4		10,69	9,51	8,24
Niveau sonore ² , 1m dB(A)	67			68			69			67			69		
Poids KG	923			966			988			1055			1725		
Dimensions (LxlxH) mm	1722x920x1659			1722x920x1659			1722x920x1659			1722x920x1659			2158x1223x1971		
Option : Sécheur Frigorifiques	F30E(L30F)			F45E(L37F)			F45E(L45F)			F45E(L50F)			F55E(L55F)		
Poids de rosée °C	3			3			3	3		4	3		3		
Perte de charge kPa	8			12			14			17			20	16	12
Puissance total kW	1,3						1,8						2,2		
Poids kg	110						120						128		
Modelé compresseur	L75			L80			L90			L110			L132		
Pression nominale bar	7,5	10	13	7,5	13		7,5	10	13	7,5	10	13	7,5	10	13
Moteur kW	7			80			90			110			132		
Débit d'air Nm ³ /min	13,7	12,44	10,43	14,72	12,26		17,45	15,47	13,45	20,77	18,63	16,21	22,87	21,27	18,59
Niveau sonore ² , 1m dB(A)	72			69			73			75			76		
Poids kg	1765			2010			2513			2614			2778		
Dimensions (LxlxH) mm	2158X1223X1971			2158X1223X1971			2337X1368X2039			2337X1368X2039			2337X1368X2039		
Option : Sécheur Frigorifiques	F75E(L75F)			F80E(L80F)			F90E(L90F)			F110E(L110F)			F132E(L132F)		
Poids de rosée °C	3			3											
Perte de charge kPa	16	12	10	16	12	10									
Puissance total kW	3,3														
Poids kg	139														

Annexe 9

Les différents types de compresseurs volumétriques et leur fonctionnement

Récapitulatif des compresseurs volumétriques en fonction de leurs caractéristiques, leurs systèmes d'étanchéité et de refroidissement, et leurs utilisations						
	Technologie	Pression absolue (bar)	Débit volumétrique (Nm ³ /min)	Type d'étanchéité de la cellule de compression	Type de refroidissement	Utilisation
Lubrifié	Piston : système bielle manivelle	< 1 000	< 300	segmentation et garnitures	externe	
	Piston : système à barillet	< 400	< 14	segmentation	externe	Industries en général où la présence d'huile dans le gaz comprimé n'est pas critique.
	Palettes	< 40	< 260	(palettes)	interne ou injection de liquide	Air service pour actionner des vérins, soufflettes, moteurs, etc.
	Mono vis	< 25	2 à 40	injection de liquide		Transport pneumatique.
	Double vis	< 25	1 à 50			
	Non lubrifié	Piston : système bielle manivelle	< 300	< 300	segmentation et garnitures	externe
Palettes		< 2	< 260	(palettes)		
Lobes		2,5 ou 7	6 à 15	sans contact et grande vitesse		
Double vis		< 12	5 à 580			
membrane		< 200	< 2	membrane déformable	Gaz fugaces, toxiques, corrosifs ou radioactifs	

Annexe 10 Caractéristique des différents modèles de compresseur à vis lubrifié (série L)

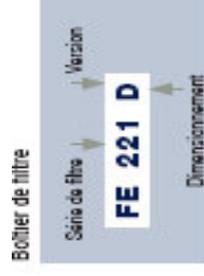
Model du compresseur	Production d'air libre	pression d'utilisation nominale ou max (bar)	pression d'utilisation minimum (bar)	puissance de moteur
Série L-L75	11,74	7,5 à 13	5	75
Série L-L90	13,4	7,5 à 13	5	90
Série L-L110	16,6	7,5 à 13	5	110
Série L-L132	18,4	7,5 à 13	5	132
Série L-L132C	20,2	7,5 à 13	5	132
Série L-L160SR	27,55	7,5 à 13	5	160
Série L-L160	28,4	7,5 à 13	5	160

catalogue des sections des câbles d'alimentation et fusibles recommandés				
réseau : 380V /50HZ	puissance nominale du moteur KW	puissance nominale du moteur du ventilateur KW	Fusible (à action retardée) A	Section des câbles à 30 C
L75	75	3,0 (0,37)	200	3*95 PE 50
L90	90	3,0 (0,37)	200	3*95 PE 50
L110	110	3,0 (0,37)	250	3*120 PE 70
L132	132	3,0 (0,37)	200	3*(3*95) PE 95
Longueur de câble 50m maximum				

Annexe 5:

Choix du sécheur filtre.

Séries de filtres: FB, FC, FD, FE, FF, FG, FFG – Dimensionnement des filtres: 6, 10, 16, 28, 48, 71, 107, 138, 177, 221, 185, 283, 354, 535, 706, 885, 1420, 1950, 2480
 Versions: "standard" avec purgeur commandé par flotteur – „D“ avec purgeur électronique de condensat commandé par niveau ECO DRAIN
 Boîtier en alliage léger pour dimensionnements de filtres de 6 à 221, Boîtier inox pour dimensionnements de filtres de 185 à 2480



Filtres à air comprimé pour max. 16 bar

m ³ /min	dimensionnement filtres	démontage (pour maintenance) mm																				
FB – FFG	FB – FFG	FB – FC	FD	FE – FF	FG	FFG	FB – FC	FD	FE – FF	FG	FFG	FB – FC	FD	FE – FF	FG	FFG	FB – FC	FD	FE – FF	FG	FFG	démontage (pour maintenance) mm
0,58	R 3/8	3,6	3,5	3,5	3,4	7,1	105, 233, 163	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	76
1,0	R 1/2	3,7	3,6	3,7	3,5	7,3	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	105, 306, 224	76
1,75	R 1/2	3,8	3,8	3,9	3,7	7,7	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	105, 367, 285	76
2,83	R 3/4	4,4	4,3	4,4	4,2	8,7	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	133, 388, 298	89
4,83	R 1	4,8	4,7	4,8	4,6	9,5	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	133, 497, 406	89
7,1	R 1 1/2	4,6	4,5	4,6	4,4	9,1	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	164, 578, 482	102
10,7	R 1 1/2	5,1	5,0	5,1	4,9	10,1	162, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	164, 693, 596	102
13,8	R 2	12,7	12,6	12,7	12,5	25,3	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	194, 788, 681	102
17,7	R 2 1/2	15	14,9	15	14,8	28,8	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	194, 935, 827	102
22,1	R 2 1/2	17,2	17,1	17,2	17	34,3	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	194, 1081, 883	102
18,5	DN 80	28,8	28,4	29,3	28,6	58,6	350, 1130, 850	350, 1025, 845	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	350, 1130, 850	610
28,3	DN 80	41,1	37,0	40,1	37,2	78	400, 1205, 1013	400, 1045, 853	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	400, 1205, 1013	610
35,4	DN 100	41,8	37,4	40,5	38,1	79,3	400, 1240, 1013	400, 1045, 853	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	400, 1240, 1013	610
52,5	DN 100	53,4	48,4	51,5	49,7	101,9	440, 1240, 1023	440, 1085, 868	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	440, 1240, 1023	610
70,8	DN 100	70	64,4	66,7	65,2	133,6	535, 1255, 1022	535, 1105, 872	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	610
88,5	DN 100	71,7	65,4	67,7	67,8	136,2	535, 1255, 1022	535, 1105, 872	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	535, 1255, 1022	610
142	DN 150	126,5	118,4	121,5	122,4	244,6	600, 1355, 1043	600, 1215, 903	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	600, 1355, 1043	610
195	DN 150	182,8	171,4	175,9	177,1	353,7	720, 1520, 1183	720, 1245, 908	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	720, 1520, 1183	610
248	DN 150	237,7	224,4	228,9	231,7	461,3	750, 1540, 1192	750, 1265, 917	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	750, 1540, 1192	610

Facteurs de correction

Pression de service bar	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Facteur de conversion pour le débit d'air	0,38	0,52	0,63	0,75	0,88	1	1,13	1,26	1,38	1,52	1,65	1,76	1,87	2	2,14

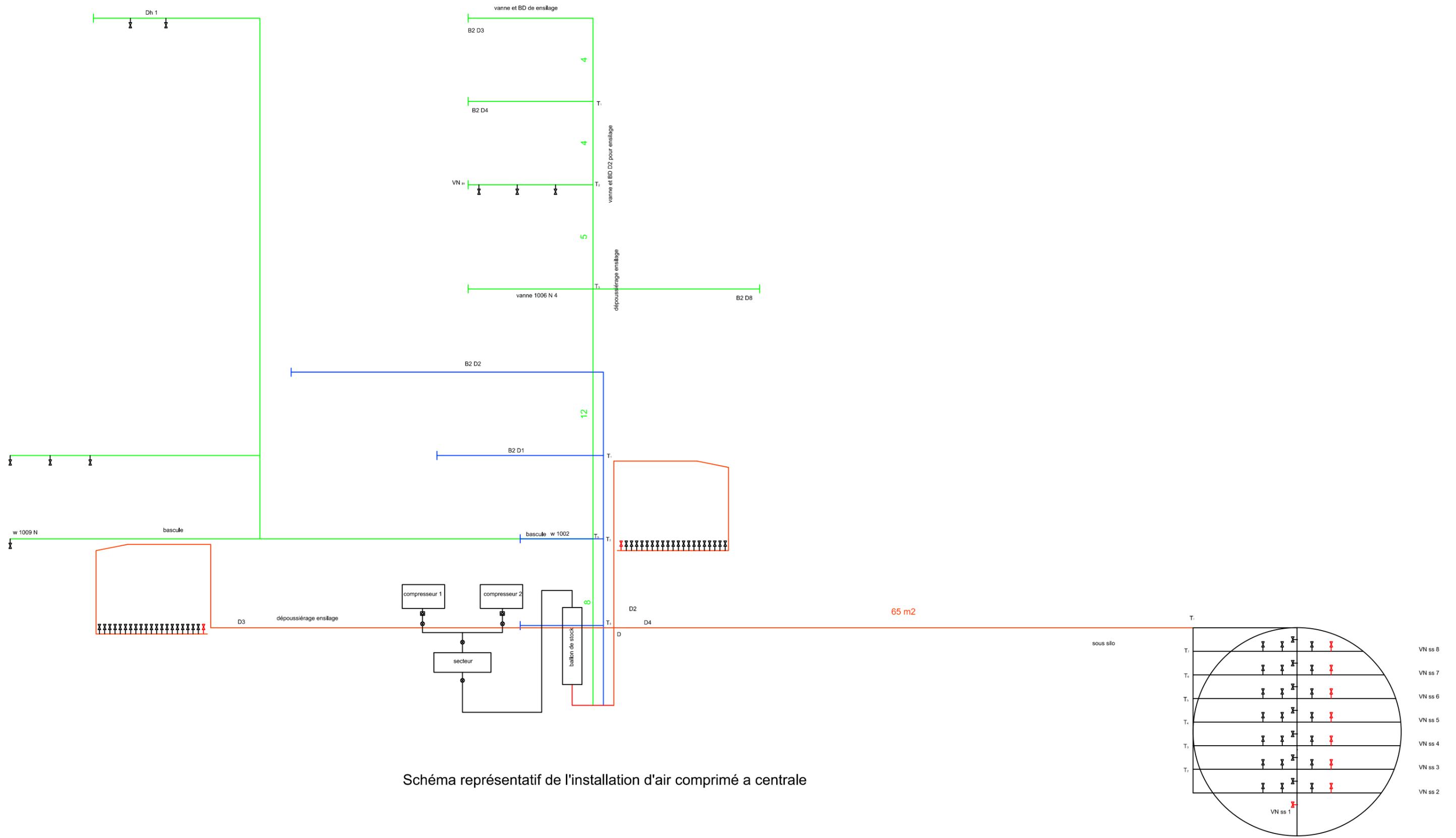


Schéma représentatif de l'installation d'air comprimé a centrale

Résumé

Notre travail a été réalisé à l'issue d'un stage pratique effectué au sein de complexe CEVITAL Bejaia. Il consiste à faire une étude de dimensionnement de l'installation de l'air comprimé.

Le but de cette étude est de déterminer le compresseur convenable pour cette installation. Afin de garantir un fonctionnement idéal pour les équipements. On commençant par une petite recherche, puis le calcul du débit total et les pertes de charge de l'installation. Autrement dit déterminer la pression de refoulement de compresseur.

On s'intéresse aussi à l'analyse des performances de compresseur dans laquelle on fait l'étude thermodynamique de compresseur à vis.

Abstract

Our work has been realized after internship at carried out after a practical internship at CEVITAL Bejaia company, It consists of making a design study of the installation of the compresse d air.

The purpose of this study is to determine the correct compressor for this installation. In order to guarantee an ideal operation for equipment. Starting with a small search, then the calculation of the total flow and the head losses of the installation. In other words, determine the compressor discharge pressure.

We are also interested in the performance analysis of compressor in which we make the thermodynamic study of screw compressor.