

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR**

**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA - BEJAIA**

**FACULTE DE TECHNOLOGIE**

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

**MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques et Turbomachines

Par :

**Ait Amraoui Amirouche**

**Rachem Mecipsa**

## **Thème**

---

**Dimensionnement d'une installation de production et de distribution d'air comprimé au niveau du pôle sucre, Cevital - Béjaïa**

---

Soutenu le 02/07/2024 devant le jury composé de :

Mr. HAMDLM                      Examineur

Mr. DJERRADA.A                Rapporteur

Mr. BENSLIMANE.A              Président

**Année Universitaire 2023-2024**

## Remerciement

*Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.*

*En second lieu, nous tenons à remercier notre encadreur Mr. DJERRADA, son précieux conseil, 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.*

*Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.*

*Tout le personnel de complexe Cévital-Bejaia qui nous a beaucoup aidés à réaliser ce travail dans les bonnes conditions.*

*Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation et la réussite de ce travail*

## Dédicace

*Nous dédions ce modeste travail :*

*A Nos parents*

*Grâce à leurs tendres encouragements et leurs grands sacrifices, ils ont pu créer le climat affectueux et propice à la poursuite de nos études.*

*Aucune dédicace ne pourrait exprimer notre respect, notre considération et nos profonds sentiments envers eux.*

*Nous prions le bon Dieu de les bénir, en espérant qu'ils seront toujours fiers de nous.*

*A nos très chers frères et sœurs*

*On vous dédie ce travail en vous souhaitant un avenir radieux, pleins de bonheur et de succès. Que dieu, le tout puissant, vous préserve et vous procure santé et longue vie.*

*A nos ami(e)s et nos collègues de la promo génie mécanique 2023/2024*

*En témoignage de l'amitié qui nous unie et des souvenirs de tous les moments que nous avons passés ensemble, on vous dédie ce travail et on vous souhaite une vie pleine de réussite et de bonheur.*

*A tous nos professeurs qui nous ont enseigné ou aidé.*

# Sommaire

<b>Remerciements.....</b>	<b>i</b>
<b>Dédicaces.....</b>	<b>ii</b>
<b>Sommaire.....</b>	<b>iii</b>
<b>Liste des figures.....</b>	<b>vii</b>
<b>Liste des tableaux.....</b>	<b>ix</b>
<b>Nomenclature.....</b>	<b>x</b>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre I : Présentation de l'entreprise.....</b>	<b>4</b>
<b>Chapitre II : Généralités sur la Production de l'air comprimé</b>	
II-1-Définition de l'air comprimé.....	7
II-2-Importance et domaine d'utilisations de l'air comprimé.....	8
II-3-Processus de compression de l'air.....	9
II-4-Les compresseurs .....	10
II-4-1-Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs .....	12
II-4-2-choix du compresseur.....	13
II-5-Traitement de l'air comprimé.....	13
II-5-1-La filtration de l'air.....	14
II-5-2- Séchage de l'air.....	14
II-5-3- La lubrification.....	14
II-5-4- Déshuileurs.....	14
II-6-Distribution de l'air comprimé.....	14
II-6-1-Les ballons d'airs.....	15
II-6-2-Les conduites.....	15

II-6-3-Les vannes.....	16
II-7-Conclusion .....	16
<b>CHAPITRE III : Evaluation des besoins en air</b>	
III-1-Introduction.....	18
III-2-Description du réseau.....	18
III-2-1-Types de réseaux.....	20
III-2-2- la consommation d'air.....	22
III-2-2-les types de compresseur installés.....	23
III-3-Compresseur utilisé.....	23
III-4-Compositions des compresseurs.....	23
III-4-1 : Bloc compresseur.....	24
III-4-2 : circuit air/huile.....	24
III-4-2-1 : principe de fonctionnement.....	25
III-4-3 : système de refroidissement.....	25
III-4-4 : sécheur d'air.....	26
III-4-5-Moteur d'entraînement.....	26
III-4-6-Système de commande.....	27
III-5-Conclusion .....	28
<b>CHAPITRE IV : Calcul et évaluation des besoins en air comprimé</b>	
IV-1-Introduction.....	30
IV-2-Pression et débit d'air comprimé.....	30
IV-3-Calcul des pertes de charge.....	31
IV-3-1-Différents régimes d'écoulement.....	32
IV-3-2 Pertes de charge linéaires.....	33

IV-3-2-1-Détermination du coefficient de frottement ( $\lambda$ ).....	33
IV-3-3-Perte de charge singulière.....	34
IV-4-Application .....	37
IV-4-1 Calcul des débits d'air comprimé.....	37
A-Calcul du débit volumique aspiré par chaque compresseur.....	37
B-Calcul du débit volumique refouler par chaque compresseur.....	39
C-Calcul du débit massique de chaque compresseur.....	42
IV-4-2-Calcul des pertes de charges de l'ancienne installation.....	44
IV-4-3-Calcul des pertes de charges de la nouvelle installation.....	54
IV-5-Conclusion.....	54

## **CHAPITRE V-Calcul thermodynamique**

V-1-Introduction.....	57
V-1-1-Approche polytropique .....	57
V-1-1-1-Compression isotherme.....	57
V-1-1-2-Compression isentropique (Adiabatique).....	58
V-1-1-3-Compression polytropique.....	58
V-2-Travail de compression.....	59
V-2-1-Le travail théorique des compresseurs.....	59
V-2-2-Le travail réel des compresseurs.....	61
V-2-3-Le rendement effectif .....	61
V-2-4-La puissance du compresseur.....	62
V-2-5-La puissance du moteur d'entraînement.....	62
A- la perte mécanique.....	62
B- La puissance utile.....	63

IV-3-Application.....	63
IV-3-1-calcul des caractéristiques des compresseurs de l'ancienne installation.....	63
IV-3-2-calcul des caractéristiques des compresseurs de la nouvelle installation.....	70
<b>Conclusion Général .....</b>	<b>77</b>
<b>Références Bibliographiques .....</b>	<b>78</b>

# Liste des Figures

<b>Figure 1</b> : Organigramme du complexe Cévital.....	5
<b>Figure I-1</b> : Schéma de principe d'un compresseur.....	11
<b>Figure II-1</b> : schéma de l'installation.....	19
<b>Figure II-2</b> : schéma réseau antenne.....	20
<b>Figure II-4</b> : Schéma en boucle fermer.....	21
<b>Figure II-5</b> : Schéma réseau quadriller.....	22
<b>Figure II-6</b> : bloc compresseur à vis.....	24
<b>Figure II-7</b> : schéma du circuit air/huile.....	25
<b>Figure II-8</b> : système de refroidissement à air.....	25
<b>Figure II-9</b> : système de refroidissement de l'air comprimé.....	26
<b>Figure II-10</b> : moteur électrique d'un compresseur à vis.....	27
<b>Figure V.1</b> : Evolution thermodynamique.....	59



# Liste des tableaux

<b>Tableau I-1</b> : Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs.....	12
<b>Tableau III-1</b> : Consommation moyenne d'air des unités.....	22
<b>Tableau III-2</b> : différents types de compresseurs dans les unités.....	23
<b>Tableau IV.1</b> régime d'écoulement.....	32
<b>Tableau IV.2</b> : les pertes de charges et les pressions de compressions des unités.....	53
<b>Tableau IV.3</b> : les pertes de charges et les pressions de compressions des unités de la nouvelle installation.....	54
<b>Tableau V.1</b> : coefficient polytropique.....	63
<b>Tableau V.2</b> : travail théorique des compresseurs.....	64
<b>Tableau V.3</b> : travail réel des compresseurs.....	65
<b>Tableau V.4</b> : Rendement effectif des compresseurs.....	66
<b>Tableau V.5</b> : puissance des compresseurs.....	67
<b>Tableau V.6</b> : puissance utile des compresseurs.....	68
<b>Tableau V.7</b> : Tableau de comparaison des résultats.....	69
<b>Tableau V.8</b> : coefficient polytropique nouvelle installation.....	70
<b>Tableau V.9</b> : travail théorique des compresseurs nouvelle installation.....	71
<b>Tableau V.10</b> : travail réel des compresseurs nouvelle installation.....	72
<b>Tableau V.11</b> : Rendement effectif des compresseurs nouvelle installation .....	73
<b>Tableau V.2</b> : puissance des compresseurs nouvelle installation .....	74
<b>Tableau V.13</b> : puissance utile des compresseurs nouvelle installation.....	75
<b>Tableau V.14</b> : Tableau de comparaison des résultats nouvelle installation.....	76

# NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unités SI
$m$	Masse d'air	kg
$k$	Coefficient polytropique	/
$r$	Constante du gaz parfait	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$t$	Temps	s
$V$	Vitesse	m/s
$P$	Pression de gaz	Pa
$P_{ser}$	Pression de service	Pa
$\Delta P_H$	Différence de pression due à la hauteur	Pa
$\Delta P_{char}$	Pertes de charge dans le réseau (linéaire et singulière)	Pa
$\Delta P_{réf}$	Ecart de régulation	Pa
$\Delta P_l$	Pertes de charge linéaires	Pa
$\Delta P_s$	Pertes de charge singulières	Pa
$Q_v$	Débit volumique	m <sup>3</sup> /s
$Q_m$	Débit massique	kg/s
$Q_v\ asp$	Débit volumique aspiré	m <sup>3</sup> /s
$Q_v\ ref$	Débit volumique refoulé	m <sup>3</sup> /s
$T$	Température	K
$T_1$	Température entrée compresseur	K

$T_2$	Température sortie compresseur	K
$P_1$	Pression entrée compresseur	Pa
$P_2$	Pression sortie compresseur	Pa
$P_m$	Pertes mécaniques	kW
$D$	Diamètre de la conduite	M
$Re$	Nombre de Reynolds	/
$L$	La longueur de canalisation	M
$D_0$	Diamètre du coude	M
$R_0$	Rayon de courbure de coude	M
$A_1$	Coefficient tenant compte de l'effet de l'angle au centre du coude	/
$B_1$	Coefficient tenant compte de l'effet du rayon relatif du coude	/
$C_1$	Coefficient tenant compte de l'effet de la longueur relative de la section du coude	/
$W_{th}$	Travail massique théorique de compresseur	kJ/kg
$W_{reel}$	Travail massique réel de compresseur	kJ/kg
$W$	Puissance de compresseur	W
$\mu$	Viscosité dynamique	kg.m-1.s-1
$\nu$	Viscosité cinématique	m <sup>2</sup> . s-1
$\rho$	Masse volumique de l'air	Kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$	Coefficient de perte de charge linéaire	/
$\delta$	Angle du coude	Degré

$\xi$	Coefficient de perte de charge singulière	/
$\tau$	Taux de compression	/
$\eta_{eff}$	Rendement effectif du compresseur	/
$\eta_i$	Rendement indiqué	/
$\eta_m$	Rendement mécanique	/
$\Delta$	Rugosité absolue	[m]
$\Delta'$	Rugosité relative	/

# **Introduction Générale**

# Introduction Générale

L'air comprimé occupe la quatrième place en termes d'énergie, après l'électricité, le gaz naturel et l'eau. Il est également l'une des énergies les plus couramment utilisées par l'industrie en raison de sa facilité d'utilisation.

La compression de l'air se fait grâce aux compresseurs, ces derniers ont pour rôle d'aspirer, de comprimer et de refouler l'air. Pour cela il est nécessaire de bien choisir le type de compresseur qui convient à l'installation. Dans notre présent sujet, Les compresseurs utilisés pour la compression de l'air sont des compresseurs à vis, ces derniers ont la particularité de fournir des pressions et des débits élevés, chose qui convient parfaitement à nos exigences.

L'objectif de ce travail consiste à faire une étude et un dimensionnement d'une installation de production et de distribution d'air comprimé au niveau du pole sucre Cévital sis à Bejaia, cette installation est constitué dans la première partie de notre étude, de sept unités différentes chacune alimentée en air par sa propre station de compression, ensuite dans la deuxième partie, nous avons installé une rampe commune qu'on appellera « boucle fermée » dans laquelle les sept stations de compression refoulent l'air comprimé vers la rompe commune avant d'être acheminé vers les différentes unités.

Pour la réalisation de ce travail nous avons divisé notre mémoire en quatre chapitres : Dans le premier chapitre, nous aborderons les aspects généraux de l'air comprimé, en exposant la méthode de fabrication et sa distribution.

Après avoir exposé le fonctionnement des compresseurs à vis utilisés dans l'entreprise, le deuxième chapitre présente la description et le principe de fonctionnement de certains composants de ces compresseurs, afin de mieux appréhender leur conception et leur mode de fonctionnement.

Dans troisième chapitre, nous avons exposé les caractéristiques énergétiques de l'installation, calculer les pertes de charge de l'ensemble des deux installations puis nous avons faits une brève comparaison entre les deux, ce qui nous a permis de calculer la pression de compression que doivent fournir nos compresseurs pour faire fonctionner l'installation.

Le quatrième et dernier chapitre a été consacré à une étude thermodynamique qui nous permettra de calculer les puissances électriques adéquates pour nos compresseurs.

On clôturera notre travail par une conclusion général contenant une brève récapitulation du travail accomplie.

# **Chapitre I**

## **Présentation du complexe Cévital**



### **I-1-Introduction :**

Cévital, entreprise majeure établie à Béjaïa, occupe une place significative dans le paysage économique algérien. Cette société diversifiée, opère dans divers secteurs tels que l'agroalimentaire, la distribution, l'industrie, l'immobilier et les services. Elle est reconnue pour son envergure internationale et son engagement envers le développement économique et social de la région. Cévital a joué un rôle important dans la création d'emplois et la promotion de l'investissement en Algérie, contribuant ainsi à la croissance économique du pays.

Dans cette section, nous explorerons la progression temporelle du complexe, ses diverses entreprises industrielles, ses objectifs principaux, et présenterons un schéma organisationnel détaillant les différentes divisions

### **I-2-Présentation générale de l'entreprise :**

Cévital figure parmi les grandes entreprises qui disposent d'un vaste arsenal de matériel avancé, comprenant des équipements sophistiqués tels que les systèmes de compression d'air. Cette caractéristique nous a incités à choisir un thème centré sur cette technologie au sein du complexe. Dans les prochains paragraphes, nous fournirons une vue d'ensemble de cette entreprise en premier lieu, puis nous aborderons les principes fondamentaux de la compression d'air.

Le complexe de production agro-industriel de Cévital se compose de plusieurs unités, notamment une raffinerie de sucre, une raffinerie d'huile, une margarinerie et un terminal de déchargement portuaire.

### **I-3-Organigramme du complexe Cévital :**

L'organigramme suivant donne une vue générale sur les différents organes constituant le complexe Cévital :

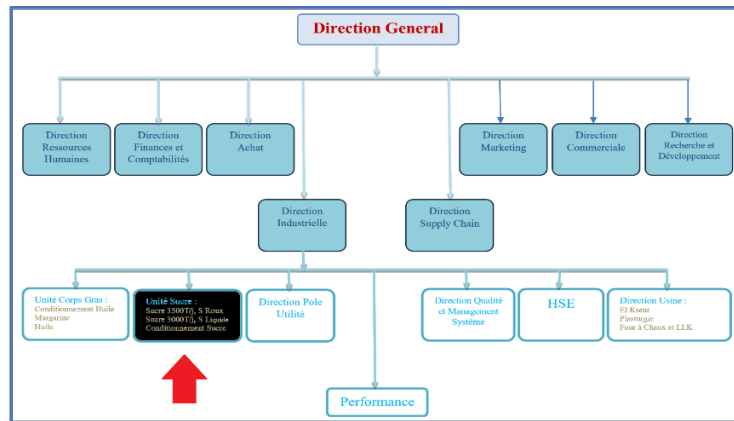


Figure 1 : Organigramme du complexe Cévital.

### I-4-Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté de manière globale l'entreprise de Cévital, examiné les infrastructures présentes dans ce complexe. En résumé, ce chapitre offre une vision globale des activités et des pratiques de Cévital dans le secteur agroalimentaire.

**Chapitre II :**  
**Généralités sur la**  
**Production de l'air**  
**comprimé**

## Notions sur l'air comprimé

L'atmosphère terrestre est principalement constituée d'un mélange de gaz, dont les principaux sont l'azote et l'oxygène. L'air, qui est ce mélange gazeux, est généralement transparent, sans couleur et sans odeur. Sa composition en termes de fractions molaires ou de volumes est approximativement la suivante :

- 78,08 % d'azote
- 20,95 % d'oxygène
- Moins de 1 % d'autres gaz, comprenant principalement des gaz rares comme l'argon (0,93 %), ainsi que des traces de néon, de krypton et de xénon. En outre, on y trouve de faibles quantités d'oxyde de carbone (0,0400 %) et de méthane (0,000172 %).

### II-1-Définition de l'air comprimé :

La compression de l'air est le processus par lequel on augmente la pression de l'air en le réduisant dans un volume plus restreint. Cela peut être réalisé à l'aide de différentes méthodes et dispositifs, comme les compresseurs d'air. Ces derniers fonctionnent en aspirant de l'air ambiant, puis en le comprimant dans une chambre ou un réservoir à une pression plus élevée que celle de l'air environnant.

La compression de l'air repose sur des lois physiques bien établies, telles que la loi de Boyle-Mariotte et la loi de Charles, qui régissent le comportement des gaz. La loi de Boyle-Mariotte et la loi de Charles sont deux lois fondamentales de la thermodynamique qui décrivent le comportement des gaz.

La loi de Boyle-Mariotte, formulée par Robert Boyle et Edme Mariotte au 17<sup>ème</sup> siècle, énonce que, à température constante, le volume d'une quantité donnée de gaz est inversement proportionnel à la pression exercée sur ce gaz. En d'autres termes, si la pression augmente, le volume diminue, et inversement, à condition que la température reste constante. Mathématiquement, cela peut être exprimé par l'équation :

$$P \cdot V = k$$

Où  $P$  représente la pression,  $V$  le volume et  $k$  est une constante.

La loi de Charles, formulée par Jacques Charles au 18<sup>ème</sup> siècle, énonce que, à pression constante, le volume d'un gaz est directement proportionnel à sa température en kelvins. Autrement dit, si la température augmente, le volume augmente également, et inversement, à

condition que la pression reste constante. Mathématiquement, cela peut être exprimé par l'équation :

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$$

Où  $v_1$  et  $T_1$  sont le volume et la température initiaux, et  $v_2$  et  $T_2$  sont le volume et la température finaux. Ces deux lois sont essentielles pour comprendre le comportement des gaz et sont souvent utilisées en sciences physiques et en ingénierie.

## II-2-Importance et domaine d'utilisations de l'air comprimé :

La compression de l'air est largement utilisée dans de nombreux domaines, notamment dans l'industrie, l'automobile, la construction, et même dans les applications domestiques comme les climatiseurs et les outils pneumatiques. Les compresseurs d'air sont essentiels pour alimenter divers équipements qui nécessitent de l'air comprimé pour fonctionner, comme les outils pneumatiques, les systèmes de refroidissement, les systèmes de climatisation, et bien d'autres.

La compression de l'air est d'une importance cruciale dans de nombreux domaines industriels en raison de ses diverses applications. Voici quelques-unes des utilisations les plus courantes de la compression de l'air dans différents secteurs :

1. Industrie manufacturière : Les compresseurs d'air alimentent une grande variété d'outils pneumatiques utilisés dans la fabrication, tels que les clés à chocs, les pistolets à peinture, les perceuses pneumatiques, etc. Ils sont également utilisés pour alimenter des systèmes de transport pneumatique qui déplacent les matériaux dans les usines.
2. Industrie pétrolière et gazière : La compression de l'air est essentielle pour les opérations de forage, de production et de traitement des hydrocarbures. Les compresseurs d'air sont utilisés pour fournir de l'air comprimé aux systèmes de contrôle et de commande des vannes, ainsi que pour l'injection d'air dans les puits pour stimuler la production.
3. Industrie chimique : Dans ce secteur, la compression de l'air est utilisée pour transporter des fluides, mélanger des matériaux, contrôler les processus chimiques et alimenter des réacteurs et des systèmes de contrôle.
4. Industrie alimentaire et des boissons : Les compresseurs d'air sont utilisés pour alimenter les systèmes de remplissage, les systèmes de conditionnement d'air, les

systèmes de transport pneumatique pour les ingrédients en vrac, et pour d'autres processus de fabrication.

5. Industrie pharmaceutique : La compression de l'air est utilisée dans la production de médicaments pour diverses applications, y compris le remplissage de capsules et de flacons, le contrôle des processus de fabrication et le fonctionnement d'équipements de laboratoire.
6. Industrie automobile : Les compresseurs d'air sont utilisés dans la fabrication automobile pour alimenter les robots et les outils pneumatiques utilisés dans l'assemblage, le peinturage et d'autres processus de fabrication.
7. Industrie minière : La compression de l'air est utilisée pour alimenter les outils de forage, les systèmes de ventilation souterraine, les systèmes de transport pneumatique pour le minerai, et pour d'autres applications dans l'exploitation minière.
8. Industrie de la construction : Les compresseurs d'air sont largement utilisés sur les chantiers de construction pour alimenter les outils pneumatiques tels que les marteaux-piqueurs, les cloueuses, les pistolets à peinture, etc.

En résumé, la compression de l'air est un élément essentiel de nombreuses opérations industrielles, contribuant à la productivité, à l'efficacité et à la fiabilité des processus de fabrication dans divers secteurs.

### **II-3-Processus de compression de l'air**

Le processus de compression de l'air implique plusieurs composants clés qui travaillent ensemble pour augmenter la pression de l'air. Voici un aperçu des principaux composants impliqués dans ce processus :

1. L'entrée d'air : C'est la première étape du processus de compression. L'air ambiant est aspiré dans le compresseur à travers un filtre pour éliminer les impuretés et les particules.
2. Le compresseur : C'est le cœur du système de compression. Il existe différents types de compresseurs, y compris les compresseurs à piston, les compresseurs à vis, les compresseurs centrifuges, etc. Le compresseur augmente la pression de l'air en le réduisant dans un volume plus restreint.

3. Le réservoir de stockage : Après avoir été comprimé, l'air est stocké dans un réservoir pour être utilisé ultérieurement. Le réservoir aide à égaliser la pression de l'air et à fournir un approvisionnement constant en air comprimé, même lorsque la demande fluctue.
4. Le système de refroidissement : La compression de l'air génère de la chaleur, ce qui peut endommager le compresseur et réduire son efficacité. Par conséquent, la plupart des compresseurs sont équipés de systèmes de refroidissement pour évacuer la chaleur et maintenir des températures de fonctionnement optimales.
5. Les vannes de régulation : Ces vannes contrôlent le débit d'air à travers le compresseur et aident à réguler la pression de l'air selon les besoins. Elles garantissent un fonctionnement efficace et sécurisé du système de compression.
6. Les filtres et séparateurs : Ces composants éliminent les contaminants de l'air comprimé, tels que la saleté, l'humidité et les particules d'huile, afin de garantir la qualité de l'air et de protéger les équipements et les processus qui utilisent de l'air comprimé.
7. Les dispositifs de contrôle et de sécurité : Ils comprennent des instruments de mesure de la pression, des soupapes de sécurité, des interrupteurs de pression, et d'autres dispositifs qui surveillent et contrôlent le fonctionnement du système de compression, garantissant sa sécurité et son efficacité.

Ensemble, ces composants constituent un système de compression d'air complet capable de fournir de l'air comprimé pour une large gamme d'applications industrielles et commerciales.

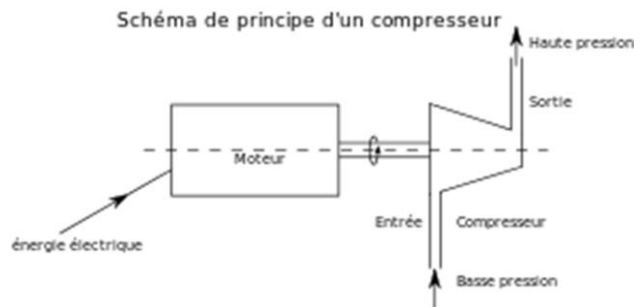
## **II-4-Les compresseurs**

Un compresseur est un dispositif mécanique utilisé pour augmenter la pression d'un fluide, tel que l'air ou un gaz, en le comprimant. Il fonctionne en réduisant le volume du fluide, ce qui élève sa pression et son énergie. Les compresseurs sont largement utilisés dans divers domaines tels que l'industrie, l'automobile, la climatisation, et bien d'autres, pour des applications telles que la propulsion, la production d'énergie, la climatisation et la réfrigération.

Les compresseurs fonctionnent selon le principe de la compression adiabatique, ce qui signifie qu'ils compriment le fluide sans échange de chaleur avec l'environnement. Voici comment cela se passe typiquement :

1. Aspiration : Le compresseur aspire le fluide (généralement de l'air) à partir d'une source extérieure. Cela se fait généralement par l'intermédiaire d'une admission.
2. Compression : Une fois que le fluide est aspiré, il est comprimé. Cela se produit en réduisant le volume du fluide tout en augmentant sa pression. Pour ce faire, le compresseur utilise des rotors, des pistons, des vis ou d'autres mécanismes pour comprimer le fluide.
3. Évacuation : Une fois que le fluide est comprimé à la pression souhaitée, il est évacué du compresseur pour être utilisé dans le système requis. Cela peut être un réservoir de stockage, un système de distribution ou un autre processus où la pression accrue est nécessaire.

En fonction de leur conception et de leurs utilisations spécifiques, les compresseurs peuvent être classés en différentes catégories telles que les compresseurs centrifuges, les compresseurs à piston, les compresseurs à vis, etc. Chaque type de compresseur a ses propres avantages et inconvénients en termes d'efficacité, de coût, de taille, et d'applications appropriées.



**Figure II-1** Schéma de principe d'un compresseur.



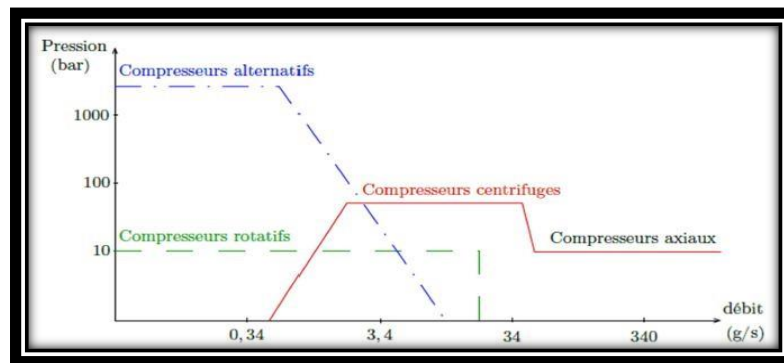
## II-4-1-Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs :

Type de compresseur	Compresseur volumétrique		Compresseur dynamique	
	Alternatif	Rotatifs	Centrifuge	Axial
Avantage	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Le compresseur a de nombreuses utilisations industrielles et domestique. -</li> <li>Faible coût d'installation. -</li> <li>facile à utiliser et à réparer. -</li> <li>Bien adaptés aux petits débits.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Rendement élevé et grande flexibilité de débit - Grande durée de vie.</li> <li>-Peu de frais de maintenance.</li> <li>-Bruit faible.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Réduit les frottements mécaniques grâce à la compacité axiale.</li> <li>-Faible cout de fabrication. -</li> <li>Compacité axiale.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Excellente fiabilité. -</li> <li>Très bon rendement.</li> </ul>
Inconvénient	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Nécessite une inspection constante pour durer longtemps et résister aux pressions internes. -</li> <li>Fiabilité Moyenne au niveau des soupapes.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Coût élevé. -</li> <li>Pas appliqué aux hautes pressions.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Pas adapté aux faibles débits.</li> <li>-Prix élevé.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Rotors de grande taille, délicats à construire et couteux.</li> </ul>

Tableau I-1 : Avantages et inconvénients des différents types de compresseurs

#### II-4-2-choix du compresseur :

La sélection du compresseur approprié nécessite une analyse approfondie, car le choix du compresseur optimal est crucial. De nombreuses études comparatives ont été menées pour évaluer les différentes familles de compresseurs, démontrant ainsi la diversité des options disponibles. Pour le concepteur du système, choisir le bon compresseur n'est pas une tâche simple. La figure ci-dessous fournit des informations sur les plages de fonctionnement typiques de différentes catégories de compresseurs.



#### II-5-Traitement de l'air comprimé :

Le traitement de l'air comprimé est essentiel pour garantir la qualité, la sécurité et l'efficacité des systèmes utilisant de l'air comprimé car, L'air comprimé peut contenir des particules solides, de l'humidité et des contaminants tels que de l'huile, de la poussière ou des micro-organismes. Ces impuretés peuvent endommager les équipements pneumatiques, provoquer des obstructions dans les systèmes et réduire leur durée de vie.

De plus, L'utilisation d'air comprimé contaminé peut entraîner des risques pour la santé des travailleurs, des dommages aux équipements et des interruptions de production. En traitant l'air comprimé pour éliminer les impuretés et les contaminants, on garantit un environnement de travail sûr et des opérations industrielles efficaces.

Ajoutant à cela le fait, Dans de nombreuses applications industrielles et commerciales, la qualité de l'air comprimé est essentielle pour garantir la sécurité des produits et des processus. Par exemple, dans l'industrie alimentaire ou pharmaceutique, l'air comprimé doit être exempt de contaminants pour éviter toute contamination des produits.

Le processus de traitement de l'air comprimé comprend plusieurs étapes, on énoncera ci-dessous les plus importantes et essentielles.

**II-5-1-La filtration de l'air :**

La filtration est une étape indispensable pour les installations d'air comprimé. Les filtres à particules, les filtres à charbon actif et les séparateurs d'eau sont utilisés pour éliminer respectivement les particules solides, les contaminants gazeux et l'humidité, qui sont des impuretés pouvant empêcher le bon fonctionnement de l'installation et pouvant même provoquer l'endommagement du matériel.

**II-5-2-Séchage de l'air :**

L'air humide est un véritable danger pour les installations de l'air comprimé, car on effet, il peut causer de la corrosion et endommager les équipements. C'est pour cela qu'il est plus que nécessaire d'assécher l'air avant de l'utiliser, et pour se fait on utilise des sécheurs d'air adéquat et qui conviennent a notre installation en terme de débit et de pression.

**II-5-3-La lubrification :**

Est un procéder primordiale pour le bon fonctionnement des compresseurs.

Dans certaines applications, les équipements pneumatiques nécessitent de la lubrification pour un fonctionnement optimal. Des systèmes de lubrification peuvent être intégrés au système d'air comprimé pour assurer une lubrification adéquate. Ce processus implique l'application contrôlée d'huile lubrifiante pour réduire les frottements et l'usure des composants pneumatiques.

**II-5-4-Déshuileurs :**

Les déshuileurs jouent un rôle crucial dans le traitement de l'air comprimé en éliminant les traces d'huile résiduelle. Ce processus est essentiel dans de nombreuses applications industrielles et commerciales où la présence d'huile dans l'air comprimé peut compromettre la qualité des produits et des processus.

**II-6-Distribution de l'air comprimé :**

La distribution de l'air comprimé est une étape essentielle de notre travail, afin d'assurer un transport efficace de l'air comprimé depuis les compresseurs jusqu'aux unités souhaiter. Pour cela, il nous faut une conception soigneuse de notre réseau, sélectionner judicieusement les composants appropriés et optimiser le tout pour garantir des performances optimales et une utilisation efficace de l'air comprimé.

La conception des réseaux de distribution d'air comprimé doit prendre en compte plusieurs facteurs, notamment la taille du réseau, la disposition des conduites, la pression requise et les exigences de débit. Les réseaux peuvent être conçus en boucle ou en série, en fonction des besoins spécifiques de l'application et de la disposition des équipements.

Les principaux composants utilisés dans les réseaux de distribution d'air comprimé comprennent les conduites, les raccords, les vannes, les filtres et les sécheurs et les ballons d'airs. Ces composants sont sélectionnés en fonction des spécifications du système, de la pression et du débit requis, ainsi que des conditions environnementales.

#### **II-6-1-Les ballons d'airs :**

Plus souvent appelé réservoir d'air ou ballon de stockage, sont des composants indispensables dans une installation d'air comprimé, car en effets leur rôle est comme leur noms l'indique, est de stocké l'air fournit par les compresseurs en amont afin qu'ils puissent être acheminé vers l'endroit souhaité. Cependant ceci n'est pas leur seule utilité, car ces réservoirs une fois remplie et maintenue sous une pression souhaitée (7 bars dans notre cas), fournissent aussi un temps de répit aux compresseurs ce qui permet de réduire le nombre de cycle de fonctionnement de ces derniers et ainsi augmenter leur durée de vie. De ce fait, ces compresseurs reprendront du service uniquement quand la pression dans les ballons aura chuté d'une certaine valeur.

En résumé, les ballons d'air comprimé sont des composants essentiels dans une station d'air comprimé, contribuant à la gestion efficace de la distribution d'air comprimé, à la régulation de la pression et à la stabilité du système dans son ensemble.

#### **II-6-2-Les conduites :**

Ces conduites permettent le transport de l'air d'un point A à un point B, elles sont souvent cylindriques. Le choix du matériau dépend des besoins spécifiques de l'application, de la pression de fonctionnement, de la température, de la corrosion, etc. Dans notre cas on utilisera de l'acier inoxydable ayant une rugosité de  $\Delta=0,01$ .

La capacité du système à fournir de l'air comprimé à différents points d'utilisation est influencée par le diamètre et la longueur des conduites utilisées. Des conduites avec un diamètre plus élevé offrent un débit d'air plus élevé, tandis que des conduites plus longues peuvent causer des pertes de pression plus significatives.

**II-6-3-Les vannes :**

Les vannes sont des composants essentiels dans les systèmes de distribution d'air comprimé, Ces dernières permettent de manipuler la trajectoire de l'air, de varier le débit si besoin ou tout simplement pour la Sécurité qui sont essentielles pour prévenir les surpressions dans le système, car elles sont conçues pour s'ouvrir automatiquement et libérer l'excès de pression en cas d'urgence, protégeant ainsi les équipements et les personnes contre les dommages ou les blessures.

Certaines vannes sont équipées de dispositifs de régulation de la pression qui permettent de maintenir une pression constante à un point donné du réseau, indépendamment des variations de pression en amont.

Cependant, Il est important de choisir des vannes fabriquées à partir de matériaux compatibles avec notre canalisation.

Notre système est muni de vanne a passage de directe qui sont complètement ouvertes, cela diminue les pertes de charges singulières voir à les négliger complètement.

**II-7-Conclusion :**

Ce chapitre présente de manière générale l'air comprimé et fournit des informations générales et des définitions sur les différents types de compresseurs ainsi que leur fonctionnement et les méthodes de distribution de l'air comprimé.

# **Chapitre III :**

## **Evaluation des besoins en air**

### **III-1-Introduction :**

On retrouve des outils pneumatiques et des systèmes à air comprimé dans tous les secteurs industriels, en particulier dans le secteur agroalimentaire.

La quantité d'air comprimé utilisée diffère d'un secteur à l'autre en fonction de l'activité et des besoins des procédés. Chaque compresseur comporte plusieurs éléments distincts en fonction de l'utilisation.

Dans ce chapitre nous allons exposer les différents compresseurs qui constituent l'ensemble de notre installation ainsi que leurs fonctionnements et les besoins spécifiques en air comprimé du pôle sucre de Cévital sis à Bejaia.

### **III-2-Description du réseau :**

Notre installation est composée de sept unités différentes, chacune est alimentée en air par sa propre station de compression, qui elle-même est composée d'un ou de plusieurs compresseurs selon la taille du réseau et les besoins en air de l'unité en question. (Voir schéma suivant) :

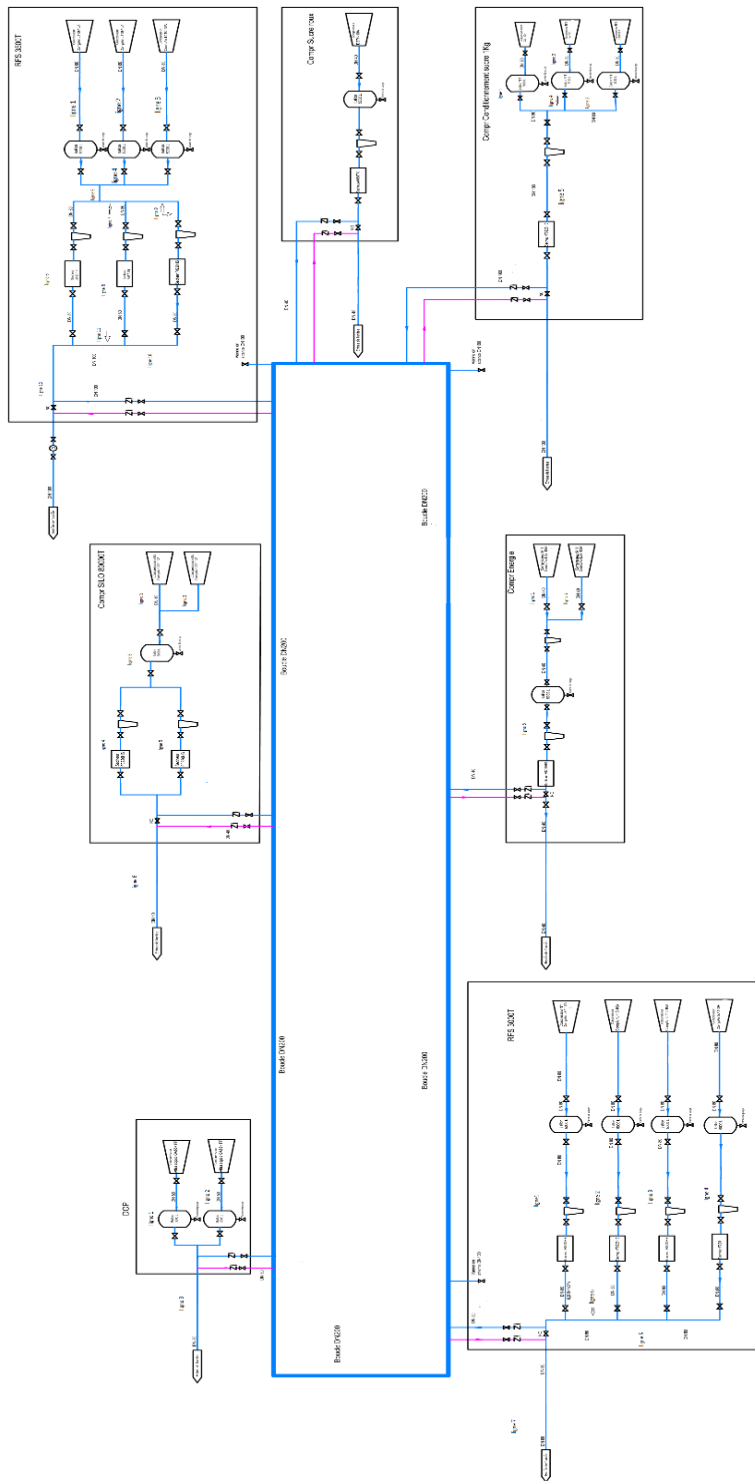


Figure III.1 : schéma de l’installation à étudier

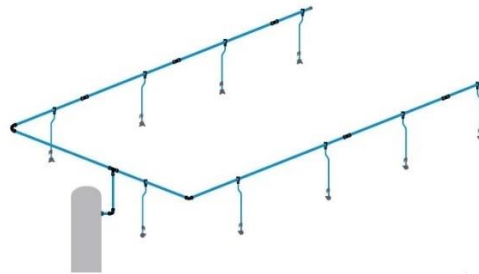


### III-2-1-Types de réseaux :

Il existe plusieurs types de configurations réseaux différentes, chacune présente des caractéristiques différentes des autres avec chacune ces avantages et ces inconvénients.

#### A-Réseau en ligne :

Ce réseau implique la mise en place d'une simple installation d'air en ligne avec deux extrémités : une entrée et une fin. Le problème majeur de cette installation est que l'air comprimé est libéré à une extrémité. Il sera donc consommé à mesure que l'on progresse sur la ligne.



**Figure III-2 :** schéma réseau en ligne.

#### B-Réseau antenne :

Ce genre d'installation repose sur la notion d'une conduite centrale surdimensionnée qui laisse échapper de part et d'autre des branches plus petites pour alimenter les descentes d'air.

Ce plan se révèle encore plus efficace avec l'installation d'un deuxième réservoir tout au bout du tuyau central, qu'on appellera un réservoir « tampon ». Il permet à l'air d'arriver plus rapidement, peu importe l'emplacement du point de puisage, en particulier en cas de consommation soudaine importante. Par ailleurs, chaque branche de départ peut être équipée d'une vanne de sectionnement qui présentera l'avantage de pouvoir l'isoler du reste du réseau pour diverses raisons.

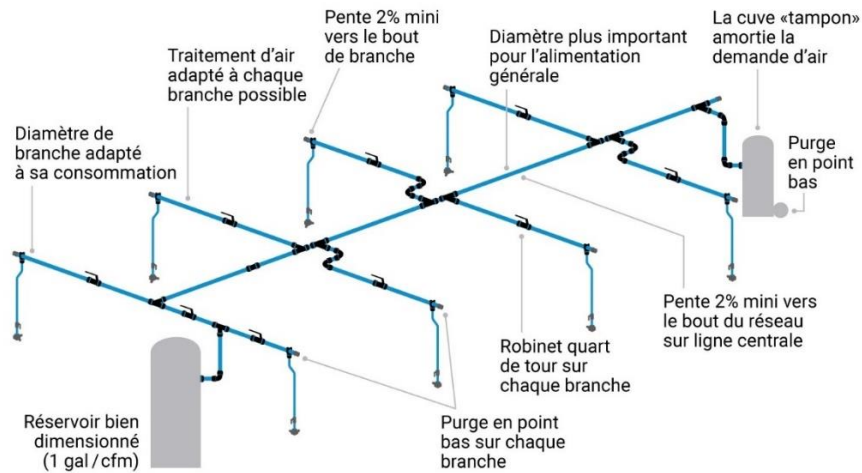


Figure III-3 : schéma réseau antenne.

### C-Réseau en boucle fermé :

C'est sans doute le type de réseau le plus simple. Il présente de nombreux bénéfices, notamment une répartition homogène du débit de l'air et une répartition équitable en tout point de la pression. Il est vivement conseillé d'installer plusieurs vannes de sectionnement autour de la ligne dans ces systèmes. Si nécessaire, ces vannes permettront d'isoler temporairement une partie de la boucle en vue, par exemple, d'une opération de maintenance.

Grâce au bouclage, il est possible d'éviter d'acheter des tubes surdimensionnés. Il est important de souligner que chaque descente, quel que soit son emplacement, pourra toujours être alimentée par un côté ou l'autre de la boucle.

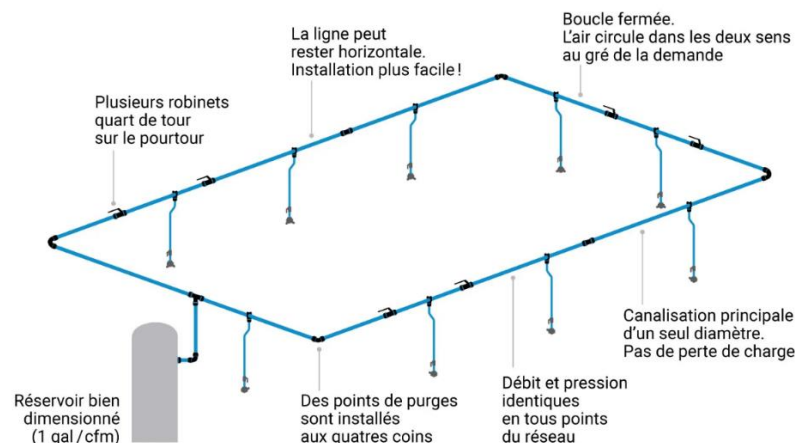
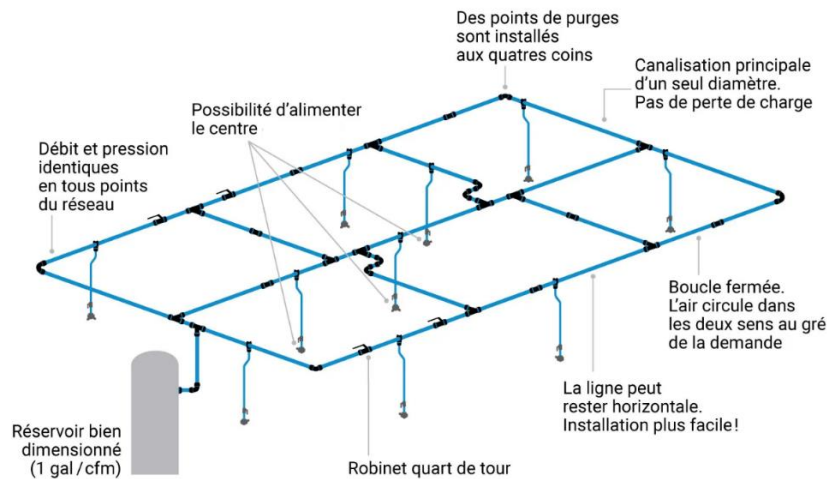


Figure III-4 : Schéma en boucle fermer.

### D-Réseau quadrillé :

Dans ce système, nous partons du concept d'un réseau bouclé qui présente tous les avantages mentionnés précédemment. Tout simplement, le système « quadrillé » permet d'améliorer les performances du réseau. En séparant le bouclage global en lignes « secondaires », on favorise un meilleur acheminement de l'air comprimé vers le point d'utilisation. On peut également distribuer l'air comprimé sur les canalisations centrales du quadrillage, ce qui permet d'alimenter l'atelier à partir du centre.



**Figure III-5 :** Schéma réseau quadriller

### III-2-2-la consommation d'air

Le tableau ci-dessous représente les différentes unités installées ainsi que leur consommation respective d'air comprimé.

Unité	Nombre de compresseurs	Statue	Consommation moyenne d'air en m <sup>3</sup> /h
RFS 3500T	3	En marche	293,11
RFS 3000T	4	En marche	356,29
SILO 80000T	2	En marche	80,28
Energie	2	En marche	78,38
Conditionnement sucre 1Kg	3	En marche	431,69
DOP	2	En marche	129,14
Sucre roux	1	En marche	32,84

**Tableau III-1 :** Consommation moyenne d'air des unités.

**III-2-3-les types de compresseur installés :**

<i>Unité</i>	<i>Compresseurs</i>
<i>RFS 3500T</i>	<i>L 110-10A</i> <i>L 110-10A</i> <i>L 110-10A</i>
<i>RFS 3000T</i>	<i>L 37-13A</i> <i>L 110-10A</i> <i>L 110-10A</i> <i>GA 110+</i>
<i>SILO 80000T</i>	<i>L 37-10A</i> <i>L 37-10A</i>
<i>Energie</i>	<i>L 37-13A</i> <i>L 37-13A</i>
<i>Conditionnement sucre 1Kg</i>	<i>GA 110+</i> <i>GA 160</i> <i>L 110-10A</i>
<i>DOP</i>	<i>GA 55+FF</i> <i>GA 55+FF</i>
<i>Sucre roux</i>	<i>D 37H-10A</i>

**Tableau III-2 :** différents types de compresseurs dans les unités.**III-3-Compresseur utilisé :**

Notre installation est équipée de plusieurs types de compresseurs à vis lubrifier, tous venant de **Compair** pour les compresseurs L110, L37 et D37, et **Atlas Copco** pour les séries GA, qui sont des entreprises spécialisées dans la fabrication et la fourniture de compresseurs d'air et de solutions de traitement de l'air comprimé. Les compresseurs **CompAir** et **Atlas Copco** se démarquent par leur fiabilité, leur efficacité énergétique et leur aptitude à s'adapter à différentes applications industrielles grâce à leur structure sophistiquée et à leur équipement de première qualité.

**III-4-Compositions des compresseurs :**

Les compresseurs à vis lubrifiés ont pour but de comprimer de l'air en utilisant des vis rotatives immergées dans un lubrifiant, qui dans notre cas est de l'huile.

Tous les compresseurs présents dans notre installation ont quasiment la même structure physique, c'est-à-dire :

- Un bloc compresseur

- Un Séparateur d'huile
- Filtre d'entrée d'air
- Purgeur a niveau d'huile
- Un système de refroidissement
- Un sécheur d'air
- Un moteur d'entraînement
- Un système de commande
- Filtre d'air intégré
- Ventilateur

### III-4-1-Bloc compresseur :

Un bloc de compresseur à vis correspond à la partie centrale d'un compresseur à vis où l'air est attrapé, comprimé et évacué. Il est crucial de concevoir de manière précise et d'avoir des caractéristiques de lubrification, de refroidissement et de synchronisation afin de garantir un fonctionnement efficace et constant du compresseur.

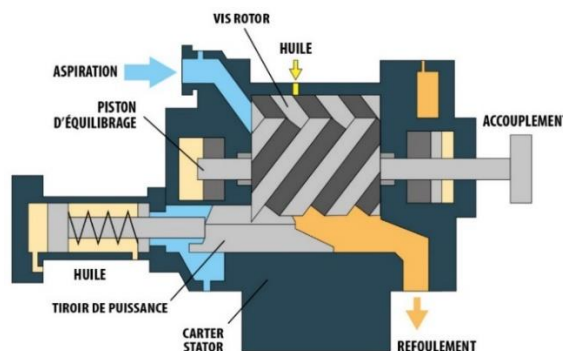
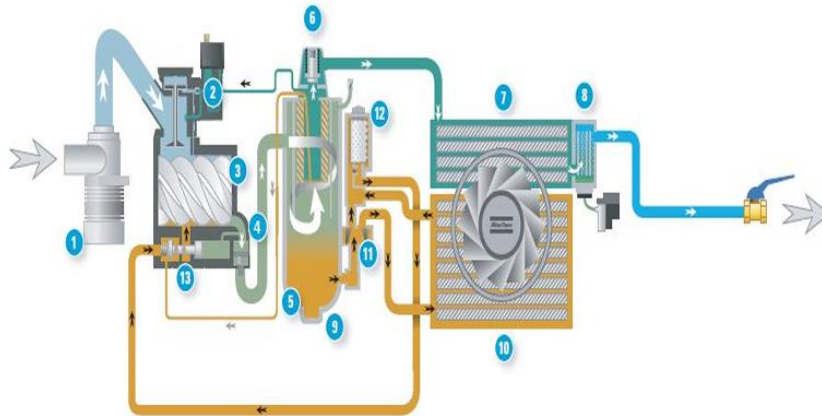


Figure III-6 : bloc compresseur à vis

### III-4-2-circuit air/huile :

Dans un compresseur à vis lubrifié, le circuit d'air et d'huile est crucial pour assurer le bon fonctionnement et la durabilité de l'équipement.

Avec ce système intégré, le compresseur à vis assure un fonctionnement optimal, avec une maintenance réduite et une durée de vie prolongée, tout en offrant de l'air comprimé de haute qualité.



**Figure III-7** : schéma du circuit air/huile.

#### **II-4-2-1- principe de fonctionnement :**

L'air ambiant est aspiré à travers un filtre à air (1) pour éliminer les particules et les contaminants solides. Une fois filtré, l'air entre dans l'unité de compression où deux vis rotatives (3) s'engrènent pour comprimer l'air progressivement le long de leur axe. Pendant ce processus, une petite quantité d'huile lubrifiante est injectée dans la chambre de compression pour réduire le frottement entre les vis et les paliers, ainsi que pour dissiper la chaleur générée par la compression.

Après la compression, l'air mélangé à l'huile passe à travers un séparateur air/huile. Ce dispositif sépare l'huile de l'air comprimé avant que celui-ci ne soit expulsé hors du compresseur. L'air comprimé passe ensuite par un processus de refroidissement pour réduire sa température.

Une partie de l'huile séparée est recyclée et renvoyée au circuit de lubrification pour être refroidie (2) et réutilisée, tandis que le reste est collecté pour être filtré et éventuellement reconditionné.

#### **III-4-3-système de refroidissement :**

Les compresseurs avec des vis lubrifiées sont munis de systèmes de refroidissement avancés qui jouent un rôle essentiel dans leur fonctionnement fiable et efficace. Dans notre cas il s'agit d'une ventilation par air, ces systèmes sont conçus dans le but de maintenir les conditions de fonctionnement optimales et d'en prolonger la durée de vie.

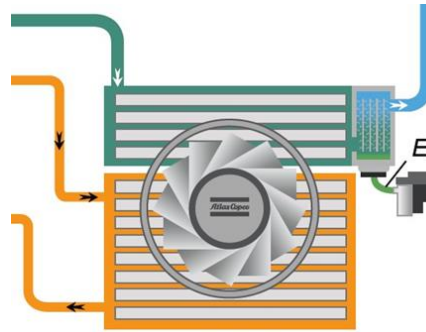


Figure III-8 : système de refroidissement à air

#### III-4-4-sécheur d'air :

Les sécheurs d'air jouent un rôle crucial dans la préservation de la qualité de l'air comprimé en éliminant l'humidité, ce qui aide à prévenir la corrosion, à améliorer la fiabilité des processus et à prolonger la durée de vie des équipements.

Le type de sécheur qu'on utilise est le sécheur par réfrigération, Ce type de sécheur utilise un cycle de réfrigération pour refroidir l'air comprimé à des températures basses, condensant ainsi l'humidité sous forme d'eau liquide. Cette eau est ensuite évacuée à travers un purgeur automatique. L'avantage qu'il présente est qu'il est efficace pour des points de rosée jusqu'à environ  $+3^{\circ}\text{C}$ , relativement économe en énergie pour des applications générales.



Figure III-9 : système de refroidissement de l'air comprimé

#### III-4-5-Moteur d'entraînement :

Les compresseurs industriels sont souvent équipés de moteurs électriques. Ces moteurs convertissent l'énergie électrique en mouvement mécanique pour entraîner les composants du compresseur, tels que les vis rotatives dans notre cas.

Les moteurs électriques sont largement préférés pour leur efficacité énergétique élevée, leur faible maintenance, et leur capacité à fournir un couple constant sur une large plage de vitesses.

La puissance du moteur est adaptée à la taille et à la capacité du compresseur pour fournir suffisamment de puissance pour comprimer l'air selon les besoins spécifiques de l'application. On prend exemple sur un de nos compresseur, le L110-10 est équipé d'un moteur électrique triphasé. Ces modèles sont souvent équipés de moteurs d'une puissance allant de 75 kW à 110 kW, selon les spécifications et les exigences de performance.

En résumé, le choix du moteur d'entraînement varie en fonction des exigences particulières de l'application, de la taille du compresseur et des conditions environnementales dans lesquelles il fonctionne.



**Figure III-10** : moteur électrique d'un compresseur à vis.

#### **III-4-6-Système de commande :**

Le dispositif de gestion d'un compresseur allie des caractéristiques de contrôle avancées à une surveillance précise et des capacités d'automatisation afin de garantir un fonctionnement fiable, efficace et sécurisé dans des environnements industriels exigeants. Parmi les fonctionnalités présente dans les systèmes de régulation, on motionnera :

- Panneau de commande centralisé avec écrans LCD et boutons de contrôle.
- Technologies d'automatisation pour ajuster la vitesse du moteur et la pression de sortie.
- Surveillance et régulation de la pression de sortie.
- Gestion des températures critiques.
- Dispositifs de sécurité intégrés avec arrêts d'urgence et alarmes.



- Diagnostics avancés pour la maintenance prédictive.

### **III-5-Conclusion :**

Ce chapitre comporte quelques informations sur l'installation que nous étudions dans l'entreprise Cévital-Bejaïa, nous y avons vu les différentes unités installées ainsi que leurs consommations en air et les compresseurs installés. Puis nous avons introduit quelques informations spécifiques sur la composition de ces compresseurs comme leur bloc moteur et leurs systèmes de refroidissements.

# **CHAPITRE IV**

## **Calcul et évaluation des besoins en air comprimé**

### IV-1-Introduction :

Notre étude au sein de l'entreprise Cévital-Bejaia se porte précisément sur des stations de compression d'air qui, en premier lieu alimentent chacune une unité directement grâce à un réseau de canalisation bien établie. On appellera cette installation « ancienne installation ». Ensuite, en deuxième partie, ces stations de compression alimentent un réseau monté en boucle fermée qu'on appellera « nouvelle installation » et depuis cette boucle on alimente les unités qui ont toute une pression de service de 7 bars.

L'étude que nous avons effectuée se porte sur le calcul des débits d'aspiration et de refoulement de chaque compresseur, ainsi que les pertes de charges linéaires et singulières, au niveau des deux installations.

### IV-2-Pression et débit d'air comprimé :

La pression atmosphérique est de 101325 Pa, elle vaut exactement 1 Atm absolu (norme ISO8778).

Le débit d'air  $Q_v$  dans un circuit, correspond au volume déplacé, par unité de temps :

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

La relation entre le débit massique et le débit volumique

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

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

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

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

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

$P$  : La pression du gaz en [Pa]

$r$  : constante du gaz ( $r = 287.1 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]}$ )

$T$  : Température du gaz en [K]

Un débit massique  $Q_m$  s'exprime en débit volumique  $Q_v$  aux conditions de pression  $P$  et de température  $T$  de l'air :

$$Q_m = \frac{P}{r \cdot T} \cdot Q_v \quad (\text{III.6})$$

Ce débit massique  $Q_m$  s'exprime en débit volumique  $Q_{v0}$  aux conditions de pression  $P_0$  et de température  $T_0$  de l'air :

$$Q_m = \frac{P_0}{r \cdot T_0} \cdot Q_{v0} \quad (\text{III.7})$$

Comme y a une conservation de débit massique :

$$Q_m = cst \quad (\text{III.8})$$

Le débit volumique s'exprime comme suit :

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

Pour calculer la pression que doit assurer le compresseur on utilise la formule suivante :

$$P_C = P_{ser} + \Delta P_{char} + \Delta P_{reg} + \Delta P_H \quad (\text{III.10})$$

$P_{ser}$  : Pression de service

$\Delta P_{char}$  : Pertes de charge dans le réseau (linéaires et singulières)

$\Delta P_H$  : Différence de pression due à la hauteur

$\Delta P_{reg}$  : Ecart de régulation

### IV-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 pression dite Perte de charge linéaire.

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.

#### IV-3-1-Différents régimes d'écoulement :

Les expériences réalisées par Reynolds en 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 :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (\text{III.11})$$

$\rho$  : Masse volumique de fluide ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  : Vitesse moyenne ( $\text{m.s}^{-1}$ )

$D$  : Diamètre de la conduite (m)

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

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

$$\mu = 1,458 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{3/2}}{110,4+T} \quad (\text{III.12})$$

Loi valable pour l'air :  $100 < T < 2000\text{K}$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{III.13})$$

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T} \quad (\text{III.14})$$

L'expérience montre que :

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

**Tableau III.1** régime d'écoulement.

### IV-3-2-Pertes de charge linéaires

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

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{\rho v^2}{2} \cdot \frac{L}{D} \quad (\text{III.15})$$

Avec :

$$v = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad (\text{III.16})$$

Ou bien :

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

r : Constante du gaz

T : Température du fluide

#### IV-3-2-1-Détermination du coefficient de frottement ( $\lambda$ )

a. Cas écoulement laminaire  $Re < 2000$

Dans ce cas on a le coefficient  $\lambda$  en fonction de nombre de Reynolds, l'état de la surface n'intervient pas.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{III.18})$$

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

Il s'agit de phénomènes bien plus complexes et la mesure du coefficient de perte de charge est basée sur des expériences. C'est pourquoi il y a eu une variété de formules anciennes proposées pour déterminer. L'état de la surface devient sensible en régime turbulent et son impact est d'autant plus important que le nombre de Reynolds est élevé. L'ensemble des études a démontré l'impact de la rugosité, et nous avons ensuite cherché à étudier la variation du coefficient de la fonction du nombre de Reynolds  $Re$  et de la rugosité  $\Delta$  de la canalisation.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{\Delta}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{III.19})$$

Cette formule, en raison de sa forme implicite, nécessiterait un calcul par approximations successives. Pour rendre la relation précédente plus simple, on peut s'interroger sur la lisibilité ou la rugosité de l'écoulement afin d'évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook.

**Remarque :**

Les formules empiriques plus simples sont souvent utilisées pour des cas spécifiques et dans un domaine spécifique du nombre de Reynolds, par exemple :

Formule de BLASIUS :

*Pour des tuyaux lisses et  $Re < 10^5$*

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

*Pour :  $Re > 10^5$*

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left( \frac{Re \sqrt{\lambda}}{2,51} \right) \quad (\text{III.21})$$

Relation précédente peut être évaluée en utilisant :

$$\lambda = \frac{1}{\left[ 2 \log \left( \frac{Re}{4,522 \log Re - 3,8215} \right) \right]^2} \quad (\text{III.22})$$

**IV-3-3-Perte de charge singulière**

Comme le démontrent les expériences, dans de nombreux cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse, ce qui a conduit à l'adaptation de la forme d'expression suivante :

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2} [\text{Pa}] \quad (\text{III.23})$$

Ou bien :

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

$V$  : vitesse de l'écoulement [m/s]

$\xi$  : Coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

La détermination de ce coefficient se fait comme suit :

### 1- Cas des coudes :

$$\xi = K_{\Delta} K_{Re} \xi_m + \xi_f \quad (\text{III.25})$$

La formule suivante proposée par Abramoviç permet de calculer le coefficient qui prend en compte la perte de charge singulière des coudes concentriques continus (arrondis).

Avec :

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

$$\xi_f = 0,0175\lambda \frac{R_0}{D_0} \delta^\circ \quad (\text{III.27})$$

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

$B_1$  : Coefficient tenant compte de l'effet du rayon relatif du coude  $\frac{R_0}{D_0}$

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

D'après les données de Nekrassov  $A_1$  prend les valeurs suivantes :

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

$$\delta < 70^\circ \quad A_1 = 0,9 \sin \delta$$

$$\delta > 100^\circ \quad A_1 = 0,7 + 0,35 \frac{\delta}{90}$$

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

$$\frac{R_0}{D_0} < 1 \quad B_1 = \frac{0,21}{\left(\frac{R_0}{D_0}\right)^{2,5}}$$

$$\frac{R_0}{D_0} > 1 \quad B_1 = \frac{0,21}{\sqrt{\left(\frac{R_0}{D_0}\right)}}$$

Les grandeurs  $K_{\Delta}$ ,  $K_{Re}$ ,  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $C_1$  sont déterminées d'après les tableaux **annexes 2** en tenant compte des valeurs suivantes :

$\delta$  : Angle du coude.

$R_0$ : Rayon de courbure de coude

$D_0$ : Diamètre du coude.

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



$\Delta$  : Rugosité

$\Delta'$  : Rugosité relative

$$\Delta' = \frac{R_o}{D_o} \quad (\text{III.28})$$

## 2- Cas des tés :

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

$$\Delta p_{s.té} = k \frac{\rho V^2}{2} \text{ [Pa]} \quad (\text{III.29})$$

Les coefficients  $k$  sont représentés dans l'**annexe 2**.

Avec

$K$  : coefficient de perte de charge singulière.

$\rho$ : Masse volumique de fluide ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  : Vitesse du fluide [ $\text{m/s}$ ].

## 3- Cas des ballons d'air :

Pour le cas des ballons d'air, la vitesse à l'intérieur est quasi nul, dans ce cas on prend en compte l'élargissement à l'entrée du ballon et le rétrécissement à la sortie vers la conduite.

$$\Delta p_{s.ballon} = k \frac{\rho V^2}{2} \text{ [Pa]} \quad (\text{III.30})$$

On détermine  $k$  d'après l'**annexe 3**

$K$  : coefficient de perte de charge singulière.

$\rho$ : Masse volumique de fluide ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  : Vitesse du fluide [ $\text{m/s}$ ].

## 4- Perte de charge due à la hauteur :

D'après le principe fondamental de l'hydrostatique :

$$\frac{dp}{dz} = -\rho g \quad (\text{III.31})$$

Avec

$$\rho = \frac{P}{r.T} \quad (\text{III.32})$$

Dans le cas où l'air s'écoule à une température constante, alors on intègre la relation (III.31) :

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

On pose :  $\Delta H = Z_1 - Z_2$

$$P_2 = e^{\left( - \frac{g}{r.T} \cdot \Delta H \right)} \quad (\text{III.33})$$

Donc :

$$\Delta P_H = P_1 - P_2 \quad (\text{III.34})$$

**A NOTER :** Dans le cas de notre installation, toutes les stations et les unités sont au même niveau, ce qui implique que  $\Delta H=0$

## IV-4-Application

### IV-4-1 Calcul des débits d'air comprimé :

On prend :

Le gaz étant de l'air on a alors :  $r = 287.1 \text{ J/kg.K}$

$P_0 = 1 \text{ bar}$  ;  $T_0 = 293.15 \text{ K}$

Les températures et les pressions d'entrées de chaque compresseur sont déterminées d'après les tableaux **annexes (1)**.

#### A-Calcul du débit volumique aspiré par chaque compresseur

Pour nos calculs on prend :

$$T_{\text{asp}} = 298,15 \text{ k}$$

$$P_{\text{asp}} = 1,01325 \text{ bar}$$

1-Unité RFS 3500T :

Elle contient trois compresseurs identiques.

#### ➤ Compresseur L110-10A

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 948 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v_{asp}} = 951,56 \text{ m}^3/\text{h}$

2-unité SILO 80000T :

Elle contient deux compresseurs identiques.

➤ Compresseur L37-10A

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v_0} = 370,2 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v_{asp}} = 371,59 \text{ m}^3/\text{h}$

3- unité DOP :

Elle contient deux compresseurs identiques.

➤ Compresseur GA55+FF

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v_0} = 626,4 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v_{asp}} = 628,75 \text{ m}^3/\text{h}$

4-unité énergie :

Elle contient deux compresseurs identiques

➤ Compresseur L37-13A

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v_0} = 370,2 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v_{asp}} = 371,59 \text{ m}^3/\text{h}$

5-Unité sucre roux :

Elle contient un seul compresseur.

➤ Compresseur D37H-10A

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v_0} = 301,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v_{asp}} = 302,93 \text{ m}^3/\text{h}$

6-Unité conditionnement sucre 1 kg :

Elle contient trois compresseurs différents

➤ Compresseur GA110+

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1260 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v\text{asp}} = 1264,73 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ **Compresseur GA160**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1728 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v\text{asp}} = 1734,49 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ **Compresseur L110-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1117,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v\text{asp}} = 1122 \text{ m}^3/\text{h}$

6- **Unité RFS 3000T :**

Elle contient quatre compresseurs dont deux identique

➤ **Compresseur L37-13A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 268,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v\text{asp}} = 269,81 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ **Compresseur L110-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1117,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v\text{asp}} = 1121,99 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ **Compresseur GA110+**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1260 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{v\text{asp}} = 1264,73 \text{ m}^3/\text{h}$

**B-Calcul du débit volumique refouler par chaque compresseur :**

**1-Unité RFS 3500T :**

Elle contient trois compresseurs identiques.

➤ **Compresseur L110-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 948 \text{ m}^3/\text{h}$

$$T_{\text{ref}} = 306,15 \text{ k} ; \quad P_{\text{ref}} = 7,6 \text{ bar}$$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{V_{\text{ref}}} = 130,27 \text{ m}^3/\text{h}$

Débit de refoulement total de l'installation :  $Q_{V_{\text{ref-Tot}}} = 390,81 \text{ m}^3/\text{h}$

2-unité SILO 80000T :

Elle contient deux compresseurs identiques.

➤ **Compresseur L37-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{V_0} = 370,2 \text{ m}^3/\text{h}$

$$T_{\text{ref}} = 308,15 \text{ k} ; \quad P_{\text{ref}} = 8 \text{ bar}$$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{V_{\text{ref}}} = 48,64 \text{ m}^3/\text{h}$

Débit de refoulement total de l'installation :  $Q_{V_{\text{ref-Tot}}} = 97,28 \text{ m}^3/\text{h}$

3- unité DOP :

Elle contient deux compresseurs identiques.

➤ **Compresseur GA55+FF**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{V_0} = 626,4 \text{ m}^3/\text{h}$

$$T_{\text{ref}} = 303,15 \text{ k} ; \quad P_{\text{ref}} = 7,5 \text{ bar}$$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{V_{\text{ref}}} = 86,7 \text{ m}^3/\text{h}$

Débit de refoulement total de l'installation :  $Q_{V_{\text{ref-Tot}}} = 173,4 \text{ m}^3/\text{h}$

4-unité énergie :

Elle contient deux compresseurs identiques

➤ **Compresseur L37-13A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{V_0} = 370,2 \text{ m}^3/\text{h}$

$$T_{\text{ref}} = 306,15 \text{ k} ; \quad P_{\text{ref}} = 7,4 \text{ bar}$$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{V_{\text{ref}}} = 52,25 \text{ m}^3/\text{h}$

Débit de refoulement total de l'installation :  $Q_{V_{\text{ref-Tot}}} = 104,5 \text{ m}^3/\text{h}$

5-Unité sucre roux :

Elle contient un seul compresseur.

➤ **Compresseur D37H-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 301,8 \text{ m}^3/\text{h}$

$T_{\text{ref}} = 306,15 \text{ k}$  ;  $P_{\text{ref}} = 7,2 \text{ bar}$

D'après la relation (III.9) On aura :  **$Q_{v\text{ref}} = 43,78 \text{ m}^3/\text{h}$**

6-Unité conditionnement sucre 1 kg :

Elle contient trois compresseurs différents

On prend pour nos calculs :

$T_{\text{ref}} = 308,15 \text{ k}$  ;  $P_{\text{ref}} = 7,5 \text{ bar}$

➤ **Compresseur GA110+**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1260 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  **$Q_{v\text{ref}} = 176,6 \text{ m}^3/\text{h}$**

➤ **Compresseur GA160**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1728 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  **$Q_{v\text{ref}} = 242,19 \text{ m}^3/\text{h}$**

➤ **Compresseur L110-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1117,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.9) On aura :  **$Q_{v\text{ref}} = 156,67 \text{ m}^3/\text{h}$**

Débit de refoulement total de l'installation :  **$Q_{v\text{ref-Tot}} = 575,46 \text{ m}^3/\text{h}$**

7- unité RFS 3000T :

Elle contient quatre compresseurs dont deux identique

➤ **Compresseur L37-13A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 268,8 \text{ m}^3/\text{h}$

$$T_{\text{ref}} = 304,15 \text{ k} ; \quad P_{\text{ref}} = 7,6 \text{ bar}$$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{\text{vref}} = 36,7 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ **Compresseur L110-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1117,8 \text{ m}^3/\text{h}$

$$T_{\text{ref}} = 309,15 \text{ k} ; \quad P_{\text{ref}} = 8,5 \text{ bar}$$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{\text{vref}} = 138,68 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ **Compresseur GA110+**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1260 \text{ m}^3/\text{h}$

$$T_{\text{ref}} = 307,15 \text{ k} ; \quad P_{\text{ref}} = 8,2 \text{ bar}$$

D'après la relation (III.9) On aura :  $Q_{\text{vref}} = 161 \text{ m}^3/\text{h}$

Débit de refoulement total de l'installation :  $Q_{\text{vref-Tot}} = 475,06 \text{ m}^3/\text{h}$

### C-Calcul du débit massique de chaque compresseur

#### 1-Unité RFS 3500T :

Elle contient trois compresseurs identiques.

➤ **Compresseur L110-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 948 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  $Q_{\text{m}} = 1126,38 \text{ kg/h}$

Débit massique total de l'installation :  $Q_{\text{mTot}} = 3379,14 \text{ kg/h}$

#### 2-unité SILO 80000T :

Elle contient deux compresseurs identiques.

➤ **Compresseur L37-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 370,2 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  $Q_{\text{m}} = 439,62 \text{ kg/h}$

Débit de refoulement total de l'installation :  $Q_{\text{mTot}} = 879,24 \text{ kg/h}$

3- unité DOP :

Elle contient deux compresseurs identiques.

➤ Compresseur GA55+FF

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 626,4 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  **$Q_m = 744,27 \text{ kg/h}$**

Débit de refoulement total de l'installation :  **$Q_{m\text{Tot}} = 1488,54 \text{ kg/h}$**

4-unité énergie :

Elle contient deux compresseurs identiques

➤ Compresseur L37-13A

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 370,2 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  **$Q_m = 439,86 \text{ kg/h}$**

Débit de refoulement total de l'installation :  **$Q_{m\text{Tot}} = 879,72 \text{ kg/h}$**

5-Unité sucre roux :

Elle contient un seul compresseur.

➤ Compresseur D37H-10A

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 301,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  **$Q_m = 358,59 \text{ kg/h}$**

6-Unité conditionnement sucre 1 kg :

Elle contient trois compresseurs différents

➤ Compresseur GA110+

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1260 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  **$Q_m = 1497,09 \text{ kg/h}$**

➤ Compresseur GA160

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1728 \text{ m}^3/\text{h}$



D'après la relation (III.7) On aura :  $Q_m = 2053,15 \text{ kg/h}$

➤ **Compresseur L110-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1117,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  $Q_m = 1328,13 \text{ kg/h}$

Débit de refoulement total de l'installation :  $Q_{m\text{Tot}} = 4878,37 \text{ kg/h}$

7- unité RFS 3000T :

Elle contient quatre compresseurs dont deux identiques

➤ **Compresseur L37-13A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 268,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  $Q_m = 319,38 \text{ kg/h}$

➤ **Compresseur L110-10A**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1117,8 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  $Q_m = 1328,13 \text{ kg/h}$

➤ **Compresseur GA110+**

Le débit volumique aux conditions de référence est  $Q_{v0} = 1260 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.7) On aura :  $Q_m = 1497,09 \text{ kg/h}$

Débit de refoulement total de l'installation :  $Q_{m\text{-Tot}} = 4472,73 \text{ kg/h}$

#### **IV-4-2-Calcul des pertes de charges de l'ancienne installation :**

Pour notre canalisation la matière utilisée est l'acier étiré qui présente une rugosité  $\Delta = 0.01$

##### **IV-4-2-1-Calcul des pertes de charges linéaires dans l'unité RFS 3500T :**

➤ palier 1 :

$$L = 32\text{m}, d = 80\text{mm}, Q_v = 130,27 \text{ m}^3/\text{h}$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D'après la relation (III.16) :  $v = 7,199 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re = 2,65587 \cdot 10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,014814$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,013277 \text{ bar}$

➤ palier 2 :

$$L=30\text{m}, d=80\text{mm}, Q_v=130,27 \text{ m}^3/\text{h}$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D'après la relation (III.16) :  $v = 7,199 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re = 2,65587 \cdot 10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,014814$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,012447 \text{ bar}$

➤ palier 3 :

$$L=35\text{m}, d=80\text{mm}, Q_v=130,27 \text{ m}^3/\text{h}$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D'après la relation (III.16) :  $v = 7,199 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re = 2,65587 \cdot 10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,014814$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,014522 \text{ bar}$

➤ palier 4 :

$$L=3\text{m}, d=80\text{mm}, Q_v=260,54 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{D'après la relation (III.12)} : \mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$\text{D'après la relation (III.14)} : \rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{D'après la relation (III.13)} : \nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{D'après la relation (III.16)} : v = 14,4 \text{ m/s}$$

$$\text{D'après la relation (III.11)} : Re = 5,31173 \cdot 10^5$$

$$\text{On a : } Re > 10^5 \text{ d'après la relation (III.22)} : \lambda = 0,013022$$

$$\text{Donc d'après la relation (III.15)} : \Delta P_L = 0,004377 \text{ bar}$$

➤ palier 5 :

$$L=2\text{m}, d=80\text{mm}, Q_v=390,81 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{D'après la relation (III.12)} : \mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$\text{D'après la relation (III.14)} : \rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{D'après la relation (III.13)} : \nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{D'après la relation (III.16)} : v = 21,6 \text{ m/s}$$

$$\text{D'après la relation (III.11)} : Re = 7,96871 \cdot 10^5$$

$$\text{On a : } Re > 10^5 \text{ d'après la relation (III.22)} : \lambda = 0,012117$$

$$\text{Donc d'après la relation (III.15)} : \Delta P_L = 0,061102 \text{ bar}$$

➤ palier 6 :

$$L=33\text{m}, d=80\text{mm}, Q_v=130,27 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{D'après la relation (III.12)} : \mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$\text{D'après la relation (III.14)} : \rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{D'après la relation (III.13)} : \nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{D'après la relation (III.16)} : v = 7,199 \text{ m/s}$$

D'après la relation (III.11) :  $Re=2,65587.10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,014814$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,013692$  bar

➤ palier 7 :

$$L=3m, d=80mm, Q_v=260,54 \text{ m}^3/h$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875.10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685.10^{-6} \text{ m}^2/s$

D'après la relation (III.16) :  $v = 14,4 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re=5,31247.10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,013022$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,004378$  bar

➤ palier 8 :

$$L=30m, d=80mm, Q_v=130,27 \text{ m}^3/h$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875.10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685.10^{-6} \text{ m}^2/s$

D'après la relation (III.16) :  $v = 7,199 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re=2,65587.10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,04814$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,012447$  bar

➤ palier 9 :

$$L=36m, d=80mm, Q_v=130,27 \text{ m}^3/h$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875.10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D'après la relation (III.16) :  $v = 7,199 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re = 2,65587 \cdot 10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,04814$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,014936 \text{ bar}$

➤ palier 10 :

$$L=6\text{m}, d=100\text{mm}, Q_v=130,27 \text{ m}^3/\text{h}$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D'après la relation (III.16) :  $v = 7,199 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re = 2,65587 \cdot 10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,04814$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,001992 \text{ bar}$

➤ palier 11 :

$$L=6\text{m}, d=100\text{mm}, Q_v=260,54 \text{ m}^3/\text{h}$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D'après la relation (III.16) :  $v = 14,4 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re = 5,31247 \cdot 10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,013022$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,007004 \text{ bar}$

➤ palier 12 :

$$L=37\text{m}, d=100\text{mm}, Q_v=390,81 \text{ m}^3/\text{h}$$

D'après la relation (III.12) :  $\mu = 1,875 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

D'après la relation (III.14) :  $\rho = 8,6466 \text{ kg/m}^3$

D'après la relation (III.13) :  $\nu = 2,1685 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D'après la relation (III.16) :  $v = 21,6 \text{ m/s}$

D'après la relation (III.11) :  $Re = 7,96871 \cdot 10^5$

On a :  $Re > 10^5$  d'après la relation (III.22) :  $\lambda = 0,012117$

Donc d'après la relation (III.15) :  $\Delta P_L = 0,090431 \text{ bar}$

Les pertes de charges linéaires total de l'unité :  $\Delta P_{L\text{-tot}} (\text{RFS 3500T}) = 0,198693 \text{ bar.}$

#### IV-4-2-2-Calcul des pertes de charges singulières dans l'unité RFS 3500T :

Les vannes sont complètement ouvertes dans notre installation, donc on prend en considération que les coudes, les tés et les ballons d'air.

➤ Cas des coudes :

- On a 5 coudes identiques dans les paliers 1, 3, 6, 9, 10.

Donc :  $D_0 = 88,9\text{mm}$ ,  $R_0 = 114,5\text{mm}$ ,  $\frac{R_0}{D_0} = 1,28796$ ,  $B_1 = 0,18489$ .

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

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

Avec  $Re = 2,65587 \cdot 10^5$  et  $\lambda = 0,04814$

$$\Delta' = \frac{\Delta}{D_0} = 0,11249.$$

D'après les tableaux **Annexe 2** :

$$K_{Re} = 1 ; K_{\Delta} = 2$$

D'après les relations (III.26) :  $\xi_m = 0,18545$

D'après les relations (III.27) :  $\xi_f = 0,02765$

et d'après les relations (III.25) on trouve :  $\xi = 0.39855$

Donc d'après la relation (III.23) :  $\Delta P_{\text{Scoude}} = 0,000896 \text{ bar}$

Nombre de coudes : 5  $\Rightarrow \Delta P_{\text{Scoudes}} = 0,00448 \text{ bar}$

- palier 12 :

Donc :  $D_0 = 114,3 \text{ mm}$ ,  $R_0 = 152,5$ ,  $\frac{R_0}{D_0} = 1,23421$ ,  $B_1 = 0,18181$ .

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

$a_0 = b_0 \Rightarrow C_1 = 1$

Avec  $Re = 7,96871 \cdot 10^5$  et  $\lambda = 0,012117$

$\Delta' = \frac{\lambda}{D_0} = 0,08749$ .

D'après les tableaux **Annexe 2** :

$K_{Re} = 1$  ;  $K_{\Delta} = 2$

D'après les relations (III.26) :  $\xi_m = 0.18181$

D'après les relations (III.27) :  $\xi_f = 0.02546$

et d'après les relations (III.25) on trouve :  $\xi = 0.38908$

Donc d'après la relation (III.23) :  $\Delta P_{\text{Scoude}} = 0,007848 \text{ bar}$

La perte de charge total des coudes :  $\Delta P_{\text{Stot coudes}}(\text{RFS 3500T}) = 0,012328 \text{ bar}$

- Cas des tés :

1<sup>er</sup> cas : Té-regroupement :

D'après l'**annexe 2** :  $k = 0,33$

On remplace dans la relation (III.29) :  $\Delta P_{\text{Sté regroupement}} = 0,006656 \text{ bar}$

2<sup>eme</sup> cas : Té-séparation :

D'après l'**annexe 2** :  $k = 3$

On remplace dans la relation (III.29) :  $\Delta P_{\text{Sté séparation}} = 0,060512 \text{ bar}$

3<sup>eme</sup> cas : té-amenée :

D'après l'**annexe 2** :  $k=2$

On remplace dans la relation (III.29) :  $\Delta P_{Sté\ amenée} = 0,017925\text{ bar}$

Nombre de tés-départ : 2

$\Delta P_{Sté\ amenée-tot} = 0,03585\text{ bar}$

4<sup>ème</sup> cas : té-départ :

On a deux tés de séparation différents :

D'après l'**annexe 2** :  $k=1,5$

On remplace dans la relation (III.29) :  $\Delta P_{Sté\ départ} = 0,013447\text{ bar}$

5<sup>ème</sup> cas : té-amenée :

D'après l'**annexe 2** :  $k=2$

On remplace dans la relation (III.29) :  $\Delta P_{Sté\ amenée} = 0,040342\text{ bar}$

Les pertes de charges total des tés :  $\Delta P_{Stot-tés(RFS\ 3500T)} = 0,156807\text{ bar}$

➤ Cas des ballons d'airs :

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

1<sup>er</sup> cas : élargissement brusque :

D'après l'**annexe 2** :  $k=0,99 \approx 1$

D'après la relation (III.30) :  $\Delta P_{S\ ball-entrée} = 0,002241\text{ bar}$

2<sup>ème</sup> cas : rétrécissement brusque :

D'après l'**annexe 2** :  $k=0,5$

D'après la relation (III.30) :  $\Delta P_{S\ ball-sortie} = 0,00112\text{ bar}$

La perte de charge du ballon d'air :  $\Delta P_{S\ ball} = 0,003361\text{ bar}$

Nombre de ballon dans l'unité : 3

Donc  $\Delta P_{S\ ball-tot(RFS\ 3500T)} = 0,010083\text{ bar}$



**IV-4-2-3- Les pertes de charges dans les sécheurs et les filtres (RFS 3500T) :**➤ Sécheur

D'après les tableaux **Annexe 3**

Sécheur utilisé : ATLAS COPCO FD 220

Perte de charge dans le filtre :

$$\Delta P_{\text{Sécheur}} = 0.12 \text{ bar}$$

Nombre de sécheurs : 3

$$\Delta P_{\text{tot-Sécheurs}} (\text{RFS 3500T}) = 0,36 \text{ bar}$$

➤ Filtre

D'après les tableaux **Annexe 3**

Filtres utilisés : ATLAS COPCO DD+ SERIES

Perte de charge dans le filtre :

$$\Delta P_{\text{Filtre}} = 0.17 \text{ bar}$$

Nombre de filtres : 3

$$\Delta P_{\text{tot-filtres}} (\text{RFS 3500T}) = 0,51 \text{ bar}$$

La pression que doit assurer le compresseur :

$$P_c = P_{ser} + \Delta P_{char} + \Delta P_{Filtre} + \Delta P_{secheur} + \Delta P_H$$

Donc :  $P_c = 8,25 \text{ bars}$

Les résultats de calcul indiquent que l'installation nécessite une pression minimale de 8,25 bars afin de garantir le bon fonctionnement de tous les équipements.

De la même façon nous allons calculer l'ensemble des pertes de charges des unités restantes. Les résultats obtenus sont inscrits dans le tableau ci-dessous :

Unité	Pertes de charges linéaires total [bar]	Pertes de charges singulières total [bar]	Pression de compression [bar]
<i>Silo 80000T</i>	0,43646	0,70761	8,14
<i>DOP</i>	0,227977	0,056496	7,28
<i>Energie</i>	0,513435	0,370951	7,88
<i>Sucre roux</i>	0,062408	0,29578	7,36
<i>Conditionnement sucre</i>	0,162196	0,359251	7,52
<i>RFS 3000T</i>	0,246585	1,201714	8,45

**Tableau III.2 :** les pertes de charges et les pressions de compressions des unités

**Remarque 1 :**

Les pertes de charges singulières inclus aussi les sècheurs et les filtres de l'installation.

$$\Delta P_s \text{ total} = \Delta P_{\text{Filtre}} + \Delta P_{\text{secheur}} + \Delta P_{\text{té}} + \Delta P_{\text{ballons}} + \Delta P_{\text{coudes}}$$

**Remarque 2 :**

On remarque que la pression de compression la plus élevée dans l'ancienne installation est celle de l'unité RFS 3000T qui est égal à **8,45** bars.

**IV-4-3-Calcul des pertes de charges de la nouvelle installation :**

Unité	Pertes de charges linéaires total [bar]	Pertes de charges singulières total [bar]	Pression de compression [bar]
<b>RFS 3500T</b>	0,25215	1,065833	8,32
<b>Silo 80000T</b>	0,511542	0,754729	8,27
<b>DOP</b>	0,25728	0,108138	7,37
<b>Energie</b>	0,604671	0,413487	8,02
<b>Sucre roux</b>	0,107374	0,304117	7,41
<b>Conditionnement sucre</b>	0,218766	0,394792	7,61
<b>RFS 3000T</b>	0,232099	1,233199	8,47

**Tableau III.3 :** les pertes de charges et les pressions de compressions des unités de la nouvelle installation

**Commentaire :**

Après avoir fini de calculer les pertes de charge de la nouvelle installation, nous avons remarqué une augmentation légère au niveau des pertes de charges qui s'explique par le fait que la tuyauterie de la nouvelle installation est légèrement plus longue comparé à l'ancienne. De ce fait on remarquera aussi que la pression de compression des compresseur ( $P_c$ ) a elle aussi augmenté, faite tout à fait explicable car cela permettra de compenser la hausse des pertes de charges pour pouvoir satisfaire la pression de service.

**IV-5-Conclusion :**

Dans le présent chapitre, nous avons en premier lieu pu calculer les débits d'aspirations et de refoulements de nos compresseurs, puis en deuxième lieu calculer les pertes de charges total (linéaires et singulières) de nos deux installations et ainsi pouvoir déterminer la pression

à laquelle nos compresseurs doivent travailler pour pouvoir satisfaire le débit et la pression exigées à l'entrée des unités.

Ces calculs nous ont permis aussi de pouvoir faire une comparaison entre nos différentes installations et ainsi pouvoir choisir la plus adéquate pour l'entreprise Cévital.

# **CHAPITRE V**

## **Calcul thermodynamique**

## V-1-Introduction :

La compression des gaz est un processus thermodynamique où le volume d'un gaz est réduit tout en augmentant sa pression et souvent sa température. Ce processus peut être effectué de manière isotherme, adiabatique, ou polytropique, selon les conditions spécifiques et les hypothèses faites sur le système.

Chaque type de compression présente des caractéristiques différentes en termes de travail nécessaire pour compresser le gaz, des changements de température et d'autres propriétés thermodynamiques. Ces processus sont importants dans de nombreux domaines, y compris l'ingénierie, où la compréhension des transformations de gaz est cruciale pour la conception et l'analyse des systèmes.

### V-1-1-Approche polytropique :

Une polytropique est une transformation thermodynamique dans laquelle la relation entre la pression  $P$  et le volume  $V$  d'un système peut être décrite par une équation de la forme :

$$Pv^n = \text{cste} \quad (\text{IV.1})$$

$k$  représente un indice polytropique qui peut prendre diverses valeurs en fonction du type de transformation examiné. On recourt fréquemment à cette relation pour représenter des processus réels tels que l'expansion ou la compression d'un gaz, notamment dans des situations où la chaleur peut être échangeable avec l'environnement.

Les polytropiques sont utiles en thermodynamique pour simplifier l'analyse des processus thermodynamiques en leur appliquant des modèles mathématiques qui approximent la réalité de manière pratique.

### A-Compression isotherme :

La compression isotherme se produit lorsque la température du gaz reste constante pendant tout le processus de compression. Cela nécessite un échange de chaleur avec un réservoir thermique pour maintenir la température constante. D'après la loi de Mariotte :

$$Pv = \text{cste}. \quad (\text{IV.2})$$

**B-Compression isentropique (Adiabatique) :**

Dans une compression adiabatique, il n'y a aucun échange de chaleur avec le milieu extérieure, ce qui signifie que la compression se fait rapidement et sans perte de chaleur. Cela entraîne une augmentation de la température et de la pression du gaz.

$$Pv^\gamma = Cste \quad (IV.3)$$

$$\text{Avec : } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

$\gamma$  dépend de l'atomicité du gaz (nombre d'atomes dans la molécule). D'après La relation de Laplace :

$$Tv^{(\gamma-1)} = Cste \quad (IV.4)$$

D'après les relations (IV.3) et (IV.4) Il est possible de déterminer la température de fin de compression par l'expression  $T_2$  :

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\gamma-1/\gamma} \quad (IV.5)$$

Au cours de cette évolution, le gaz de l'état 1 ( $P_1, v_1, T_1$ ) et amené à l'état 2 ( $P_2, v_2, T_2$ ).

**C-Compression polytropique :**

Une compression polytropique est une compression où la relation entre la pression et le volume du gaz est décrite par une équation de la forme

$$Pv^n = cste \quad (IV.6)$$

Donc :

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{n-1/n} \quad (IV.7)$$

Où  $k$  est l'indice polytropique tel que :  $1 < n < \gamma$  en fonction du degré de refroidissement.

Cette forme permet de modéliser des processus où la compression n'est ni isotherme ni adiabatique, mais où une certaine quantité de chaleur peut être échangée avec l'environnement. Un état polytropique se classe donc entre le cas isotherme et le cas adiabatique.

Le coefficient  $n$  se détermine d'après la relation suivante :

$$n = \frac{1}{1 - \left( \frac{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \right)} \quad (IV.8)$$

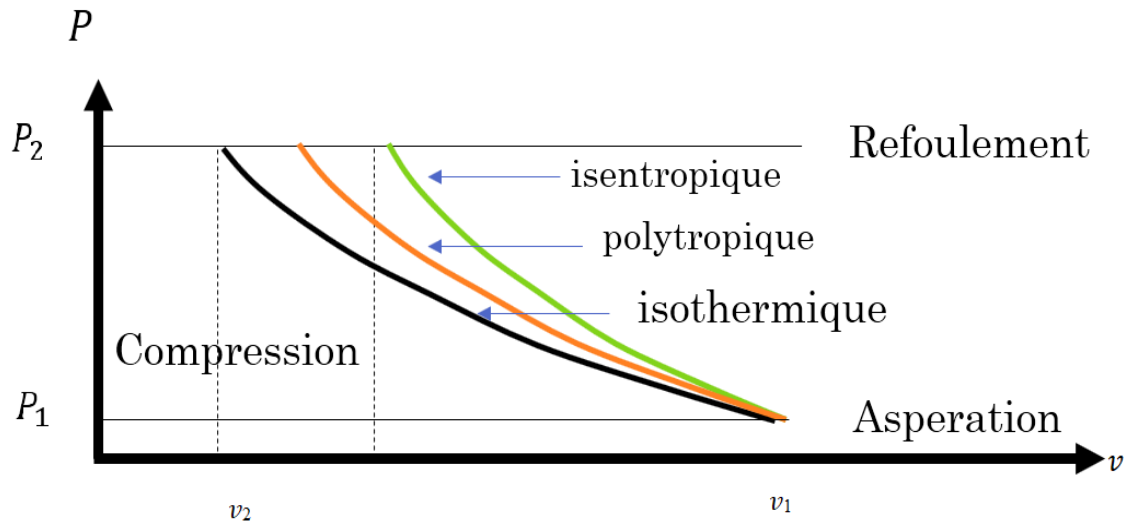


Figure V.1 : Evolution thermodynamique.

## V-2-Travail de compression :

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

$$Pv = mrT \quad (\text{IV.9})$$

Avec :

$P$  : pression absolue du gaz [Pa].

$v$  : volume occupé par la masse du gaz [ $\text{m}^3$ ].

$T$  : température absolue [K].

$r$  : constante massique du gaz parfait [J/kg.K].

$m$  : masse de l'air [kg].

### IV-2-1-Le travail théorique des compresseurs :

Le travail théorique d'un compresseur est le travail idéal nécessaire pour comprimer un fluide de l'état initial à l'état final, en supposant des conditions idéales où il n'y a aucune perte d'énergie sous forme de chaleur (processus adiabatique réversible).

Il est calculé en utilisant les principes de la thermodynamique des gaz parfaits ou d'autres modèles adaptés au type de processus (par exemple, isotherme, adiabatique, polytropique).



Le travail théorique est souvent exprimé comme une fonction des changements de pression et de volume du fluide pendant la compression.

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

$$W_{th} = -P_1 v_1 - \int_1^2 P dv + P_2 v_2 \quad (IV.10)$$

En faisant une intégration par partie :

$$\int_{v_1}^{v_2} P dv = P_2 v_2 - P_1 v_1 + \int_{P_1}^{P_2} v dP \quad (IV.11)$$

L'équation devient alors :

$$W_{th} = \int_1^2 v dP \quad (IV.12)$$

➤ Evolution isotherme :

$$Pv = rT = Cste \rightarrow v = \frac{rT}{P} = \frac{cste}{P} \quad (IV.13)$$

Donc :

$$W_{th} = rT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (IV.14)$$

➤ Evolution isentropique :

$$PV^\gamma = cste \quad (IV.15)$$

Le travail théorique  $W_{th}$  du cycle est alors égal à :

$$W_{th} = \frac{\gamma \cdot r}{(\gamma - 1)} [T_2 - T_1] = Cp [T_2 - T_1] = h_2 - h_1 \quad (IV.16)$$

➤ Evolution polytropique :

On a :

$$Pv^n = cste \quad (IV.17)$$

Le travail  $W_{th}$  devient alors :

$$W_{th} = \frac{n \cdot r}{(n - 1)} [T_2 - T_1] \quad (IV.18)$$

**V-2-2-Le travail réel des compresseurs :**

Le travail réel d'un compresseur est la quantité d'énergie réellement transférée au fluide lors du processus de compression. Il s'agit de la différence entre l'énergie entrante (énergie fournie au compresseur) et l'énergie sortante (énergie restituée par le compresseur après la compression).

Le travail réel d'un compresseur prend en compte les inefficiences et les pertes d'énergie qui se produisent réellement lors du processus de compression.

Il tient compte des pertes de chaleur, des frottements internes, des imperfections du processus de compression, ainsi que de l'énergie nécessaire pour surmonter ces inefficiences.

Contrairement au travail théorique, le travail réel est généralement inférieur en magnitude en raison des pertes d'énergie qui se produisent inévitablement dans tout système réel.

L'expression du travail réel est donnée comme suit :

$$W_r = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} \quad (IV.19)$$

Où :  $\eta_{eff}$  est le rendement effectif

**V-2-3-Le rendement effectif :**

Le rendement effectif d'un compresseur, aussi appelé efficacité ou rendement isentropique, mesure la performance réelle du compresseur par rapport à son rendement idéal théorique. En d'autres termes, il indique à quel point le compresseur est efficace pour comprimer un gaz sans perdre d'énergie sous forme de chaleur ou de frottements excessifs.

Le rendement effectif peut alors s'exprimer comme suit :

$$\eta_{eff} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (IV.20)$$

Avec :

$\eta_i$  : Rendement isentropique qui caractérise la compression réelle du fluide par rapport à la compression théorique.

$\eta_m$  : Rendement mécanique qui est le rapport de la puissance indiquée à la puissance effective fournie sur l'arbre du compresseur.

Ces données ne sont fournies que par le constructeur, dans ce cas pour calculer le rendement effectif du compresseur on utilise la loi empirique suivante :

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004(\tau - 5)^2 - \frac{0.5}{(\tau - 0.3)} \quad (IV.21)$$

Avec :

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

#### V-2-4-La puissance du compresseur :

La puissance du compresseur ( $\dot{W}_c$ ) désigne la quantité d'énergie nécessaire pour faire fonctionner le compresseur et comprimer le fluide (gaz ou liquide) à la pression désirée. Cette puissance est principalement déterminée par la charge de travail imposée au compresseur et par les caractéristiques spécifiques de son fonctionnement.

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

$$\dot{W}_c = Q_m \cdot W_r \quad (IV.22)$$

#### V-2-5-La puissance du moteur d'entraînement :

##### A- la perte mécanique :

Les pertes mécaniques dans un compresseur désignent la quantité d'énergie perdue pendant le processus de compression du fluide. Ces pertes réduisent l'efficacité globale du compresseur en diminuant la quantité d'énergie disponible pour comprimer efficacement le gaz.

Dans notre cas on estimera que ces pertes sont des pertes mécaniques due au frottement ainsi que l'énergie perdu sous forme de chaleur (effet joule).

L'équation empirique suivante nous permet de calculer approximativement les pertes dans le compresseur

$$P_m = (\dot{W}_c)^{0.4} \quad (IV.23)$$

**B- La puissance utile :**

La puissance utile d'un compresseur ( $\dot{W}_u$ ) se réfère à la partie de la puissance d'entrée qui est réellement utilisée pour comprimer le fluide. C'est l'énergie mécanique qui est effectivement transférée au gaz comprimé pour augmenter sa pression.

$$\dot{W}_u = \dot{W}_c + P_m \quad (\text{IV.24})$$

**V-3-Application :****V-3-1-calcul des caractéristiques des compresseurs de l'ancienne installation :**

Pour les calculs ci-dessous nous avons pris les températures relevées à la sortie de la vis de compression qui sont les températures avant l'entrée du système de refroidissement (voir **figure II-6**).

Les différentes pressions et températures de sont représentées dans le tableau 2 de **l'annexe 1**.

**V-3-1-1-Calcul du coefficient polytropique :**

D'après la relation (IV.8) :

Unité	Compresseur	Coefficient polytropique (n)
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	1,115
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	1,1126
<b>DOP</b>	GA55+FF	1,1094
<b>Energie</b>	L37-13A	1,1015
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	1,1002
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	1,1091
	GA160	1,1176
	L110-10A	1,1074
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	1,1073
	L110-10A	1,1025
	GA110+	1,1057

**Tableau V.1 : coefficient polytropique**

**Commentaire :**

On remarquera que le coefficient polytropique est relativement bas, en terme plus technique notre système est proche d'une isotherme. Cela s'explique par le fait que nos compresseurs sont trop bien refroidis, car comme mentionnée ci-dessus se sont des compresseurs à vis lubrifier, l'huile joue le rôle du lubrificateur et du refroidisseur en même temps. (Voir figure II.6)

**V-3-1-2-calcul du travail théorique de chaque compresseur :**

D'après la relation (IV.18) :

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Travail théorique (W<sub>th</sub>) [kJ/kg]</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	200,4
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	198,59
<b>DOP</b>	GA55+FF	186,33
<b>Energie</b>	L37-13A	193,26
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	186,02
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	189,66
	GA160	191,01
	L110-10A	189,39
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	201,55
	L110-10A	200,7
	GA110+	201,27

**Tableau V.2 :** travail théorique des compresseurs

## V-3-1-3- calcul du travail réel de chaque compresseur :

D'après la relation (IV.19) :

Unité	Compresseur	Travail réel (Wr) [kJ/kg]
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	287,62
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	284,25
<b>DOP</b>	GA55+FF	263,07
<b>Energie</b>	L37-13A	275,19
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	262,85
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	268,52
	GA160	270,42
	L110-10A	268,14
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	299,76
	L110-10A	289,52
	GA110+	290,34

Tableau V.3 : travail réel des compresseurs.

**V-3-1-4-calcul du rendement effectif de chaque compresseur :**

D'après la relation (IV.21) :

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Taux de compression (<math>\tau</math>)</b>	<b>Rendement effectif</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	8,1421	0,6968
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	8,0336	0,6985
<b>DOP</b>	GA55+FF	7,1848	0,7083
<b>Energie</b>	L37-13A	7,777	0,7023
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	7,2638	0,7077
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	7,4217	0,7063
	GA160	7,4217	0,7063
	L110-10A	7,4217	0,7063
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	8,3395	0,6932
	L110-10A	8,3395	0,6932
	GA110+	8,3395	0,6932

**Tableau V.4 : Rendement effectif des compresseurs.**

**V-3-1-5-calcul de la puissance de chaque compresseur :**

D'après la relation (IV.22) :

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Puissance (<math>\dot{W}_c</math>) [kW]</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	89,996
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	34,707
<b>DOP</b>	GA55+FF	54,377
<b>Energie</b>	L37-13A	33,628
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	26,18
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	111,676
	GA160	154,222
	L110-10A	98,915
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	25,79
	L110-10A	106,805
	GA110+	120,754

**Tableau V.5 :** puissance des compresseurs.



**V-3-1-6-Calcul de la puissance utile de chaque compresseur :**

D'après les relations (IV.23) et (IV.24) :

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Perte mécanique (P<sub>m</sub>) [kW]</b>	<b>Puissance utile (W<sub>u</sub>) [kW]</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	6,0491	96,0451
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	4,132	38,839
<b>DOP</b>	GA55+FF	4,945	59,3216
<b>Energie</b>	L37-13A	4,0802	37,708
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	3,6914	29,8717
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	6,5945	118,2709
	GA160	7,5034	161,7253
	L110-10A	6,2821	105,1972
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	3,6693	29,4593
	L110-10A	6,4779	113,2825
	GA110+	6,8039	127,5582

**Tableau V.6 :** puissance utile des compresseurs.

## V-3-1-7-Calcul et interprétation des résultats :

Unité	Compresseur	Puissance utile ( $\dot{W}_u$ ) [kW] (ancienne installation)	Données du constructeur [kW]	Différence [kW]
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	96,0451	110	13,95
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	38,839	37	-1,84
<b>DOP</b>	GA55+FF	59,3216	55	-4,3216
<b>Energie</b>	L37-13A	37,708	37	-0,708
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	29,8717	37	7,13
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	118,2709	121	2,73
	GA160	161,7253	172	10,27
	L110-10A	105,1972	110	4,80
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	29,4593	37	7,54
	L110-10A	113,2825	110	-3,28
	GA110+	127,5582	121	-6,56

Tableau V.7 : Tableau de comparaison des résultats

**Commentaire :**

En comparant nos résultats avec ceux du constructeur, nous avons pu constater que la plupart de nos résultats concordent et sont assez proche, pour d'autre on remarquera des écarts relativement conséquent (max -14 kW). Ces écarts sont principalement dus aux différences des conditions de l'air comprimé (température, pression), à l'inexactitude de nos données et aussi à un léger surdimensionnement de notre installation.

Dans l'ensemble on pourra dire que nos calculs sont acceptables et qu'ils peuvent être pris en considération chez l'entreprise Cévital.

**V-3-2-calcul des caractéristiques des compresseurs de la nouvelle installation :**

Pour les calculs à suivre, nous avons modifié les pressions de compressions ( $P_c$ ). On a pris la pression de compression la plus élevée qu'on a calculé sur la nouvelle installation, puis nous l'avons fixé comme la nouvelle pression de service à l'entrée de la boucle en gardant les mêmes températures. Voir le tableau 4 **annexe 1**.

**V-3-2-1-Calcul du coefficient polytropique :**

D'après la relation (IV.8) :

Unité	Compresseur	Coefficient polytropique (n)
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	1,1058
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	1,1034
<b>DOP</b>	GA55+FF	1,0991
<b>Energie</b>	L37-13A	1,0929
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	1,091
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	1,0993
	GA160	1,1069
	L110-10A	1,0978
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	1,099
	L110-10A	1,0946
	GA110+	1,0975

**Tableau V.8 :** coefficient polytropique

**Commentaire :**

On remarquera que les coefficients polytropique ont légèrement baissé dans la nouvelle installation, cela est dû à l'augmentation de la pression de compression vu que ce dernier est déterminé à la fois par la pression est la température de compression.

## V-3-2-2-calcul du travail théorique de chaque compresseur :

D'après la relation (IV.18) :

Unité	Compresseur	Travail théorique (W <sub>th</sub> ) [kJ/kg]
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	216,07
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	214,38
<b>DOP</b>	GA55+FF	203,71
<b>Energie</b>	L37-13A	209,37
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	203,11
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	206,56
	GA160	208,02
	L110-10A	206,26
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	216,79
	L110-10A	215,87
	GA110+	216,49

Tableau V.9 : travail théorique des compresseurs

**V-3-2-3-calcul du travail réel de chaque compresseur :**

D'après la relation (IV.19) :

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Travail réel (Wr) [kJ/kg]</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	326,48
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	322,31
<b>DOP</b>	GA55+FF	296,45
<b>Energie</b>	L37-13A	311,34
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	296,37
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	303,01
	GA160	305,16
	L110-10A	302,58
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	330,71
	L110-10A	329,31
	GA110+	330,25

**Tableau V.10** : travail réel des compresseurs.

**V-3-2-4-calcul du rendement effectif de chaque compresseur :**

D'après la relation (IV.21) :

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Taux de compression (<math>\tau</math>)</b>	<b>Rendement effectif</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	9,5929	0,6618
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	9,4843	0,6651
<b>DOP</b>	GA55+FF	8,6356	0,6871
<b>Energie</b>	L37-13A	9,2277	0,6725
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	8,7145	0,6854
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	8,8724	0,6817
	GA160	8,8724	0,6817
	L110-10A	8,8724	0,6817
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	9,7903	0,6555
	L110-10A	9,7903	0,6555
	GA110+	9,7903	0,6555

**Tableau V.11** : Rendement effectif des compresseurs.

## V-3-2-5-calcul de la puissance de chaque compresseur :

D'après la relation (IV.22) :

Unité	Compresseur	Puissance ( $\dot{W}_c$ ) [kW]
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	102,155
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	39,355
<b>DOP</b>	GA55+FF	61,277
<b>Energie</b>	L37-13A	38,045
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	29,515
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	126,021
	GA160	174,031
	L110-10A	111,623
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	29,334
	L110-10A	121,483
	GA110+	137,35

Tableau V.12 : puissance des compresseurs

**V-3-2-6-Calcul de la puissance utile de chaque compresseur :**

D'après les relations (IV.23) et (IV.24) :

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Perte mécanique (P<sub>m</sub>) [kW]</b>	<b>Puissance utile (W<sub>u</sub>) [kW]</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	6,3636	108,5184
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	4,3451	43,6996
<b>DOP</b>	GA55+FF	5,187	66,4639
<b>Energie</b>	L37-13A	4,2867	42,3321
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	3,8727	33,3879
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	6,9211	132,9421
	GA160	7,875	181,9064
	L110-10A	6,5932	118,2138
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	3,8632	33,1975
	L110-10A	6,8203	128,3031
	GA110+	7,1636	144,5131

**Tableau V.13 :** puissance utile des compresseurs



## V-3-2-7-Discussion et interprétation des résultats :

Unité	Compresseur	Puissance utile ( $\dot{W}_u$ ) [kW] (nouvelle installation)	Données du constructeur [kW]	Différence [kW]
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	108,5184	110	1,4816
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	43,6996	37	-6,6996
<b>DOP</b>	GA55+FF	66,4639	55	-11,4639
<b>Energie</b>	L37-13A	42,3321	37	-5,3321
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	33,3879	37	3,6121
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	132,9421	121	-11,9421
	GA160	181,9064	172	-9,9064
	L110-10A	118,2138	110	-8,2138
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	33,1975	37	3,8025
	L110-10A	128,3031	110	-18,3031
	GA110+	144,5131	121	-23,5131

Tableau V.14 : Tableau de comparaison des résultats

**Commentaire :**

On constate d'après le tableau ci-dessus que le pourcentage d'erreur est relativement élevé par rapport aux taux d'erreur dans l'ancienne installation, cette hausse peut être expliquée par le fait que les compresseurs effectuent un travail très élevé pour pouvoir satisfaire les exigences des unités en termes de pression et de débit dans la nouvelle installation et par ce fait leur consommation en électricité a augmenté.

## Conclusion Générale

Notre travail a essentiellement consisté en la détermination de la pression de refoulement des compresseurs équipant les stations de production d'air comprimé pour garantir la pression de service de 7 bars requise à l'entrée de chaque unité de production.

Pour se faire un travail consistant de calcul de pertes de charges dans toute leur diversité a été mené.

Une première étude a été menée sur le circuit existant. Une modification fondamentale de ce circuit suggérée avec beaucoup d'intérêt par les responsables de l'entreprise a été réfléchi et étudiée. Cette dernière consiste à centraliser la production d'air comprimé au niveau de tout le complexe, en jumelant et en fédérant les moyens actuels, afin d'éviter des arrêts et des perturbations répétitifs, dommageables.

Grâce à nos calculs et à notre dimensionnement, nous avons aussi pu établir les paramètres optimaux pour le fonctionnement de l'installation, nous permettant ainsi de calculer la consommation probable de nos compresseurs en termes d'énergie électrique.

Ce projet nous a également permis d'approfondir nos connaissances en matière de gestion énergétique et de maîtrise des processus industriels, en nous confrontant à des défis concrets et en appliquant des solutions techniques adaptées.

Enfin, cette expérience nous a non seulement enrichis sur le plan technique, mais elle a également renforcé notre capacité à mener des études de projet complexes, tout en mettant en lumière l'importance cruciale de l'efficacité énergétique dans les environnements industriels modernes

## Références Bibliographiques

1. Daniel Launay Export Manager pour la compagnie Prevost, société spécialisée dans la connexion, le traitement et le transport de l'air comprimé
2. KELLOU SOUHILA et SAHKI KAHINA mémoire de fin d'étude Etude et dimensionnement d'une installation de production d'air comprimé- laiterie SOUMMAM – AKBOU, BEJAIA
3. Benaïssa Feriel et Babkar Islam, Mémoire fin d'étude : Etude et dimensionnement d'une centrale de production d'air comprimé – CO.G.B «La Belle » Bejaia
4. CHABANA Laala et CHABANA Lounas, Mémoire de fin d'étude : Etude de l'installation de l'air comprimé au niveau de silo 80000 tonnes à CEVITAL-Bejaïa.
5. Kenouhe Massinissa et Ait Aldjet Rachid, Mémoire fin d'étude « étude et automatisation d'une installation de production d'air comprimé COGB » Année 2009.
6. Thierry DESTOOP, compresseur volumétrique, technique de l'ingénieur, MINES École PARIS technologie
7. Atlas Copco Stationary Air Compressor, User manual for Elektronikon I and II regulators
8. BERNARD GOURMELEN et JEAN-FRANÇOIE LEONE, air comprimé dans l'industrie, technique de l'ingénieur, référence BM4.130.

Hydro-Qubec, Guide technique « système de compression et de réfrigération », 19

# **ANNEXES**

**Annexe 1 : Tableaux récapitulatif des différents débits, températures et pressions calculés :**

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Température de refoulement <math>T_{ref}</math> [k]</b>	<b>Pression de refoulement <math>P_{ref}</math> [bar]</b>	<b>Débit d'aspiration <math>Q_{v,asp}</math> [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>Débit de refoulement <math>Q_{v,ref}</math> [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>Débit massique <math>Q_m</math>[kg/h]</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10A	306,15	7,6	951,56	130,27	1126,38
	L110-10A	306,15	7,6	951,56	130,27	1126,38
	L110-10A	306,15	7,6	951,56	130,27	1126,38
<b>SILO 80000T</b>	L37-10A	308,15	8	371,59	48,64	439,62
	L37-10A	308,15	8	371,59	48,64	439,62
<b>DOP</b>	GA55+FF	303,15	7,5	628,75	86,7	744,27
	GA55+FF	303,15	7,5	628,75	86,7	744,27
<b>ENERGIE</b>	L37-13A	306,15	7,4	371,59	52,25	439,86
	L37-13A	306,15	7,4	371,59	52,25	439,86

<b>SUCRE ROUX</b>	D37H-10A	306,15	7,2	302,93	43,78	358,59
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	308,15	7,5	1264,73	176,6	1497,09
	GA 160	308,15	7,5	1734,49	242,19	2053,15
	L110-10A	308,15	7,5	1122	156,67	1328,13
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	304,15	7,6	269,81	36,7	319,38
	L110-10A	309,15	8,5	1121,99	138,68	1328,13
	L110-10A	309,15	8,5	1121,99	138,68	1328,13
	GA110+	307,15	8,2	1264,73	161	1497,09

**Tableau 1**

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Température [k]</b>	<b>Pression [bar]</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	370,15	8,25
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	368,15	8,14
<b>DOP</b>	GA55+FF	362,15	7,28
<b>Energie</b>	L37-13A	360,15	7,88
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	357,15	7,36
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	363,15	7,52
	GA160	368,15	7,52
	L110-10A	362,15	7,52
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	366,15	8,45
<b>RFS 3000T</b>	L110-10A	363,15	8,45
	GA110+	365,15	8,45

**Tableau 2** : températures et pressions de compression de l'ancienne installation

<b>Unité</b>	<b>Compresseur</b>	<b>Température de compression [k]</b>	<b>Pression de compression [bar]</b>
<b>RFS 3500T</b>	L110-10	370,15	8,32
<b>Silo 80000T</b>	L37-10A	368,15	8,27
<b>DOP</b>	GA55+FF	362,15	7,37
<b>Energie</b>	L37-13A	360,15	8,02
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	357,15	7,41
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	GA110+	363,15	7,61
	GA160	368,15	7,61
	L110-10A	362,15	7,61
<b>RFS 3000T</b>	L37-13A	366,15	8,47
	L110-10A	363,15	8,47
	GA110+	365,15	8,47

**Tableau 3** : températures et pressions de compression de la nouvelle installation



<b>Unité</b>	<b>Pression [bar]</b>
<b>RFS 3500T</b>	9,72
<b>Silo 80000T</b>	9,61
<b>DOP</b>	8,75
<b>Energie</b>	9,35
<b>Sucre roux</b>	8,83
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	8,99
<b>RFS 3000T</b>	9,92

**Tableau 4** : Pression de compression à l'entrée de la rampe

## Annexe 2 :

### Le cas des coudes

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

$A_1$  est exprimé en fonction de  $\delta^0$

$R_0/D_0$	0,5 — 1,0	>1
$B_1$	$\frac{0.21}{\left(\frac{R_0}{D_0}\right)^{2.5}}$	$\frac{0.21}{\sqrt{\frac{R_0}{D_0}}}$

$B_1$  est exprimé en fonction de  $R_0/D_0$

$\frac{a_0}{b_0}$	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8
$C_1$	1,30	1,17	1,09	1,00	0,90	0,85	0,85	0,90	0,95	0,98	1,00	1,00

$C_1$  est exprimé en fonction de  $a_0/b_0$

$\Delta'$	$R_0/D_0$										
	0.5-0.55					0.55-1.5					
	Re										
	$3.10^3 - 4.10^4$		$> 4.10^4$			$3.10^3 - 4.10^4$		$4.10^4 - 2.10$		$> 4.10^5$	
	$k_{Re}$	$k_{\Delta}$	$k_{Re}$	$k_{\Delta}$	$k_{Re}$	$k_{\Delta}$	$k_{Re}$	$k_{\Delta}$	$k_{Re}$	$k_{\Delta}$	
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	$\approx 1.5$		$64\lambda_{Re}$	1.0	$64\lambda_{Re}$	$\approx 2.0$	1.0	$\approx 2.0$

**Tableau 1** : calcul des coefficients des pertes de charges des coudes

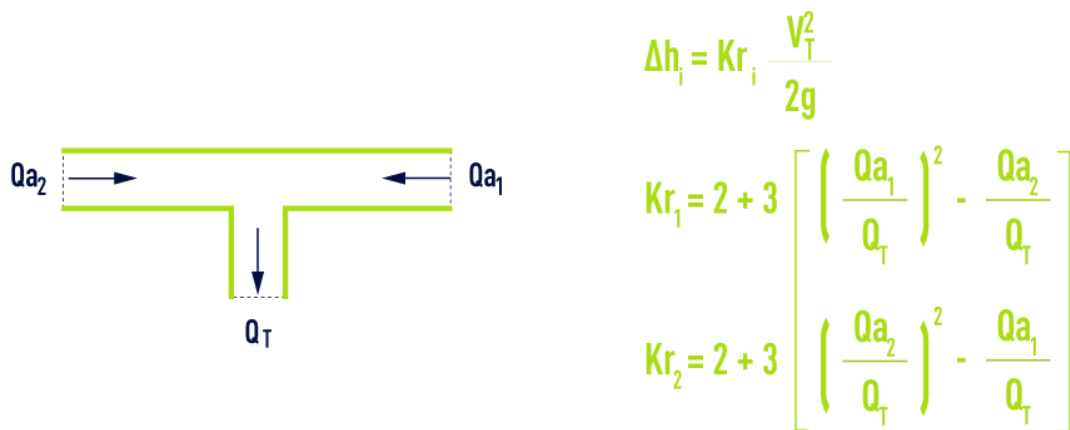
DN	D1	R	Poids					
			Ép. 1,6 mm	Ép. 2 mm	Ép. 3 mm	Ép. 4 mm	Ép. 5 mm	Ép. 6 mm
8	13,5	20	0,020					
10	17,2	25	0,024					
15	21,3	28	0,030	0,042				
		38	0,044	0,058				
20	26,9	28,5	0,050	0,056				
25	33,7	38	0,080	0,095	0,138			
32	42,4	47,6	0,120	0,151	0,221			
40	48,3	57,1	0,170	0,208	0,305			
50	60,3	76,2	0,280	0,349	0,515			
65	76,1	96		0,559	0,828			
80	88,9	114,5		0,782	1,160	1,529		
100	114,3	152,5		1,347	2,002	2,645		
125	139,7	191		2,068	3,079	4,076		
150	168,3	229		2,994	4,464	5,917		
200	219,1	305		5,206	7,773	10,317		
250	273,0	381		8,118	12,132	16,117		
300	323,9	457		11,566	17,296	22,989		
350	355,6	534			22,206	29,525		
400	406,4	610			29,022	38,600		
450	457,2	686			36,747	48,889		
500	508,0	762			45,384	60,392		
600	609,6	914			65,389	87,041		
700	711,2	1070				118,993	148,530	177,984
800	812,8	1220				155,165	193,717	232,173
900	914,4	1372				196,418	245,252	293,979

**Tableau 2** : diamètres et rayons des coudes.

Le cas des tés

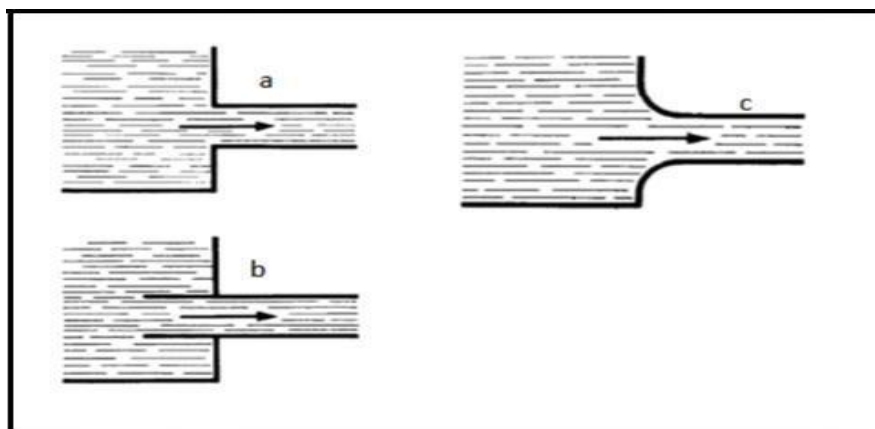
Désignation	Schéma	Repère	k
Té-départ		A	0.25
		B	1.5
Té-amenée		A	0.5
		B	2
Té-séparation		A	3
		B	3

**Tableau 3** : les différents coefficients des pertes de charges au niveau des coudes et des Tés



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

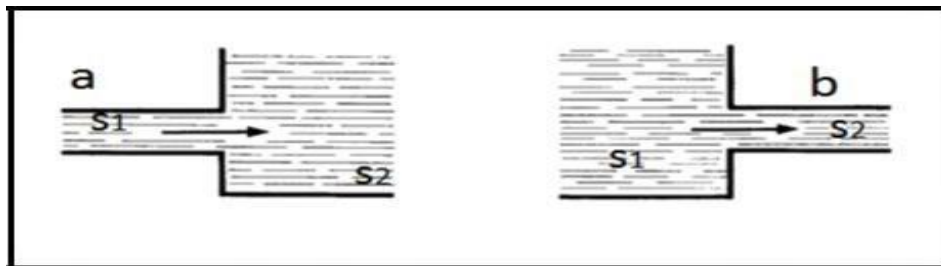
Le cas des ballons d'air (réservoir)



**Figure 2** : Différents branchements sur un réservoir.

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

**Tableau 4**



**Figure 3 : Elargissement brusque et rétrécissement brusque.**

Pour « a » :

$$K = \left(1 - \frac{s_2}{s_1}\right)^2$$

Pour « b » :

<b>S2/S1</b>	0.01	0.10	0.20	0.30	0.40	0.60	0.80
<b>K</b>	0.50	0.47	0.44	0.38	0.34	0.25	0.15

**Tableau 5**

## Annexe 3 : caractéristiques des compresseurs :

### Série L de CompAir – Caractéristiques techniques

Vitesse fixe L90 – L132

Modèle de compresseur	Pression nominale [bar eff]	Moteur d'entraînement [kW]	Débit d'air <sup>1)</sup> [m³/min]		Niveau sonore <sup>2)</sup> [dB(A)]	Poids [kg]	Dimensions L x l x H [mm]
			7,5	10			
L90	7,5	90	18,16	13,52	73	2447	2290 x 1327 x 2039
	10		15,51				
	13		13,52				
L110	7,5	110	21,60	16,47	75	2532	2290 x 1327 x 2039
	10		18,85				
	13		16,47				
L132	7,5	132	24,79	18,70	76	2764	2290 x 1327 x 2039
	10		21,51				
	13		18,70				

### Série L de CompAir - Caractéristiques techniques

Vitesse fixe L30 – L45

Modèle de compresseur	Pression nominale [bar eff]	Puissance [kW]	Débit d'air <sup>1)</sup> [m³/min]		Niveau sonore <sup>2)</sup> [dB(A)]	Poids [kg]	Dimensions L x l x H [mm]
			7,5	10			
L30	7,5	30	5,75	4,27	67	887	1722 x 920 x 1659
	10	30	5,01		67	887	1722 x 920 x 1659
	13	30	4,27		67	887	1722 x 920 x 1659
L37	7,5	37	7,00	5,30	68	912	1722 x 920 x 1659
	10	37	6,17		68	912	1722 x 920 x 1659
	13	37	5,30		68	912	1722 x 920 x 1659
L45	7,5	45	8,00	6,11	69	953	1722 x 920 x 1659
	10	45	7,00		69	953	1722 x 920 x 1659
	13	45	6,11		69	953	1722 x 920 x 1659

### CompAir DH – Caractéristiques techniques

Vitesse Fixe – Refroidissement par air ou par eau

Modèle de compresseur	Type de refroidissement	Puissance du moteur [kW]	Pression de fonctionnement [bar eff]		Débit [m³/min]		Dimensions L x l x H [mm]	Niveau sonore [dB(A)]**	Poids [kg]
			8	10	8 bar eff*	10 bar eff*			
D15H	Air	15	8	10	2,30	1,80	1309 x 848 x 1612	68	672
	Eau							65	624
D22H	Air	22	8	10	3,50	2,89	1309 x 848 x 1612	68	691
	Eau							65	643
D37H	Air	37	8	10	5,86	5,04	1686 x 886 x 1657	71	960
	Eau							61	860

# Technical specifications

## GA 90+ - 160 (60 Hz)

TYPE	Maximum working pressure				Capacity FAD (1)			Installed motor power	Noise level (2)	Weight			
	Standard		Full Feature (3)		Standard / Full Feature (3)					Standard		Full Feature (3)	
	bar(e)	psig	bar(e)	psig	l/s	m <sup>3</sup> /min	cfm			kg	lb	kg	lb
GA 90+ - 75 psi	5.5	80	5.3	77	316	19.0	670	125	76	3100	6834	3450	7606
GA 90+ - 100 psi	7.4	107	7.2	104	303	18.2	642			3100	6834	3450	7606
GA 90+ - 125 psi	9.1	132	8.9	129	271	16.3	574			3100	6834	3450	7606
GA 90+ - 150 psi	10.9	158	10.7	155	243	14.6	515			3100	6834	3450	7606
GA 110 - 75 psi	5.5	80	5.3	77	425	25.5	901	150	77	2600	5732	3050	6724
GA 110 - 100 psi	7.4	107	7.2	104	372	22.3	788			2600	5732	3050	6724
GA 110 - 125 psi	9.1	132	8.9	129	333	20.0	706			2600	5732	3050	6724
GA 110 - 150 psi	10.9	158	10.7	155	298	17.9	631			2600	5732	3050	6724
GA 132 - 75 psi	5.5	80	5.3	77	505	30.3	1070	175	77	2700	5952	3150	6945
GA 132 - 100 psi	7.4	107	7.2	104	446	26.8	945			2700	5952	3150	6945
GA 132 - 125 psi	9.1	132	8.9	129	400	24.0	848			2700	5952	3150	6945
GA 132 - 150 psi	10.9	158	10.7	155	354	21.2	750			2700	5952	3150	6945
GA 160 - 100 psi	7.4	107	7.2	104	529	31.7	1121	215	78	2900	6393	3250	7165
GA 160 - 125 psi	9.1	132	8.9	129	480	28.8	1017			2900	6393	3250	7165
GA 160 - 150 psi	10.9	158	10.7	155	439	26.3	930			2900	6393	3250	7165

## **Résumé**

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

Le but de cette étude est de faire une comparaison entre la nouvelle et l'ancienne installation afin de déterminer la plus efficace à élaborer, en 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 afin de déterminer leur consommation en énergie électrique.

**Mots clés : Compresseurs, Moteurs électriques, Perte de charge, Vanne, coudes, Ballon d'air.**

## **Abstract**

Our work was conducted following a practical internship at the Cévital complex in Béjaïa. It involved studying the dimensioning of the compressed air production and distribution system.

The aim of this study was to compare between the new and the old installation to determine the most efficient approach. This began with initial research, followed by calculating the total flow rate and the pressure losses within the installation. In other words, our goal was to determine the compressor discharge pressure. Additionally, we focused on analyzing compressor performance, including a thermodynamic study of screw compressors to assess their electrical energy consumption.

**Key words: Compressors, Electric motors, pressure loss, Gates, Elbows, Air balloon.**