

**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 : Energétique

Par :

**Dahmani Mathilde**

**Dris Lydia**

## **Thème**

---

**Optimisation du circuit d'air comprimé dans l'unité de conditionnement de sucre**

**CEVITAL-Bejaia**

---

Soutenu le 25/06/2025 devant le jury composé de :

M. M'HAMDI Mohammed Salah	Président
M. SAHI Adel	Rapporteur
M. HAMCI Nadjib	Examineur

**Année Universitaire 2024-2025**

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Populaire et Démocratique Algérienne République

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



جامعة بجاية  
Tasdawit n Bgayet  
Université de Béjaïa

## Déclaration sur l'honneur

### Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020(\*)  
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : Dahmani

Prénom : Mathilde

Matricule : 202033003192

Spécialité et/ou Option : Energétique

Département : Génie mécanique

Faculté : Technologie

Année universitaire : 2024/2025

Et chargé de préparer un mémoire de : Master

Intitulé: Optimisation du circuit d'air comprimé dans l'unité de conditionnement de sucre.

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

03./07./2025

Signature de l'intéressé

(\*) Lu et approuvé





**Déclaration sur l'honneur**  
**Engagement pour respecter les règles d'authenticité**  
**scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche**

*Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020 (\*)  
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat*

Je soussigné,

Nom : Dris  
Prénom : Lydia  
Matricule : 202033003092  
Spécialité et/ou Option : Energétique  
Département : Génie mécanique  
Faculté : Technologie  
Année universitaire : 2024/2025

Et chargé de préparer un mémoire de : Master

Intitulé: Optimisation du circuit d'air comprimé dans l'unité de conditionnement de sucre .

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques,  
et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans  
l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

09.07.2025

Signature de l'intéressé

(\*) Lu et approuvé

.....



**Déclaration sur l'honneur**  
**Engagement pour respecter les règles d'authenticité**  
**scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche**

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020(\*)  
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : Dahmani  
Prénom : Mathilde  
Matricule : 202033003192  
Spécialité et/ou Option : Energétique  
Département : Génie mécanique  
Faculté : Technologie  
Année universitaire : 2024/2025

Et chargé de préparer un mémoire de : Master

Intitulé: Optimisation du circuit d'air comprimé dans l'unité de conditionnement de sucre.

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

...../...../.....

Signature de l'intéressé

(\*) Lu et approuvé

.....



**Déclaration sur l'honneur**  
**Engagement pour respecter les règles d'authenticité**  
**scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche**

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020(\*)  
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : Dris  
Prénom : Lydia  
Matricule : 202033003092  
Spécialité et/ou Option : Energétique  
Département : Génie mécanique  
Faculté : Technologie  
Année universitaire : 2024/2025

Et chargé de préparer un mémoire de : Master

Intitulé: Optimisation du circuit d'air comprimé dans l'unité de conditionnement de sucre .

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques,  
et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans  
l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

...../...../.....

Signature de l'intéressé

(\*) Lu et approuvé

.....

---

(\*) Arrêté ministériel disponible sur le site [www.univ-bejaia.dz/formation](http://www.univ-bejaia.dz/formation) (rubrique textes règlementaires)



## Remerciements

*On remercie tout d'abord Allah, le tout puissant, pour nous avoir donné le courage, la volonté et la patience pour ce modeste travail.*

*On tient à exprimer nos remerciements à :*

*Notre encadrant Mr SAHI Adel pour sa confiance et ses conseils et orientation tout au long de ce projet.*

*Notre encadrant Mr Mebrouk Kamel pour sa confiance, son encadrement et les opportunités qu'il nous a offertes dans l'entreprise.*

*A Mr Beddar Yacine pour son aide, ses efforts et sa disponibilité*

*A Mr. M'HAMDI pour son soutien morale et ses encouragements.*

*A Mr BESNLIMANE pour ses précieux conseils et ses encouragements.*

*A tous nos enseignants du département génie mécanique pour leurs enseignements.*

*L'équipe UMO a Cevital.*

*On tient à remercier les membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail, ainsi leur temps précieux.*

*On désire à manifester nos gratitude à nos familles, qui ont partagé avec nous ce chemin et ont su nous soutenir dans les moments difficiles.*

*D.Lydia/D.Mathilde*

## Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mon père, dont ton absence me blesse chaque jour. Tu n'es plus là, mais tu restes toujours dans mon cœur guidant chacun de mes choix et mes pas.*

*À ma mère, pour ses prières silencieuses, son amour inconditionnel, et tous les sacrifices qu'elle a portés sans jamais se plaindre.*

*À mes frères bien-aimés, Jugurtha et Micipsa, qui ont toujours mes piliers, mes forces invisibles.*

*À ma consœur Sarah.*

*À ma confidente Lydia, lumière de mon quotidien.*

*À mes copines, mes amis, présents à chaque moment.*

*Et à une personne très chère, qui saura se reconnaître en lisant ces lignes...*

*Tu comptes plus que les mots ne peuvent le dire.*

***D.Mathilde***

## Dédicaces

*À travers ces pages, je souhaite honorer*

*À mon père, ton absence a laissé un silence que j'apprends chaque jour à habiter.  
Si ces pages pouvaient parler, elles diraient toute la fierté que j'aurais voulu lire  
dans tes yeux.*

*À ma mère, toi qui as su être deux parents en un, mon premier refuge et ma plus  
douce lumière.*

*À mes frères et ma sœur, merci d'avoir cru à moi.*

*À ma compagne de recherche Mathilde, et mes amies.*

*Et à toi, qui as su me rappeler que même après l'orage, le soleil se lève toujours.*

***D. Lydia***



# Sommaire

<b>Remerciements .....</b>	<b>i</b>
<b>Dédicaces .....</b>	<b>ii</b>
<b>Sommaire .....</b>	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>vi</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>vii</b>
<b>NOMENCLATURE .....</b>	<b>ix</b>
<b>Introduction Générale.....</b>	<b>1</b>
<b>Notion de base sur l'air comprimé.....</b>	<b>3</b>
I.1. Introduction .....	3
I.2. Présentation de l'entreprise .....	3
I.3. Notion de l'air .....	4
I.4. Air comprimé .....	4
I.5. Qualité et classification de l'air comprimé.....	4
I.6. Principe de la compression.....	5
I.7. Choix du compresseur.....	7
I.8. Traitement de l'air comprimé.....	8
I.9. Conclusion.....	8
<b>Présentation de la salle conditionnement de sucre. ....</b>	<b>11</b>
II.1. Introduction .....	11
II.2. Présentation de la structure du conditionnement de sucre .....	11
II.3. Débit d'air comprimé : .....	16
II.2. Calculs des pertes de charges .....	17
II.4. Conclusion.....	21
<b>Optimisation de la distribution de l'air comprimé .....</b>	<b>23</b>
III. 1. Introduction .....	23
III.2. Problématique posée .....	23
III.3. Méthodologie de calcul .....	23
III.4. Cas théorique.....	25
III.5. Cas pratique.....	33
III.6. Comparaison les résultats obtenus .....	43
III.7. Optimisation de réseau d'air .....	43
III.8 Mise en pratique d'une installation. ....	45
III.9. Conclusion.....	48
<b>Conclusion Générale .....</b>	<b>50</b>
<b>Références Bibliographiques.....</b>	<b>52</b>

<b>ANNEXES.....</b>	<b>53</b>
Annexe A : Classification de pureté de l’air comprimé selon la norme ISO8573-1 :2010..	<b>54</b>
Annexe B.1 : Coefficient des perte de charge des filtres .	<b>55</b>
Annexe B.1 : Coefficient des perte de charge des vannes.....	<b>55</b>
 <b>Résumé .....</b>	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
 <b>Abstract .....</b>	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>

## Liste des figures

<b>Figure I.1 :</b> Rotors de compresseur. ....	<b>6</b>
<b>Figure I.2:</b> Type des compresseurs. ....	<b>8</b>
<b>Figure I.3:</b> Critère de choix de compresseurs.....	<b>9</b>
<b>Figure II.1:</b> Schéma présentatif de la structure de conditionnement de sucre. ....	<b>11</b>
<b>Figure II.2:</b> Compresseur atlas Copco. ....	<b>12</b>
<b>Figure II.3:</b> Déshuileur et filtre à air de la marque atlas Copco.....	<b>12</b>
<b>Figure II.4:</b> Réservoir d'air avec purgeur. ....	<b>13</b>
<b>Figure II.5:</b> Sécheur par absorption. ....	<b>14</b>
<b>Figure III.1:</b> Salle de compression de conditionnement de sucre. ....	<b>24</b>
<b>FigureIII.2:</b> Bouclage réseaux d'air chez Cevital.....	<b>46</b>

# Liste des tableaux

<b>Tableau II.1:</b> Machine disponible au niveau0. ....	<b>14</b>
<b>TableauII.2:</b> Machine disponible au niveau1. ....	<b>15</b>
<b>TableauII.3:</b> Machine disponible au niveau2. ....	<b>15</b>
<b>Tableau III.1:</b> Condition de référence pour l'air. ....	<b>24</b>
<b>Tableau III.2:</b> Condition normales de l'air.....	<b>24</b>
<b>Tableau III.3:</b> Débit volumique et massique a l'unité. ....	<b>25</b>
<b>Tableau III.4:</b> Débit massique et volumique au sécheur. ....	<b>26</b>
<b>Tableau III.5:</b> Débit massique et volumique a les réservoirs d'air. ....	<b>27</b>
<b>Tableau III.6:</b> Analyse du régime d'écoulement dans les segments. ....	<b>27</b>
<b>Tableau III.7:</b> Calcul des pertes de charge linéaire. ....	<b>28</b>
<b>TableauIII.8:</b> Coefficients de perte de charge singulière pour différents types de coudes.....	<b>29</b>
<b>TableauIII.9:</b> Coefficient de perte de charge singulière pour les ballons d'air. ....	<b>30</b>
<b>Tableau III.10:</b> Coefficient de perte de charge singulière pour les tés et les vannes. ....	<b>30</b>
<b>TableauIII.11:</b> Coefficient de perte de charge singulière pour les rétrécissements et élargissement. ....	<b>31</b>
<b>TableauIII.12:</b> Débit massique et volumique de l'unité de production. ....	<b>33</b>
<b>TableauIII.13:</b> Débit volumique et massique à l'aspiration et le refoulement des compresseurs. ....	<b>34</b>
<b>Tableau III.14:</b> Débit volumique et massique à l'aspiration et le refoulement des ballons. ...	<b>35</b>
<b>TableauIII.15:</b> Débit volumique et massique à le refoulement des sécheurs. ....	<b>36</b>
<b>TableauIII.16:</b> Analyse du régime d'écoulement dans les segments. ....	<b>37</b>
<b>TableauIII.17:</b> Calcul des pertes de charges dans les différents tronçons. ....	<b>37</b>
<b>Tableau III.18:</b> Coefficients de perte de charge singulière pour différents types de coudes. .	<b>38</b>
<b>TableauIII.19:</b> Coefficient de perte de charge pour les ballons. ....	<b>39</b>
<b>Tableau III.20:</b> Coefficient de pertes de charge singulière dans les filtres. ....	<b>40</b>
<b>Tableau III.21:</b> Coefficient pertes de charge dans Tés et les vannes. ....	<b>40</b>
<b>Tableau III.22:</b> Coefficient pertes charge dans rétrécissement et élargissement. ....	<b>41</b>
<b>Tableau III.23:</b> Débit massique réel à l'unité de production. ....	<b>42</b>
<b>TableauIII.24:</b> Résultats de comparaison entre cas théorique et réels. ....	<b>43</b>
<b>TableauIII.25:</b> Variation des diamètres en fonction de pertes de charge. ....	<b>44</b>
<b>TableauIII.26:</b> Débit et pression des compresseurs d'air par unité. ....	<b>46</b>



<b>Tableau III.27:</b> Les avantage et inconvénients de bouclage.....	<b>48</b>
---	-----------

# Nomenclature

Symboles	Définition	Unité (SI)
$D, D_1, D_2$	: Diamètre	m
$L$	: Longueur	m
$P$	: Pression	Pa
$Q_v$	: Débit volumique	$m^3.s^{-1}$
$Q_m$	: Débit massique	kg s
$r$	: constante des gaz parfait	$J.kg^{-1}.T^{-1}$
$R$	: Rayon de courbure	m
$Re$	: Nombre de Reynolds	-
$S_1, S_2, S_P, S_v$	: Section	$m^2$
$t$	: temps	s
$T$	: Température	K
$V$	: Volume	$m^3$
$\Delta P_{Linéaire}$	: Perte de charge linéaire	Pa
$\Delta P_{Singulière}$	: Perte de charge singulière	Pa

## Symboles grecs

$\rho$	: Masse volumique	$kg ; m^{-3}$
$\mu$	: Viscosité dynamique	$Kg .m^{-1} ; s^{-1}$
$\nu$	: Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
$\lambda$	: coefficient de perte de charge linéaire	-
$\xi$	: coefficient de perte de charge singulière	-
$\alpha$	: angle de coude	°
$\varepsilon$	: Rugosité	-

## Abréviations

CDS : conditionnement de sucre.

DOP : Dépôt de la matière première.

RFFS : Raffinerie.

# **Introduction Générale**

# Introduction Générale

L'air comprimé est une forme d'énergie couramment utilisée dans les environnements industriels pour alimenter des équipements pneumatiques en raison de sa fiabilité, sa sécurité, sa facilité de mise en œuvre et sa compatibilité avec l'automatisation des processus. Il est largement exploité dans les installations agroalimentaires, où il alimente des systèmes pneumatiques critiques tels que les systèmes de transfert automatisés, les machines d'emballage, les organes de contrôle-commande et les outils robotisés. L'obtention de l'air comprimé repose sur des compresseurs capables d'élever la pression absolue de l'air ambiant au-delà de celle de l'atmosphère, permettant ainsi son transport et son utilisation dans des conditions contrôlées via des réseaux tubulaires.

Cependant malgré ses nombreux avantages, le système de production et de distribution d'air comprimé reste affecté par des défis techniques et énergétiques. On compte parmi eux les pertes de charge dans les canalisations, les problèmes liés à la qualité de l'air traité ainsi que la consommation électrique importante associée au processus de compression. Ces paramètres influencent directement l'efficacité globale du système et nécessitent une analyse approfondie afin d'identifier les sources de déperditions énergétiques et proposer des stratégies d'optimisation adaptées.

Dans ce contexte, une étude approfondie a été menée au sein de l'unité de conditionnement de sucre appartenant au groupe Cevital, un acteur majeur dans le domaine agroalimentaire. Le réseau d'air comprimé y joue un rôle stratégique dans le bon fonctionnement des lignes de production. Néanmoins, ce système fait face à des dysfonctionnements tels que des chutes de pression importantes, une surconsommation d'air, des pannes fréquentes, et un dimensionnement inadapté des canalisations.

Ainsi, l'objectif principal de ce mémoire est d'analyser en détail le réseau d'air comprimé existant, d'évaluer les pertes de charge théoriques et pratiques, et de proposer des solutions concrètes pour optimiser la distribution de l'air. Pour cela le mémoire est structuré en trois principaux chapitres :



Le premier chapitre aborde les notions générales d'air et des compresseurs. Il introduit les concepts fondamentaux, explique les principes de fonctionnement des compresseurs et leur classification.

Le deuxième chapitre se concentre sur Description architecturale et fonctionnelle de l'unité de conditionnement de sucre, analyse des équipements pneumatiques utilisés, modélisation des flux d'air comprimé, quantification des pertes de charge linéaires et singulières.

Le troisième chapitre est consacré à une analyse comparative entre les résultats théoriques issus de modèles analytiques et les mesures expérimentales obtenues sur site. Il identifie les causes racines des dysfonctionnements constatés et propose une solution structurante basée sur la réorganisation topologique du réseau via un schéma de bouclage interconnecté.

# **Chapitre I**

## **Notions de base sur l'air comprimé**

# Notions de base sur l'air comprimé

## I.1. Introduction

L'air comprimé est une source d'énergie largement utilisée dans l'industrie grâce à sa polyvalence, sa fiabilité et sa sécurité. Il intervient dans de nombreux processus de production, offrant une solution pour l'alimentation des divers équipements, processus de production.

Ce chapitre, vise à explorer les principes de base de l'air comprimé, outils de compression, les réseaux de distribution et ses applications industrielles.

## I.2. Présentation de l'entreprise

Le Groupe Cevital, fondé en 1998 par Issad Rebrab, est aujourd'hui la première entreprise privée d'Algérie et l'un des piliers majeurs de l'économie nationale. Porté par une vision entrepreneuriale familiale, il s'est imposé grâce à une histoire riche, un parcours exemplaire et des valeurs fortes telles que l'innovation, la performance et la responsabilité sociale. Sa croissance s'est appuyée sur une stratégie de diversification multisectorielle, allant de l'agroalimentaire à la grande distribution, en passant par l'électroménager, l'industrie du verre plat, la sidérurgie, l'automobile, les services et les médias.

Le pôle agroalimentaire constitue l'activité principale du groupe et englobe notamment le raffinage du sucre, la production d'huiles végétales, ainsi que d'autres unités de transformation alimentaire. Ce secteur joue un rôle stratégique dans la sécurité alimentaire du pays et représente une part importante de son chiffre d'affaires. Cevital se distingue par son engagement envers le développement durable et l'optimisation de ses performances industrielles. À ce titre, le groupe ne cesse de renforcer ses capacités de production tout en recherchant l'efficacité énergétique de ses installations. Dans ce contexte, le présent travail s'inscrit dans une démarche d'analyse et d'amélioration du système d'air comprimé au niveau de l'unité de Conditionnement de Sucre (CDS).

### I.3. Notion de l'air

L'air est un mélange gazeux constituant l'atmosphère terrestre, il est principalement composé en fraction molaire : [1]

- 78,08% d'Azote
- 20,95 % d'oxygène

Mais il contient également une fraction inférieure à 1% d'autre gaz permis lesquels :

- Gaz rares : argon (0,93%), néon. (0,0018%), krypton (0,00012%), Xénon (0,00009%)
- Dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ) 0,0400%
- Méthane ( $\text{CH}_4$ ) 0,000172%

En condition normale de température et de pression, les molécules constituant dans l'air sont très éloignées les unes des autres. De plus il existe aucune force d'interaction entre elles. Cela permet de modéliser l'air comme un gaz parfait, d'où la loi est :

$$P \cdot V = r \cdot T \quad [\text{I.1}]$$

### I.4. Air comprimé

L'air comprimé est une source d'énergie obtenu par la compression de l'air ambiant à une pression supérieure à celle de l'atmosphère, ce qui le rend indispensable de nombreux domaines industriels. Son fonctionnement repose sur l'aspiration par un compresseur qui réduit son volume tout en augmentant sa pression et ses particules qu'il contient. Une fois comprimé, il est conservé dans des réservoirs avant d'être acheminé vers les équipements et les systèmes nécessitant une alimentation en air. [2]

### I.5. Qualité et classification de l'air comprimé

La qualité de l'air est un paramètre très essentiel et important. Dans le choix et le fonctionnement des équipements d'une centrale d'air.

Pour répondre aux exigences industrielles la norme ISO 8573-1 définit les critères de classification de trois principaux paramètres **Annexe [A]** :

1. Présence des particules solides (A) : contient des poussières et d'autres impuretés dont



la taille est mesurée en micromètres.

2. Teneur en humidité (B) : spécifie la quantité admissible d'eau dans l'air comprimé via le point de rosée sous pression.
3. Présence d'huile et d'hydrocarbures : cette classification dépend du type de compresseur utilisé et de la présence d'hydrocarbures sous forme d'aérosols aux de vapeurs dans l'air comprimé.

## **I.6. Principe de la compression**

Les compresseurs sont des mécanismes utilisés pour augmenter la pression d'un fluide en réduisant son volume. A l'aide de l'énergie externe généralement fournie par un moteur électrique, thermique ou une turbine. [3]

### **I.3.1. Classification des compresseurs**

- Le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique).
- Le fluide comprimé (air, gaz).
- L'entraînement (thymique, électrique)

#### **a. Compresseur dynamique**

Les compresseurs dynamiques augmentent la pression de fluide en lui transmettant une énergie cinétique, ensuite convertie en pression, ils sont utilisés pour les applications à grand débit se devise en :

##### **i. Compresseur axial**

Les compresseurs axiaux sont des machines permettant la compression d'un fluide en faisant circuler parallèlement à l'axe de rotation. Ils sont couramment utilisés dans les turbines à gaz haute puissance et les turboréacteurs, leur conception a plusieurs étages favorises un écoulement continu, bien que le taux de compression par étage demeure relativement faible.

##### **ii. Compresseur centrifuge**

Les compresseurs centrifuges sont des turbomachines qui convertissant l'énergie mécanique en énergie cinétique en accélérant le gaz à l'aide d'un ensemble d'aubes en rotation autour d'un axe. Cette énergie de vitesse est ensuite transformée en pression grâce à des mécanismes spécifiques intégrés à la machine assurant ainsi un bon fonctionnement

#### **b. Compresseur volumétrique**

Les compresseurs volumétriques fonctionnant selon le principe de déplacement positif. Il consiste à stocker une qualité de fluide dans une chambre et à réduire progressivement son volume pour augmenter la pression. On trouve :

**iii. Compresseurs alternatifs**

Les compresseurs alternatifs sont des machines qui utilisent un ou plusieurs pistons qui se déplacent linéairement à l'intérieur d'un cylindre pour augmenter la pression d'un fluide à l'aide des va et vient.

Les compresseurs à pistons sont des équipements conçus pour comprimer un fluide en utilisant le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre. Ils fonctionnent par cycles, en aspirant puis en comprimant le gaz dans une chambre à volume variable. Grâce à leur capacité à générer des pressions élevées, ils sont largement utilisés dans diverses applications industrielles nécessitant une compression efficace et fiable.

**iv. Compresseur à palette**

Le compresseur à palettes comporte un rotor dans lequel des palettes coulissantes délimitent des volumes variables.

Les compresseurs à palettes fonctionnent grâce à un rotor excentré équipé de palettes coulissantes qui s'adaptent aux parois du carter sous l'effet de la force centrifuge. Ce mécanisme crée des chambres à volume variable, permettant une compression progressive du fluide au cours de la rotation. Offrant un fonctionnement continu et sans volume mort, ces compresseurs sont appréciés pour leur efficacité et leur capacité à maintenir un rendement optimal à une pression déterminée.

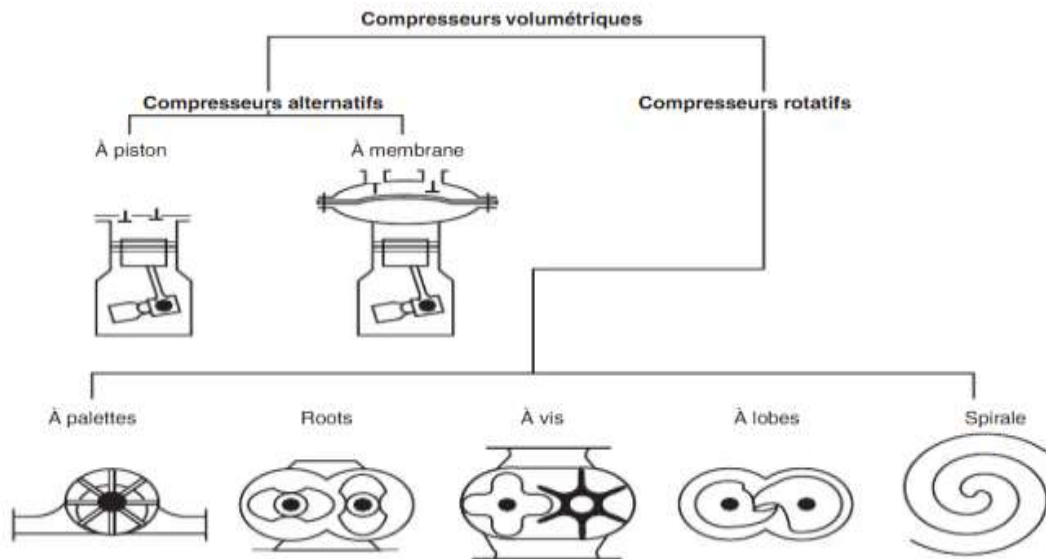
**v. Compresseur à vis**

Les compresseurs à vis reposent sur l'engrènement de deux rotors hélicoïdaux tournant en sens inverse au sein d'un carter. Lors de la rotation, le fluide est aspiré, piégé entre les filets des vis et la paroi, puis progressivement comprimé à mesure que l'espace se réduit avant d'être expulsé sous pression.



**FigureI.1 : Rotors de compresseur.**

Grâce à leur fonctionnement en continu, ces compresseurs garantissent un débit d'air stable et sans à-coups, contrairement aux modèles à piston. Leur conception optimisée permet d'obtenir un bon rendement énergétique, de réduire les vibrations et d'assurer une durée de vie prolongée, notamment avec un système de lubrification limitant l'usure des composants internes. Ces caractéristiques en font une solution privilégiée pour les applications industrielles nécessitant une alimentation fiable en air comprimé.



**Figure I.2:** Type des compresseurs.

## I.7. Choix du compresseur

Le choix d'un compresseur doit être basé sur plusieurs critères techniques afin de garantir une performance optimale selon l'application visée. [4]

Il est essentiel de déterminer le type de compresseur en fonction du mode d'utilisation :

- Les modèles à piston sont adaptés au besoin intermittent, tandis que les compresseurs à vis assurent un fonctionnement continu
- La pression et le débit d'air doivent être dimensionnés en fonction des équipements à alimenter.
- Le choix entre un compresseur lubrifié offrant une plus grande durabilité et un modèle sans l'huile indispensable pour des environnements nécessitant un air pur.
- La capacité du réservoir et le niveau de vibration (sonore) influencent aussi sur le choix.

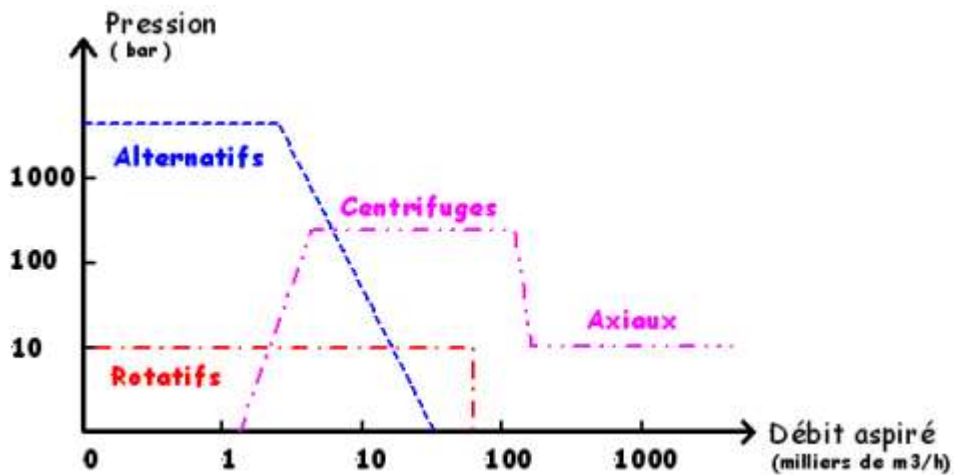


Figure I.3: Critère de choix de compresseurs.

## I.8. Traitement de l'air comprimé

Le traitement de l'air comprimé vise à optimiser sa qualité et sa performance en éliminant les contaminants indésirables, ce processus inclut la filtration des particules solides, la réduction de l'humidité grâce à des sécheurs et élimination des résidus d'huile pour les applications nécessitant un air pur. Ces étapes sont essentielles pour prévenir la corrosion, les pannes mécaniques et les problèmes liés à la contamination. [5]

Un traitement efficace de l'air comprimé permet non seulement de protéger les équipements, mais aussi de réduire les coûts de maintenance et d'améliorer la productivité globale des systèmes pneumatiques.

## I.9. Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter les notions essentielles liées à l'air comprimé depuis sa composition jusqu'à la méthode de traitement, pour garantir le bon fonctionnement des compresseurs.

# **Chapitre II**

## **Présentation de la salle conditionnement de sucre**

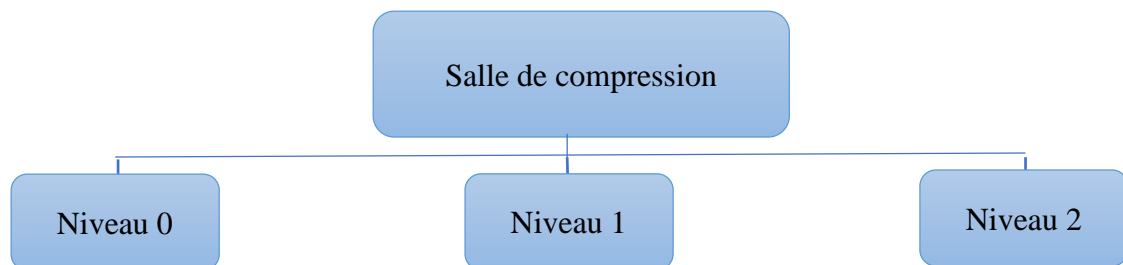
# Présentation de la salle conditionnement de sucre.

## II.1. Introduction

Dans les lignes de conditionnement de sucre, l'air comprimé est largement utilisé pour alimenter des divers systèmes pneumatiques essentiels au bon fonctionnement des équipements. Ce chapitre vise à présenter le parcours complet de l'air comprimé, depuis sa production jusqu'à son utilisation finale dans l'unité de conditionnement.

## II.2. Présentation de la structure du conditionnement de sucre

Dans l'unité de conditionnement de sucre, chaque étape est soigneusement orchestrée pour garantir la qualité, la quantité et la facilité du transport des produits comme le montre le schéma ci-dessous :



**FigureII.1** : Schéma présentatif de la structure de conditionnement de sucre.

### II.2.1. Salle de compression

#### a. Compresseur utilisé

L'étude porte sur des compresseurs volumétriques à vis rotative lubrifiée de marque « atlas Compo » et « Compair » de type « GA 110+, GA160 » et « L110-70A ».



**FigureII.2 : Compresseur.**

**b. Déshuileur**

Après la sortie des compresseurs lubrifiés, l'air comprimé contient des microgouttelettes et des vapeurs d'huile générées par l'échauffement du système, nécessitant un traitement approprié afin d'assurer une qualité d'air sain. Pour cela, on utilise généralement des séparateurs d'hydrocarbure ou des déshuileurs, dont l'objectif d'éliminer ces particules indésirables.

**c. Filtre à air**

Consiste à retenir et éliminer les impuretés telles que les particules solides, humidités et d'autres contaminants présents dans l'air comprimé, ainsi il permet de protéger les équipements en aval et assurer la bonne qualité d'air utilisé.



**FigureII.3 : Déshuileur et filtre à air.**

**d. Ballons d'air**

Un ballon d'air 500L est un réservoir en métal utilisé principalement dans des installations d'air à permet de stocker l'air sous pression. Ce qui permet de mieux stabiliser le débit d'air et régulant la variation de pression.

**c. Purgeurs**

Les purgeurs sont des robinets généralement installés à la partie inférieure des ballons d'air. Lorsque l'air est stocké dans le ballon, l'humidité résiduelle ainsi que les petites quantités d'air excédentaire s'y accumulent. Ces éléments peuvent alors être évacués progressivement par les purgeurs.



**FigureII.4** : Réservoir d'air avec purgeur.

**f. Sécheur**

Les sécheurs sont installés dans le circuit d'air comprimé afin d'éliminer l'humidité résiduelle et produire un air sec et propre, répondant aux exigences d'unité de production. Dans notre cas, deux types principaux de sécheurs peuvent être utilisés :

**i. Sécheur par réfrigération**

Il fonctionne en abaissant la température de l'air, ce qui provoque la condensation de la vapeur d'eau en gouttelette liquides, ce type de traitement permet d'atteindre un point de rosé (la température laquelle l'air comprimé à voir sa vapeur d'eau).

Le modèle est DV4300AP de type 819A est installé en juillet 2005.

**ii. Sécheur par absorption**

Ce dernier assure purification finale en capturant les dernières traces d'humidité résiduelle grâce à un matériau poreux (comme l'alumine ou la silice)

Le modèle est MSD0550 : SPUS a été installé en novembre 2024.





**Figure II.5 : Sécheur par absorption.**

### II.2.2. Niveau 0

Désigne l'étape finale du processus il regroupe l'ensemble des opérations nécessaire à la finition :

	Machine	Quantité	Le débit (Nm <sup>3</sup> /h)
<b>Niveau 0</b>	Dépoussiérage	1	8,5
	Ligne big bag	4	9,95
	Palettiseur	3	180
	Palettiseur H	4	228
	Housseuseuse	2	2

**Tableau II.1: Machines disponible au niveau0.**

#### a. Unité de dépoussiérage

Elimine la poussière et les particules de sucre en excès pour assurer la propreté du produit.

#### b. Stations de remplissage Big Bag

Remplit des sacs de grande capacité (Big-bag).

#### c. Robots palettiseurs standards

Organise et remplit les sacs de sucre (1kg ou 5kg) sur des palettes.

#### d. Palettiseur haute cadence

Palettise des sacs de sucre de manière plus puissante plus haute.

#### e. Machine à housser

Enveloppe les palettes de sacs de sucre dans des housses protectrices.

### II.2.3. Niveau1

Les machines de ce niveau sont directement impliquées dans le conditionnement de sucre 1kg et 5kg :

Niveau 1	Machine	Quantité	Le débit (Nm <sup>3</sup> /h)
	Ensacheuse 1kg	28	302,4
	Ensacheuse 5kg	2	7,5
	Trieuse pondérale 1kg	24	14,4
	Trieuse pondérale 5kg	1	0,6
	Diviseur/Fardeleuse	7	84

**Tableau II.2:** Machines disponible au niveau1.**a. Ensacheuse 1kg et 5kg**

Emballage automatique de portions de 1kg et 5kg de sucre dans des sacs fermés.

**b. Trieuse pondérale 1kg**

Vérifie le poids exact de 1kg pour s'assurer qu'ils respectent les normes de poids.

**c. Trieuse pondérale 5kg**

Vérifie la quantité exacte de sucre dans les sacs de 5kg pour respecter les standards réglementaires.

**d. Diviseur/Fardeleuse**

Machine qui forme des fardeaux de paquet de sucre.

**II.4.1. Niveau 2**

Cet étage représente la gamme premium des produits sucrés ou haute gamme comme sucre morceau, roux, chocolat en poudre :

Niveau 2	Machine	Quantité	Débit (Nm <sup>3</sup> /h)
	Transfert pneumatique	2	192
	Dépoussiéreur	1	10
	Conditionneuse	2	12
	Trieuse pondérale 1kg	2	1,2
	Ligne Sucre en morceau	2	15
	En cartonneur	4	264
	Palettiseur Master	2	30
	Ascenseur	2	1,2
	Divers	1	6

**Tableau II.3:** Machines disponible au niveau2.**a. Transfert pneumatique**

Transfert le sucre en vrac d'un point à un autre via un système pneumatique.

**b. Dépoussiéreur N2**

Assure une dernière vérification de la propreté du sucre avant l’emballage finale.

**c. Conditionneuse**

Utilisées pour emballer différents produits.

**d. Trieuse pondérale 1kg**

Étape de contrôle quantité pour assurer la précision des poids.

**e. Ligne de sucre en morceau**

Dédiées à la fabrication de sucre en morceaux, en passant par des étapes et les insérer dans des boîtes.

**f. En cartonneur**

Encarte les boîtes de sucre dans des cartons pour les protéger.

**g. Palettiseur Master**

Palettise les cartons contenant des boîtes de sucre sur des palettes.

**h. Ascenseur**

Transfert les palettes des cartons de sucre vers des zones de stockage.

**i. Divers**

Inclut sur des équipements complémentaires qui ne sont pas spécifiés dans le tableau.

**II.3. Débit d’air comprimé :**

Le débit est la quantité de fluide qui passe à travers une section en un temps donné. [5]

$$Q_v = \frac{V}{t} \quad [\text{II.1}]$$

L’expression reliant entre le débit massique et le débit volumique est :

$$Q_m = \rho \cdot q_v \quad [\text{II.2}]$$

D’après la relation [I.1] des gaz parfaits :

$$P \cdot V = r \cdot T$$

D’où

$$\rho = \frac{1}{V} \quad [\text{II.3}]$$

Donc

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T} \quad [\text{II.4}]$$

La conversion entre le débit massique et le débit volumique nécessite la prise en compte de la pression et la température, d’après les relations [II.2] et [II.4] :

$$Q_m = \frac{P}{r.T} q_v \quad [\text{II.5}]$$

D'après les données de constructeur le débit nominal utiliser les compresseurs est pris en condition FAD (Free Air Delivery), par la pression  $P_0$  de 1 bar et la température  $T_0$  de 293,15K. On déduit l'expression de débit massique de compresseur d'après les relations [II.2] et [II.4] :

$$Q_m = \frac{P_0}{r.T_0} q_v \quad [\text{II.6}]$$

Considérant la conservation débit du massique, on obtient l'expression du débit volumétrique :

$$Q_v = Q_{v0} \cdot \frac{P_0}{T_0} \cdot \frac{T}{P} \quad [\text{II.7}]$$

## II.2. Calculs des pertes de charges

Les pertes de charge dans un réseau de conduite sont liées à une diminution de pression d'un fluide en régime d'écoulement, due par les contraintes visqueuses internes aux fluides ainsi que par les frottements entre le fluide et les surfaces internes des éléments.

Elles peuvent être classées en deux catégories : [6]

- **Pertes de charge linéaires** : dues au frottement du fluide le long d'un conduit rectiligne et de diamètre constant.
- **Pertes de charge singulières** : provoquées par des accidents de parcours tels que coudes, élargissements, rétrécissements, vannes, clapets, ... etc.

### II.4.1. Types d'écoulement

Les fluides en mouvement peuvent présenter différents types d'écoulement, l'expérience innovatrice D'Osborne Reynolds a permis de représenter les différents régimes à l'aide d'un changement progressif de colorant injecté dans un écoulement d'eau, matérialisé par l'aspect du filet coloré, a montré les trois régimes d'écoulement laminaire, transitoire et turbulent.

Ce phénomène est régi par le nombre de Reynolds, critère adimensionnel qui permet de déterminer la nature d'écoulement Est donné par la relation suivante : [6]

$$R_e = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad \text{Ou} \quad R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad [\text{II.8}]$$

Et

Si	$R_e < 2000$	le régime est laminaire.
Si	$2000 < R_e < 10^5$	le régime est transitoire.
Si	$R_e > 10^5$	le régime est turbulent.

La viscosité dynamique est donnée par :

$$\mu(T) = 1.458 \times 10^{-6} \cdot \frac{T^{\frac{3}{2}}}{T + 110.4} \quad [\text{II.9}]$$

Et la viscosité cinématique :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [\text{II.10}]$$

#### II.4.2. Perte de charge linéaire

Cette perte correspond à la chute progressive de pression subie par une force visqueuse exercée lorsqu'un fluide newtonien en mouvement au sein d'un tronçon rectiligne de conduite. Ce dernier est en majorité dans les sections droites, exprimé par la formule de Dracy-Weis Bach sous la forme :

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot \frac{L}{D} \quad [\text{II.11}]$$

Et

$$V = \frac{4Q_v}{\pi \cdot D^2} \quad [\text{II.12}]$$

#### a. Détermination de coefficient de frottement

##### i. Cas d'écoulement laminaire

L'écoulement dans le régime laminaire est régulier et les forces visqueuses dominant d'où le coefficient est uniquement fonction du nombre de Reynolds.

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad [\text{II.13}]$$

##### ii. Cas d'écoulement turbulent

L'écoulement en régime turbulent est irrégulier ou les forces d'inertie dominant d'où le coefficient dépend du nombre de Reynolds et la rugosité relative ( $\frac{\varepsilon}{D}$ ) de la paroi interne de la conduite.

La relation de Cole brook est une « formulation empiriques » souvent utilisé pour déterminer le coefficient de frottement laminaire  $\lambda$  dans des écoulements en régime turbulent à l'intérieur d'une conduite est donné par : [10]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[ \frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{\lambda}} \right] \quad [\text{II.14}]$$

On ne peut pas utiliser cette dernière car est une équation implicite donc on a utilisé la formulation Swamee-Jain dans le cas pratique est presque la plus proche est sous la forme suivante :

$$\lambda = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{5,74}{R_e^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{II.15}]$$

Dans le cas théorique on a utilisé cette formule de Nikuradse :

$$\lambda = \left( 2 \cdot \log \left( \frac{3,71}{\frac{\varepsilon}{D}} \right) \right)^{-2} \quad [\text{II.16}]$$

### II.4.3. Perte de charges singulières

C'est une chute de pression statique localisée qui se produit dans un circuit à cause d'un obstacle d'une modification brutale de la forme ou la direction du fluide tel qu'un coude, divergence, tés, vanne ....

D'après les résultats expérimentaux observés, il a été constaté que, dans un grand nombre de situations, les pertes de charge évoluent de manière sensiblement proportionnelle au carré de la vitesse. En conséquence, la formulation suivante est couramment utilisée :

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad [\text{II.17}]$$

#### a. Détermination des coefficients de perte de charges

##### i. Cas des coudes

Un coude est un raccord dans une canalisation en forme d'angle, destiné pour permettre un changement de direction dans l'écoulement du fluide.

Pour déterminer le coefficient de perte de charge pour un coude [7]

Le rayon de courbure des coudes a grand rayon en utilisant la loi suivante :

$$R = 1,5 \cdot D$$

$$\xi = \left( 0,131 + 1,847 \cdot \left( \frac{D}{2 \cdot R} \right)^{3,5} \right) \cdot \frac{\alpha}{90} \quad [\text{II.18}]$$

Et pour un coude brusque on utilise la formule suivante :

$$\xi = \sin^2 \alpha + 2 \sin^4 \frac{\alpha}{2} \quad [\text{II.19}]$$

## ii. Cas des vannes

Les vannes sont utilisées pour contrôler, réguler ou isoler le débit d'un fluide dans une canalisation.

Le coefficient de cette dernière on l'extrait à partir d'un **Annexe [B]**.

## iii. Cas des tés

C'est un assemblage entre trois segments en forme de "T" qui se facilite de créer une dérivation de 90° dans une canalisation. [8]

Le coefficient est de cette forme :

$$\xi = 1 + 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{S_V}{S_P} \right) \quad [\text{II.20}]$$

## iv. Cas des rétrécissement et élargissement

**Rétrécissement** : Diminution de la section d'une conduite, engendrant une accélération du fluide et une baisse de pression. [8]

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right) \quad [\text{II.21}]$$

**Elargissement** : Augmentation de la section de passage, causant un ralentissement de l'écoulement et une récupération partielle de pression.

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right)^2 \quad [\text{II.22}]$$

## v. Cas des filtres

Le coefficient est de cette forme :

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

Mais dans notre calcul on a utilisé un **Annexe [C]**.

**vi. Cas des ballons**

À l'entrée des ballons : [8]

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{S_2}{S_1} \right) \quad [\text{II.24}]$$

La section  $S_1$  tend vers l'infini donc  $\xi=0,5$ .

A la sortie des ballons :

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{S_1}{S_2} \right) \quad [\text{II.25}]$$

La section  $S_2$  tend vers l'infini.

Donc  $\xi = 0,5$

**II.4. Conclusion**

Ce chapitre présente l'organisation de l'unité de conditionnement de sucre. Il décrit les équipements pneumatiques répartis sur trois niveaux ainsi que leur consommation en air comprimé. Une étude théorique a été menée pour analyser les débits et les pertes de charge dans le réseau pneumatique.

.



# **Chapitre III**

## **Optimisation de la distribution de l'air comprimé**

# Optimisation de la distribution de l'air comprimé

## III. 1. Introduction

Dans le cadre de l'étude menée sur le système de distribution d'air comprimé au sein de l'unité de conditionnement de sucre, ce chapitre vise à analyser les flux d'air ainsi que les pertes observées tout au long du réseau de transport d'air.

## III.2. Problématique posée

Au sein de conditionnement de sucre, l'air comprimé est indispensable dans le fonctionnement des équipements pneumatique.

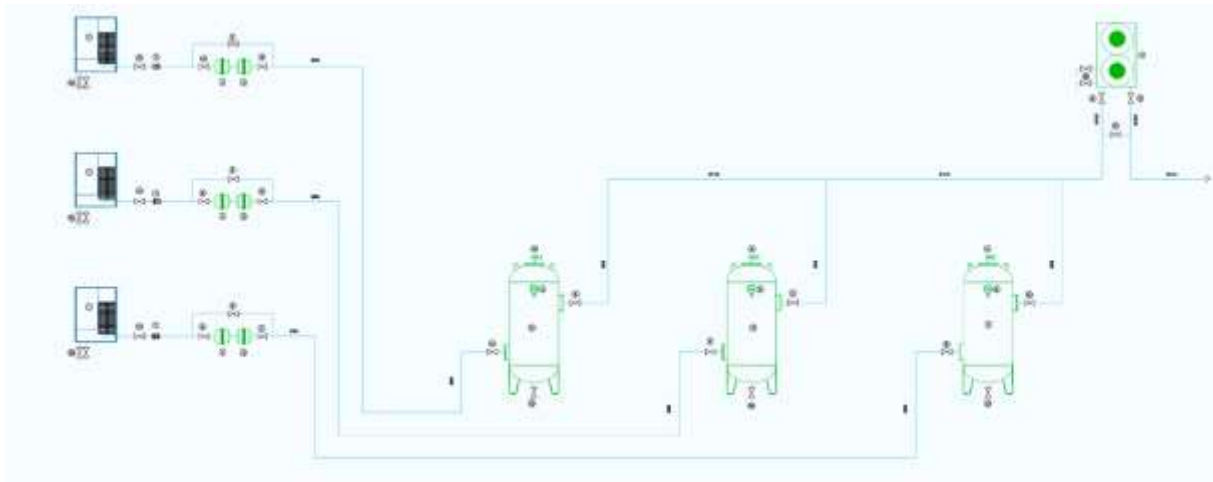
Au départ, l'air aspiré librement depuis l'atmosphère par les compresseurs volumétriques, a vis, rotative, lubrifiés. Cet air subit une phase de compression qu'élève sa pression pour avoir une quantité de débit adapté aux besoins.

Ainsi, dans canalisation ce fluide purifié via une chaîne de traitement pour garantir sa propreté incluant sur des (filtre, déshuileur, vanne, ballon, etc....), mais ces dispositifs restent malgré tout responsable d'un phénomène inévitable les pertes de charge.

Enfin, à chaque niveau de production l'air comprimé doit être disponible avec une pression et débit suffisants pour alimenter les équipements. Il est également nécessaire d'évaluer l'impact des pertes dans la canalisation sur la quantité d'air délivrée.

## III.3. Méthodologie de calcul

Consiste à appliquer les principes de la mécanique des fluides, on calcule le débit total requis de l'unité de conditionnement et modéliser les pertes de charge linéaires et singulières en tenant compte du régime d'écoulement, afin d'évaluer l'impact sur l'arrivée.



**Figure III.1 :** Salle de compression de conditionnement de sucre.

**Ligne 1 :** de compresseur 1 à la sortie de ballon d'air 1.

**Ligne 2 :** de compresseur 2 à la sortie de ballon d'air 2.

**Ligne 3 :** de compresseur 3 à la sortie de ballon d'air 3.

**Ligne 4 :** aux collecteurs.

**Ligne 5 :** de collecteur jusqu'à la sortie de sécheur.

### III.3.1. Paramètres de base

Les calculs présentés ci-dessous sont basés sur les lois de gaz parfaits, conservation massique et les conditions réelles pour le fonctionnement :

Condition de référence pour l'air	
Pression (Pa)	101325
Température(K)	293,15
Constance spécifique de l'air(J/kg)	287,058

**Tableau III.1 :** Condition de référence pour l'air.

Ces conditions correspondent aux conditions normales de température et de pression (CNTP) utilisées dans nos calculs :

Conditions normales	
Pression (Pa)	101325
Température (K)	273,15

**Tableau III.2 :** Condition normales de l'air.

Le débit volumique donné sous forme de 1505,62m<sup>3</sup>/h correspond au volume de gaz exprimé dans les conditions normales de température et de pression. Cependant pour une utilisation dans l'analyse du procédé, il est nécessaire de convertir ce débit en mètre cube par heure (m<sup>3</sup>/h). Cette conversion a été réalisé en appliquant la loi des gaz parfaits, selon laquelle :

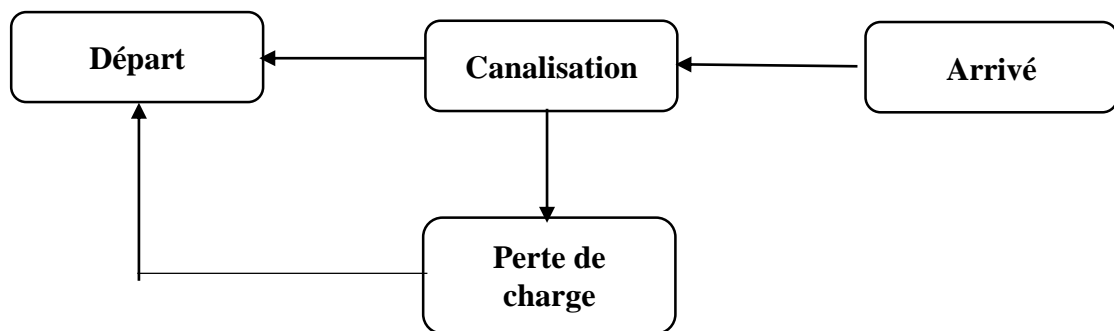
$$q_{vr} = q_v \left( \frac{T_r}{T_N} \right) \cdot \left( \frac{P_N}{P_r} \right) \quad [\text{III.1}]$$

$$q_{vr} = 1505,62 \times \left( \frac{353,15}{273,15} \right) \times \left( \frac{1,01325}{6} \right)$$

$$q_{vr} = 328,729548 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{À } 6 \text{ bar et } 80^\circ\text{C} : q_v = 0.09131376 \text{ m}^3 / \text{s}$$

### III.4. Cas théorique



#### Organigramme suivi dans l'interprétation cas théorique.

La méthode de calcul basée sur une approche inverse, partant des conditions d'arrivée pour déterminer les exigences au point de départ. Pour évaluer les besoins en débit et en pression d'une unité en tenant compte des pertes charges dans la canalisation.

#### III.4.1. Débit théorique

##### a. Débit à l'unité de production

	P(bar)	T (K)	Qv totale (m <sup>3</sup> / h)	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	Qm (Kg/h)
L'unité de production	6	353,15	328,729548	5,918646272	1945,633914

**Tableau III.3 :** Débit volumique et massique a l'unité.

Exemple de calcul :

On a calculé tout d'abord la masse volumique à travers cette loi [II.4] :

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T}$$

$$\rho = \frac{6 \cdot 10^5}{353,15 \cdot 287,058}$$

$$\rho = 5,918646272 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Puis le débit massique à l'aide de la loi [II.5] :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v$$

$$Q_m = 328,729548 \cdot 5,918646272 = 1945,633914 \text{ kg} / \text{h}.$$

Débit massique à l'unité : 0,540453865 [kg/s].

#### b. Débit à la sortie des sécheurs

Sécheurs	P (bar)	T (K)	Qv (m³/h)	Qm refoulé (kg/h)
	7	353,15	281,768184	1945,633914

**Tableau III.4** : Débit massique et volumique au sécheur.

Exemple de calcul :

On a utilisé la loi [II.7] de la conservation massique pour calculer les débits sous la forme suivante :

$$Q_v = Q_{v\text{unité}} \cdot \frac{P_{\text{unité}}}{T_{\text{unité}}} \cdot \frac{T}{P}$$

$$Q_v = 328,729548 \cdot \left( \frac{6}{353,15} \right) \cdot \left( \frac{353,15}{7} \right)$$

$$Q_v = 281,768184 \text{ m}^3 / \text{h}$$

D'où le débit massique :

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

$$Q_m = 281,768184 \cdot \left( \frac{7 \cdot 10^5}{353,15 \cdot 287,058} \right)$$

$$Q_m = 1945,633914 \text{ kg} / \text{h}$$

Débit massique refoulé par les sécheurs : 0,540453865 [kg/s].

**c. Débit au ballon d'air**

Ballon d'air	P(bar)	T (K)	Qv totale (m³/h)	Qm (kg/h)
	7,5	343,15	255,5368413	1945,633914

**Tableau III.5 :** Débit massique et volumique dans réservoirs d'air.

Exemple de calcul :

On a utilisé la loi [II.7] de la conservation massique pour calculer les débits sous la forme suivante :

$$Q_v = Q_{vSécheur} \cdot \frac{P_{Sécheur}}{T_{Sécheur}} \cdot \frac{T}{P}$$

$$Q_v = 281,768184 \cdot \left( \frac{7}{353,15} \right) \cdot \left( \frac{343,15}{7,5} \right)$$

$$Q_v = 255,5368413 \text{ m}^3 / \text{h}$$

D'où le débit massique :

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

$$Q_m = 255,5368413 \cdot \left( \frac{7,5 \cdot 10^5}{343,15 \cdot 287,058} \right)$$

$$Q_m = 1945,633914 \text{ kg} / \text{h}$$

Débit massique au refoulement des ballons : 0,540453865 [kg/s].

Les résultats montrent une parfaite cohérence entre les débits massiques et volumique du système. Le débit massique constant à travers les différents équipements. Les variations observées dans les débits volumiques se justifient strictement de la loi des gaz parfaits, prenant compte les différences de pression et de température entre les points.

**III.4.2. Pertes de charges****a. Régime d'écoulement**

	Diamètre (m)	Masse volumique $\rho$ (kg/m³)	Viscosité dynamique (Pa.s)	Viscosité cinématique (m²/s)	Vitesse (m/s)	Reynolds
L'unité de production	0,08	7,61390766	2,08737E-05	2,74152E-06	18,16629535	530107,8173
Sécheurs	0,125	7,61390766	2,08737E-05	2,74152E-06	6,37792701	290802,0132
Ballon d'air (Réservoir)	0,15	7,106313816	2,04342E-05	2,8755E-06	4,016785326	209534,6763

**Tableau III.6 :** Analyse du régime d'écoulement dans les segments.

Exemple de calcul :

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Pour l'unité de production, on applique :

$$R_e = \frac{0,08 \cdot 18,16629535}{2,74152 \cdot 10^{-6}}$$

$$R_e = 530107,8173$$

Les valeurs de Reynolds dans le tableau indiquent clairement un écoulement turbulent pour tous les cas, car  $R_e > 4000$ .

#### b. Perte de charge linéaire

	Longueur (m)	Diamètre (m)	Reynolds	Coefficient perte de charge $\lambda$	$\Delta P$ linéaire (*10 <sup>-5</sup> )
<b>Unité</b>	36	0,08	530107,8173	0,047408398	26802,6754
<b>Sécheurs</b>	10,6	0,125	290802,0132	0,040315691	529,427702
<b>Ballon d'air</b>	8,1	0,15	209534,6763	0,037869135	117,233243

**Tableau III.7 :** Calcul des pertes de charge linéaire.

Exemple de calcul : En utilisant la formule de Nikuradse :

$$\lambda = \left( 2 \cdot \log \left( \frac{3,71}{\frac{\varepsilon}{D}} \right) \right)^{-2}$$

Par exemple dans le cas de l'unité en appliquant la formule on trouve :

$$\lambda = \left( 2 \cdot \log \left( \frac{3,71}{\frac{0,0015}{0,08}} \right) \right)^{-2}$$

Et

$$\lambda = 0,047408398$$

D'où :

$$\Delta P = \xi \cdot \left( \frac{\rho \cdot V^2}{2} \right) \cdot \left( \frac{L}{D} \right)$$

Et on trouve :  $\Delta P = 26802,6754 Pa$

$$\Delta P_{\text{Linéaire}} = \sum \Delta P = \Delta P_{\text{Unité}} + \Delta P_{\text{Sécheur}} + \Delta P_{\text{Réservoir}}$$

$$\Delta P_{\text{Linéaire}} = 0,27 \text{ bar.}$$

## c. Pertes de charge singulières

## • Coudes

Type	Type1	Type2	Type3	Type 4
Rayon de courbure (mm)	40	62,5	75	/
Diamètre (mm)	80	125	150	150
Angle (degrés)	90	90	90	90
Coefficient	1,98	1,98	1,98	0,17
Nombre	10	8	8	1

**Tableau III.8 :** Coefficients de perte de charge singulière pour différents types de coudes.

Exemple de calcul :

Pour calculer les coefficients des pertes de charges pour chaque coude on a utilisé la formule [II.17] :

On a d'abord calculé le rayon de courbure des coudes a grand rayon en utilisant la loi suivante :

$$R = 1,5 \cdot D$$

$$\xi = \left( 0,131 + 1,847 \cdot \left( \frac{D}{2 \cdot R} \right)^{3,5} \right) \cdot \frac{\alpha}{90}$$

On prend le premier type :

$$\xi = \left( 0,131 + 1,847 \cdot \left( \frac{125}{2 \cdot 62,5} \right)^{3,5} \right) \cdot \frac{90}{90}$$

$$\xi = 1,98$$

Et on a aussi  $\Delta P_{Coude} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$

D'où :  $\Delta P_{Coude1} = 1,98 \cdot \left( \frac{7,61390766 \cdot (18,16629535)^2}{2} \right)$

$$\Delta P_{Coude1} = 2487.57132 Pa$$

De la même manière on a calculé les autres types d'où on a obtenu ce résultat :

$$\Delta P_{Coudes} = 0.2831417 bar$$



- **Ballon d'air**

Ballons d'air	
Diamètre (mm)	80
Coefficient d'entrée	1
Coefficient de sortie	0,50
Nombre	3

**Tableau III.9 :** Coefficient de perte de charge singulière pour les ballons d'air.

Exemple de calcul :

A l'entrée de réservoir :

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

La section de sortie  $S_2$  tend vers l'infini.

Donc  $\xi = 1$

A la sortie de réservoir :

$$\xi = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)$$

La section  $S_1$  tend vers l'infini.

Donc  $\xi = 0,5$

D'où les pertes de charge pour les ballons sont :

$$\Delta P_{Ballon} = (1 + 0,5) \cdot \left( \frac{7,106313816 \cdot (4,016785326)^2}{2} \right)$$

$\Delta P_{Ballon} = 85.9929 Pa$  Pour un seul ballon.

$$\Delta P_{Ballons} = \sum \Delta P_{Ballon1} + \Delta P_{Ballon2} + \Delta P_{Ballon3}$$

$\Delta P_{Ballons} = 0,00257978 bar$ .

- **Vanne et Tés**

	Les tés	Les vannes
Diamètre (mm)	80	80
Coefficient	1,00	0,05
Nombre	3	8

**Tableau III.10 :** Coefficient de perte de charge singulière pour les tés et les vannes.

Exemple de calcul :

**Pour les tés :**

A travers de la relation [II.19]

$$\xi = 1 + 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{A_{AV}}{A_{AP}} \right)$$

Les sections avant et après les tés sont égaux donc le coefficient est :

$$\xi = 1$$

D'où :

$$\Delta P_{Té} = 1 \cdot \left( \frac{7,61390766 \cdot (18,16629535)^2}{2} \right)$$

$$\Delta P_{Té} = 1256.34915 Pa$$

Donc  $\Delta P_{Tés} = 0.001719859 bar$

**Pour les vannes :**

Par l'Annexe [B] :  $\xi = 0.05$

Le calcul effectuer pour une seule vanne de cette façon :

$$\Delta P_{Vanne} = 0,05 \cdot \left( \frac{7,61390766 \cdot (6,37792701)^2}{2} \right)$$

$$\Delta P_{Vanne} = 7.7429544 Pa$$

Pour l'ensemble des vannes est :

$$\Delta P_{Vanne} = 0.002107007 bar.$$

- **Rétrécissement et élargissement**

	Rétrécissement		Elargissement
	$D_{Petit}/D_{grand} = 0,8$	$D_{petit}/D_{grand} = 0,5$	$D_{petit}/D_{grand} = 0,8$
<b>DPetit</b>	125	80	125
<b>Nombre</b>	1	1	1
<b>Coefficient</b>	0,02	0,21	0,05

**Tableau III.11:** Coefficient de perte de charge singulière pour les rétrécissements et élargissement.

Exemple de calcul :

**Rétrécissement :**

On calcule le coefficient à partir de la relation : [II.20]

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right) \right)^2$$

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{150}{125} \right) \right)^2$$

D'où  $\xi = 0,02$

$$\text{Donc } \Delta P_{\text{Rétrécissement}} = \left( 0,02 \cdot \left( \frac{7,61390766 \cdot (6,37792701)^2}{2} \right) \right) + \left( 0,02 \cdot \left( \frac{7,106313816 \cdot \left( \frac{0,07826894}{0,0122718463} \right)^2}{2} \right) \right)$$

$$\Delta P_{\text{Rétrécissement}} = 4.24375455 Pa$$

### Élargissement :

On calcule le coefficient à partir de la relation [II.21] :

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)^2$$

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{125}{150} \right)^2 \right)^2$$

D'où  $\xi = 0,05$

Donc :

$$\Delta P_{\text{élargissement}} = \left( 0,05 \cdot \left( \frac{7,61390766 \cdot (6,37792701)^2}{2} \right) \right) + \left( 0,05 \cdot \left( \frac{7,106313816 \cdot \left( \frac{0,7826894}{0,01767145} \right)^2}{2} \right) \right)$$

$$\Delta P_{\text{élargissement}} = 11,477081139 Pa.$$

$$\text{D'où : } \sum \Delta P_{\text{Sing}} = \Delta P_{\text{Coude}} + \Delta P_{\text{Ballons}} + \Delta P_{\text{Vanne}} + \Delta P_{\text{Tés}} + \Delta P_{\text{Rétrécissement}} + \Delta P_{\text{Élargissement}}$$

La valeur totale des pertes de charges singulières est :  $\Delta P_{\text{Singulière}} = 0.29 bar$ .

$$\Delta P_{\text{Total}} = \Delta P_{\text{Linéaire}} + \Delta P_{\text{Singulière}}$$

Donc :  $\Delta P_{\text{Total}} = 0.56 bar$ .

Il est tout à fait normal d'observer une chute de pression théorique de 0,56bar dans le réseau d'air. Elle permet justement de déterminer la pression de départ nécessaire pour garantir que l'unité de production reçoive une pression adaptée à son fonctionnement.

### III.4.3. Distribution dans le départ

La pression de départ 6,56 bar est le résultat de l'addition de la pression d'arrivée requis par l'unité de production 6bar et la perte de charge théorique 0,56bar.

$$P_{\text{Départ}} = P_{\text{Arrivé}} + \Delta P$$

$$P_d = 6 + 0.52 = 6.56 \text{ bar}$$

L'unité de production	Pression(bar)	Température(K)	Masse volumique $\rho(\text{kg/m}^3)$	Débit volumique $Q_v(\text{m}^3/\text{h})$	Débit massique $Q_m(\text{kg/h})$
	6,56	343,15	6,659631233	292,1534009	1945,633914

**Tableau III.12 :** Débit massique et volumique de l'unité de production.

Exemple de calcul :

On a calculé la masse volumique :

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T} = \frac{6.52}{287.058 \cdot 343.15} = 6,659631233 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Le débit volumique :

$$Q_v = 328.729548 \cdot \left( \frac{6}{353.15} \right) \cdot \left( \frac{343.15}{6.56} \right)$$

$$Q_v = 292,1534009 \text{ m}^3 / \text{h}$$

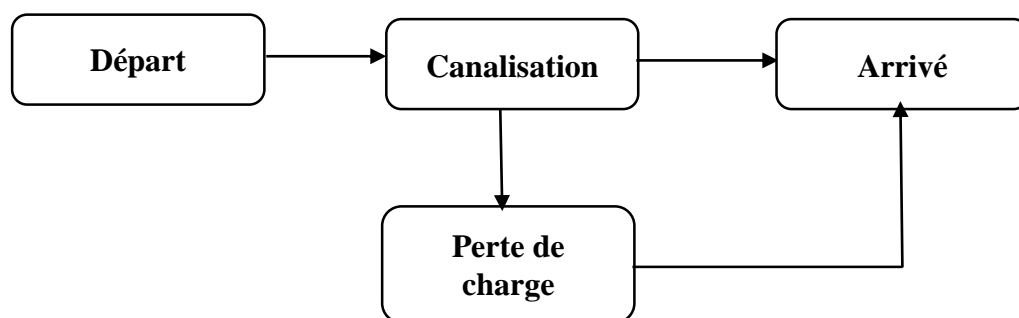
Le débit massique :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v$$

$$Q_m = 1945,633914 \text{ kg} / \text{h}$$

Débit massique à l'arrivée : 0,540453865 [kg/s]. Pour assurer le bon fonctionnement de l'unité de production, qui exige une pression minimale de 6bar et un débit massique de à 0,54kg/s. le système doit alimenter avec une pression de départ de 6,56bar pour le même débit massique.

### III.5. Cas pratique



**Organigramme à suivre pour les calculs cas pratique.**

Ce cas pratique applique la méthodologie théorique précédente à une situation réelle, en analysant le réseau complet depuis départ jusqu'au l'arrivée.

### III.5.1. Consommations des débits réels

#### a. Consommation de débit aspiré et refoulé

Les débits massiques des trois compresseur aspirations et refoulement

	Pression(bar)	$Q_{v0}(m^3/h)$	$\rho(Kg/m^3)$	$Q_{vaspr}(m^3/h)$	$Q_{masp}(kg/h)$	$\rho_{refl}(kg/m^3)$	$Q_{vrefl}(m^3/h)$	$Q_{mrefl}(kg/h)$
Compresseur 1	7,5	1260	1,184	1264,733	1497,307	7,613908	196,6543	1497,307
Compresseur 2	8,5	1728		1734,491	2053,45	8,62901	237,9682	2053,45
Compresseur 3	10	1117,8		1121,999	1388,326	10,15188	130,8453	1328,326

**Tableau III.13 :** Débit volumique et massique à l'aspiration et le refoulement des compresseurs.

Exemple de calcul :

On prend l'exemple de Compresseur 1

On a la formule [III.7] qui est sous la forme :

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

Pour le cas d'aspiration :

$$Q_{vAsp} = 1260 \cdot \left( \frac{1 \cdot 10^5}{293,15} \right) \cdot \left( \frac{298,15}{101325} \right)$$

$$D'où \quad Q_v = 1264,733 m^3 / h$$

Et pour le débit massique :

$$Q_{mAsp} = \rho \cdot Q_v$$

$$Q_{mAsp} = 1,184 \cdot 1264,733$$

$$Q_{mAsp} = 1497,307 kg / h$$

Pour le cas de refoulement :

$$Q_{vRefl} = 1260 \cdot \left( \frac{1}{293,15} \right) \cdot \left( \frac{343,15}{7,5} \right)$$

$$D'où \quad Q_{vRefl} = 196,6543 m^3 / h$$

$$Q_{mRefl} = 1,184 \cdot 196,6543$$

$$Q_{mRefl} = 1497,307 kg / h$$

Débit massique aspiré et refoulé : 1,35530093 [kg/s].

**b. Consommation de débit refoulé par les ballons**

Les ballons sont connectés en parallèles, alimentent ou point de mélange, avec deux scénarios

**Sénario1** : les deux premiers compresseurs en marche et le dernier en décharge.

**Sénario2** : les trois compresseurs en marche.

Ballon d'air		P(bar)	T mélange (K)	Qv totale (m³/ h)	Qm (Kg/h)
	Scénario 1	7,5	343,14	434,6224679	3529,787027
	Scénario 2	7,5	343,14	640,8119939	4879,083349

**TableauIII.14** : Débit volumique et massique à l'aspiration et le refoulement des ballons.

Exemple de calcul :

$$Q_m = \sum Q_{mRe.fl}$$

**Scénario 1 :**

$$Q_m = Q_{mComp1} + Q_{mComp2}$$

$$Q_m = 1497,307 + 2053,45$$

$$Q_m = 3529,787027 \text{ kg} / h$$

Puis le débit volumique :

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho}$$

$$Q_v = \frac{3529,787027}{\left( \frac{7,5}{343,15 \cdot 287,058} \right)}$$

$$Q_v = 434,6224679 \text{ m}^3 / h$$

Débit massique dans les ballons d'air pour scénario 1 : 0,980496396 (kg/s).

**Pour le Sénario2 :**

$$Q_m = Q_{mComp1} + Q_{mComp2} + Q_{mComp3}$$

$$Q_m = 1497.307 + 2053.45 + 1388.326$$

$$Q_m = 4879.083349 \text{ kg} / h$$

Puis le débit volumique :

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho}$$

$$Q_v = \frac{4879,083349}{\left( \frac{7,5 \cdot 10^{-5}}{343,15 \cdot 287,058} \right)}$$

$$Q_v = 640,8119939 m^3 / h$$

Débit massique dans les ballons d'air pour scénario 2 : 1,35530093 [kg/s].

### c. Débit refoulé par les sècheurs

Sècheurs	Pression (bar)	Température (K)	Qv (m³/h)	Qm refoulé (kg/h)
	7	353,15	706.5925635	4879.083349

**Tableau III.15 :** Débit volumique et massique à le refoulement des sècheurs.

Exemple de calcul :

On a utilisé la loi [II.7] de la conservation massique pour calculer les débits sous la forme suivante :

$$Q_v = Q_{vBallon} \cdot \frac{P_{Ballon}}{T_{Ballon}} \cdot \frac{T}{P}$$

$$Q_v = 640,8119939 \cdot \left( \frac{7,5}{343,15} \right) \cdot \left( \frac{353,15}{7} \right)$$

$$Q_v = 706.5925635 m^3 / h$$

D'où le débit massique :

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

$$Q_m = 706,5925635 \left( \frac{7 \cdot 10^5}{353,15 \cdot 287,058} \right)$$

$$Q_m = 4879.083349 kg / h$$

Débit massique dans sècheurs : 1,35530093 [kg/s].

### III.5.2. Les pertes de charges

#### a. Régime d'écoulement

	Diamètre (m)	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosité cinématique (m <sup>2</sup> /s)	Vitesse (m/s)	Reynolds
Ligne 1	0,08	7,61390766	2,6838E-06	10,86743573	323941,296
Ligne 2	0,08	8,629095348	2,36806E-06	13,15063076	444266,413
Ligne 3	0,08	10,15187688	2,01285E-06	61,77201229	2455103,021
Ligne 4	0,15	7,61390766	2,6838E-06	12,79953204	715376,3837
Ligne 5	0,125	7,106313816	2,8755E-06	12,79953204	556403,854

**Tableau III.16:** Analyse du régime d'écoulement dans les segments.

Exemple de calcul :

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Pour la ligne 3, on applique :

$$R_e = \frac{0,08 \cdot 61,77201229}{2,01285 \cdot 10^{-6}}$$

$$R_e = 2455103,021$$

D'après les résultats obtenus dans le tableau ci-dessus, le régime d'écoulement est turbulent dans tout le réseau, ce qui implique des pertes de charges non négligeables.

#### b. Perte de charge linéaire

	Longueur (m)	Diamètre (m)	Reynolds	Coeff perte de charge $\lambda$	$\Delta P$ linéaire (*10 <sup>-5</sup> )
Ligne 1	17,6	0,08	323941,296	0,015465283	1529,721373
Ligne 2	11,91	0,08	444266,413	0,014885565	1653,543161
Ligne 3	10,7	0,08	2455103,021	0,013083157	33892,70288
Ligne 4	8,1	0,15	820298,2533	0,015198578	586,9480957
Ligne 5	10,6	0,125	556403,854	0,015246901	752,6273409

**Tableau III.17 :** Calcul des pertes de charges dans les différents tronçons.

Exemple de calcul :

En utilisant la formule [II.15] de Swamee-Jain

$$\lambda = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{5,74}{R_e^{0,9}} \right) \right]^2}$$

En appliquant sur la ligne 3 on trouve :



$$\lambda = 0.3389270288$$

$$\Delta P_{Linéaire} = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot \frac{L}{D}$$

$$\Delta P_{Linéaire3} = 0,01308157416 \cdot \left( \frac{10,1518768799 \cdot (61,7720122875)^2}{2} \right) \cdot \frac{10,7}{0,08}$$

$$\Delta P_{Linéaire3} = 33892,721373 Pa$$

$$\text{Donc : } \Delta P_{Linéaire} = \sum \Delta P_{L1} + \Delta P_{L2} + \Delta P_{L3} + \Delta P_{L4} + \Delta P_{L5}$$

$$\Delta P_{Linéaire} = 0.38 bar$$

### c. Perte de charge singulière

- Cas des coudes

Type	Type1	Type2	Type3	Type 4	Type5	Type6
Rayon de courbure (mm)	120	120	160	225	187,5	/
Diamètre (mm)	80	80	80	150	125	150
Angle (degrés)	90	45	135	90	90	90
Coefficient	0,17	0,09	0,22	0,17	0,17	1,85
Nombre	19	2	1	1	6	1

**Tableau III.18 :** Coefficients de perte de charge singulière pour différents types de coudes.

Exemple de calcul :

Pour calculer les coefficients des pertes de charges pour chaque coude on a utilisé la formule [III.17] :

$$\xi = \left( 0,131 + 1,847 \cdot \left( \frac{D}{2 \cdot R} \right)^{3,5} \right) \cdot \frac{\alpha}{90}$$

On prend le premier type :

$$\xi = \left( 0,131 + 1,847 \cdot \left( \frac{80}{2 \cdot 120} \right)^{3,5} \right) \cdot \frac{90}{90}$$

$$\xi = 0,17$$

$$\Delta P_{Coude} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

$$\text{Pour le diamètre 80mm : } \Delta P_{Coude} = 0.17 \cdot \frac{7,61397659 \cdot (10,86743573)^2}{2}$$

$$\Delta P_{Coude} = 76,43365431 Pa$$

$$\text{Donc : } \Delta P_{Coudes} = \sum \Delta P_{CoudeD80} + \Delta P_{CoudeD125} + \Delta P_{CoudeD150}$$

$$\Delta P_{Coudes} = 0.03011262 bar$$

- Cas des ballons d'air

Ballons d'air	
Diamètre (mm)	80
Coefficient d'entrée	1
Coefficient de sortie	0,50
Nombre	3

**Tableau III.19 :** Coefficient de perte de charge pour les ballons.

Exemple de calcul :

A l'entrée de réservoir :

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

La section de sortie  $S_2$  tend vers l'infini.

Donc  $\xi = 1$

A la sortie de réservoir :

$$\xi = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)$$

La section  $S_2$  tend vers l'infini.

Donc  $\xi = 0,5$

D'où les pertes de charge pour les ballons sont :

$$\Delta P_{Ballon} = (1 + 0,5) \cdot \left( \frac{7,61390766 \cdot (12,79953204)^2}{2} \right)$$

$$\Delta P_{Ballon} = 935.53703 Pa.$$

Ensuite on fait la même chose pour tous les ballons et on obtient :

$$\Delta P_{Ballons} = 0.298636 bar.$$

- **Filtres et déshuileur**

Les filtres			
Filtre à Air		Déshuileur	
Nombre	3	Nombre	3
Coefficient	0,5	Coefficient	0,4

**Tableau III.20 :** Coefficient de pertes de charge singulière dans les filtres.

Les coefficients sont dans des annexes, on prend un seul filtre et déshuileur dans la ligne 2

$$\text{Donc } \Delta P_{\text{Filtre}} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

D'où :

$$\Delta P_{\text{Filtre}} = \left( 0,5 \cdot \left( \frac{8,619095348 \cdot (13,15063076)^2}{2} \right) \right) + \left( 0,4 \cdot \left( \frac{8,619095348 \cdot (13,15063076)^2}{2} \right) \right)$$

$$\Delta P_{\text{Filtre}} = 670,7603254 \text{ Pa.}$$

$$\Delta P_{\text{Filtres}} = 0.185079885 \text{ bar.}$$

- **Tés et vannes**

	Les tés	Les vannes
Diamètre (mm)	80	80
Coefficient	1,00	0,05
Nombre	9	21

**Tableau III.21 :** Coefficient pertes de charge dans Tés et les vannes.

Exemple de calcul :

**Pour les tés :**

A travers de la relation [II.19]

$$\xi = 1 + 0,5 \cdot \left( 1 - \frac{S_{AV}}{S_{AP}} \right)$$

Les sections avant et après les tés sont égaux donc le coefficient est :

$$\xi = 1$$

$$\text{D'où : } \Delta P_{\text{Té}} = 1 \cdot \left( \frac{10,15187688 \cdot (61,77201229)^2}{2} \right)$$

$$\Delta P_{\text{Té}} = 19368.6720 \text{ Pa}$$

$$\text{Donc } \Delta P_{\text{Tés}} = 0.205644316 \text{ bar.}$$

**Pour les vannes :**

$$\Delta P_{Vanne} = 0,05 \cdot \left( \frac{10,15187688 \cdot (61,77201229)^2}{2} \right)$$

$$\Delta P_{Vanne} = 968.672 Pa$$

$$\Delta P_{Vannes} = 0.053157399 bar.$$

• **Rétrécissement et élargissement**

	Rétrécissement		Elargissement
	D <sub>Petit</sub> /D <sub>grand</sub> = 0,8	D <sub>Petit</sub> /D <sub>grand</sub> = 0,5	D <sub>Petit</sub> /D <sub>grand</sub> = 0,8
<b>D<sub>Petit</sub></b>	125	80	125
<b>Nombre</b>	1	1	1
<b>Coefficient</b>	0,02	0,21	0,05

**Tableau III.22 :** Coefficient pertes charge dans rétrécissement et élargissement.

**Rétrécissement :**

Exemple de calcul : On calcule le coefficient à partir de la relation [II.20] :

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right) \right)^2$$

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{150}{125} \right) \right)^2$$

D'où  $\xi = 0,02$

$$\Delta P_{Rétrécissement} = \left( 0,02 \cdot \left( \frac{7,61390766 \cdot (12,79953204)^2}{2} \right) \right) + \left( 0,02 \cdot \left( \frac{7,106313816 \cdot \left( \frac{0,125}{0,012271846} \right)^2}{2} \right) \right)$$

$$\Delta P_{Rétrécissement} = 0.00813519 bar.$$

**Élargissement :**

On calcule le coefficient à partir de la relation [II.21] :

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right) \right)^2$$

$$\xi = 0,5 \cdot \left( 1 - \left( \frac{125}{150} \right) \right)^2$$

D'où  $\xi = 0,05$

$$\Delta P_{Elargissement} = \left( 0,05 \cdot \left( \frac{7,61390766 \cdot (10,86743573)^2}{2} \right) \right) + \left( 0,05 \cdot \left( \frac{7,106313816 \cdot \left( \frac{0,15707389}{0,0176714598} \right)^2}{2} \right) \right)$$

$$\Delta P_{Elargissement} = 43.14146988 Pa$$

$$\Delta P_{Elargissement} = 0.000431415 bar.$$

$$D'où : \sum \Delta P_{Sing} = \Delta P_{Coude} + \Delta P_{Ballons} + \Delta P_{Filtres} + \Delta P_{Vanne} + \Delta P_{Tés} + \Delta P_{Rétrécissement} + \Delta P_{Elargissement}$$

La valeur totale des pertes de charges singulières est :  $\Delta P_{singulière} = 1.25 bar$ .

$$\Delta P_{Total} = \Delta P_{linéaire} + \Delta P_{singulière}$$

$$Donc : \Delta P_{Total} = 1.63 bar.$$

Dans le cas réel les pertes des charges totales dans le circuit s'élèvent à 1,63 bar. Elle sert à déterminer la pression au niveau de l'unité de production.

### III.5.3. Distribution dans l'unité de production

$$P_{Arrivé} = P_{Départ} - \Delta P$$

$$P_A = 7.5 - 1.63 = 5.87 bar.$$

La pression livrée à l'unité de production est obtenue en soustrayant la perte de charge à la pression de départ.

L'unité de production	Pr (bar)	T (K)	Masse volumique $\rho(kg/m^3)$	$Q_v (m^3/h)$	$Q_m(kg/h)$
	5,87	353,15	5,790408936	842,614614	4879,083349

**Tableau III.23 :** Débit massique réel à l'unité de production.

Exemple de calcul :

On a calculé la masse volumique :

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T} = \frac{5.87}{287.058 \cdot 353.15} = 5.790408936 kg / m^3$$

Le débit volumique :

$$Q_v = 706,5925635 \cdot \left( \frac{7}{5.87} \right)$$

$$Q_v = 842.614614 m^3 / h$$

Le débit massique :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v$$

$$Q_m = 4879,083349 kg / h$$

Débit massique réels à l'unité de production : 1,35530093[kg/s].

Le système opère actuellement avec une pression d'arrivée de 5,88 bar et un débit massique excessif de 1,3553 kg/s.

### III.6. Comparaison les résultats obtenus

L'analyse comparative les besoins théoriques et des données expérimentales présentés dans le tableau :

	<b>Théorique</b>	<b>Pratique</b>
<b>Perte de charge (bar)</b>	0,52	1,63
<b>Pression départ (bar)</b>	6,52	7,5
<b>Pression d'arrivée (bar)</b>	6	5,87
<b>Débit massique (kg/s)</b>	0,540453865	1,35530093

**Tableau III.24 :** Résultats de comparaison entre cas théorique et réels.

On remarque la perte de charge pratique mesurée à 1,62bar dépasse largement la valeur théorique 0,52bar attendue. Ce décalage s'explique principalement par les pertes singulières survenant au niveau des éléments, notamment liés à l'emplacement des compresseurs et ou un mauvais dimensionnement des canalisations.

Grâce à ces données, il a été possible de fixer la pression minimale requise en départ 6,52bar ainsi que la pression générée au niveau de l'unité de production 5, 88bar.

La pression d'arrivée mesurée lors des essais pratiques s'avère inférieure à celle requis théoriquement 6bar, cela est dû à la perte de charge réelle. Cette différence influence directement sur le fonctionnement des systèmes pneumatique de l'unité de production.

Le débit massique réel à 1,355kg/s est supérieur au débit théorique prévu de 0,540kg/s traduisant un excès d'air circulant dans le système. Cela pourrait entraîner une surcharge des compresseurs, augmentant ainsi risque d'avoir des pannes et affectant la durée de vie des équipements.

### III.7. Optimisation du réseau d'air

Ce tableau présente la variation de diamètre de canalisation à la sortie des compresseurs jusqu'à les ballons d'air :

<b>Diamètre (mm)</b>	<b>Perte linéaire(bar)</b>	<b>Perte singulière(bar)</b>	<b>Perte de charge totale (bar)</b>	<b>Pression d'arrivée (bar)</b>
----------------------	----------------------------	------------------------------	-------------------------------------	---------------------------------

80	0,38	1,2465446	1,63	5,87
90	0,22	0,7909436	1,01	6,49
100	0,14	0,5264309	0,67	6,83
125	0,06	0,2284895	0,29	7,21

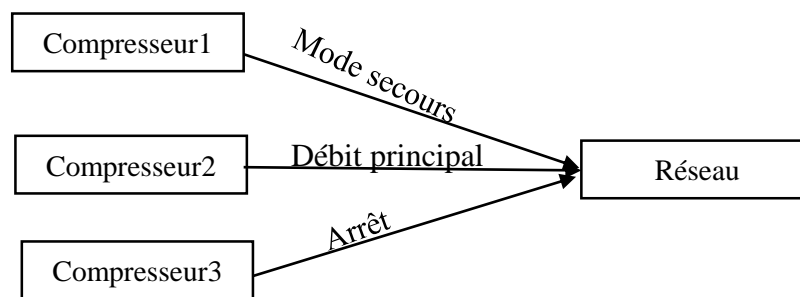
**Tableau III.25:** Variation des diamètres en fonction de pertes de charge.

A partir des pertes de charge totales et de la pression de départ fixée à 7,5 bar, on calcul la pression d'arrivé à l'unité de production :

$$P_{Arrivé} = P_{départ} - \Delta P_{départ}$$

Ce tableau montre que l'augmentation du diamètre des canalisations entraine une réduction des pertes de charge, elle s'accompagne d'une montée en pression à l'arrivé.

Cette illustration présente la stratégie opérationnelle pour résoudre l'excès d'air dans le système d'air comprimé :



**Schéma de la mise en place des compresseurs.**

D'après les résultats obtenus par les calculs dans le tableau [III.13]. Le compresseur 2 assure seul la charge nominale du débit et la pression d'arrivé couvrant les besoins de l'unité de production.

$$P_{Arrivé} = P_{Départ} - \Delta P$$

$$P_{Arrivé} = 8,5 - 1,63$$

$$P_{Arrivé} = 6,87 \text{ bar}$$

Le compresseur 1 est réservé en mode veille active prêt à se déclencher automatiquement en cas des pannes ou de pic de demande exceptionnel.

Le compresseur 3 reste totalement désactivé pour éviter le gaspillage est désormais dédiée à une autre unité de production nécessitant des apports spécifiques en air comprimé.

Cela reste cependant une solution temporaire. Pour répondre à cette problématique, nous avons proposé à Cevital une solution durable consistant à **boucler les réseaux d'air comprimé**.

### III.8. Mise en pratique d'une solution

Le réseau d'air comprimé actuel de Cevital souffre de limitation critique nécessitant une refonte structurelle. Parmi les problèmes a été identifiés :

- Des espaces confinés et compresseurs étouffés (Température supérieur à 40°C).
- Insuffisance de production de sucre blanc 11000T/an.
- Pannes récurrentes, exemple au niveau de l'unité de conditionnement de sucre en 2019 à 127 pannes en 2020 à 34 pannes.
- La chute de pression propre à chaque unité.

Ces dysfonctionnements trouvant leurs origines dans l'architecture fragmentée

Du réseau actuel, ou chaque unité fonctionne en circuit isolé sans mutualisation des ressources. Pour résoudre ces problèmes on suggère au pôle sucre Cevital un projet stratégique de bouclage, cette nouvelle conception reliant entre les réseaux.

Dans le tableau ci-dessous nous montrons les unités de production au pôle sucre, pression, type de chaque compresseur et le débit de consommation de chaque unité :

Désignation de l'unité	Type de compresseur	Pression (bar)	Débit de chaque unité à tenir compte pour le calcul Nm <sup>3</sup> /h
<b>DOP</b>	ATLAS COMPCO GA55+ FF	8,25	624
	ATLAS COMPCO GA55+ FF	8 ,25	
<b>Energie</b>	COMPAIR L37-13A	10	380
	COMPAIR L37-13A	10	
<b>Sucre roux</b>	D37H-10A	10	380
<b>RFS 3000T</b>	ATLAS COMPCO GA110+	7,5	2772
	COMPAIR L110-10A	10	
	ATLAS COMPCO G160	8,5	
	COMPAIR L37-13	13	
	COMPAIR L37-10A	10	



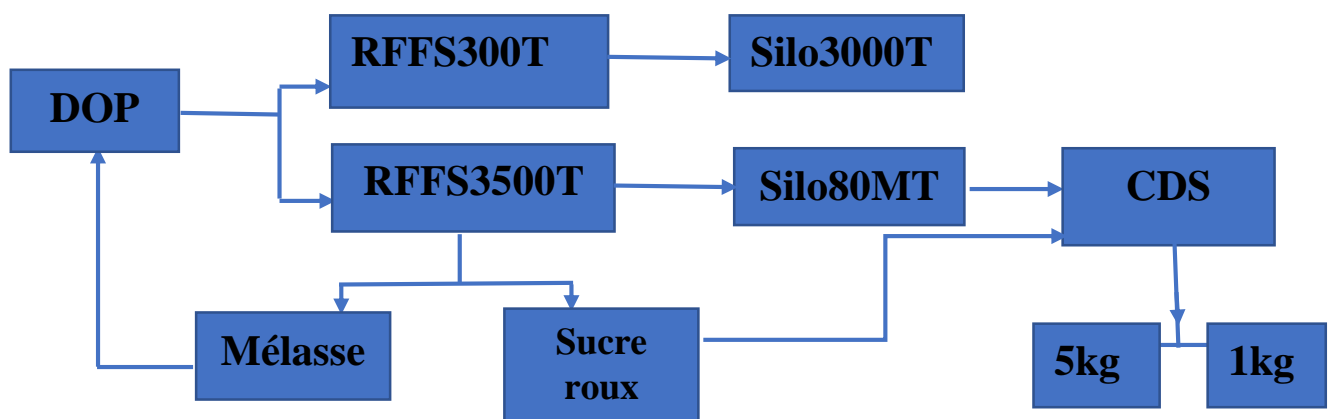
<b>Conditionnement sucre 1kg</b>	ATLAS COMPCO GA110+	7,5	2424
	ATLAS COMPCO GA160	8,5	
	COMPAIR L110-10A	10	
<b>Silo 80000T</b>	COMPAIR L37-10A	10	380
	COMPAIR L37-10A	10	
<b>RFS 3500T</b>	COMPAIR L37-13A	13	2400
	COMPAIR L37-10A	13	
	COMPAIR L110-10A	10	
	COMPAIR L110-10A	10	
	COMPAIR L110-10A	10	
	RENNER	7,5	
	RENNER	7,5	

**Tableau III.26:** Débit et pression des compresseurs d'air par unité.

### III.8.1. Traitement de sucre

À l'arrivée du navire transportant la matière première sucrière, un déchargement automatisé s'effectue le dépôt de la matière première (DOP) puis le stocker dedans, le sucre roux brut est ensuite envoyée vers les unités de raffinage RFFS 3000T et RFFS 3500T où se fait la transformation vers le sucre blanc. Ce dernier est stocké dans des silos métalliques d'une capacité cumulée de silo3000T et silo80000T, garantissant une continuité opérationnelle avant sa phase de mise en marche. Enfin, l'étape de conditionnement se réalise sur des lignes pneumatiques permettant d'emballer le produit fini en sacs de 1 kg et 5 kg, prêts à être expédiés vers les circuits de distribution.

Parallèlement, les déchets générés lors du raffinage sont valorisés, la mélasse (déchets riches) est envoyée à la DOP pour la commercialisation tandis que les déchets pauvres sont recyclés pour la transformation du sucre roux, assurant ainsi une chaine de production.



**Schéma explicatif de chemin de sucre**

### **III.8.2. Description des travaux prévus**

#### **a. Boucle d'air comprimé**

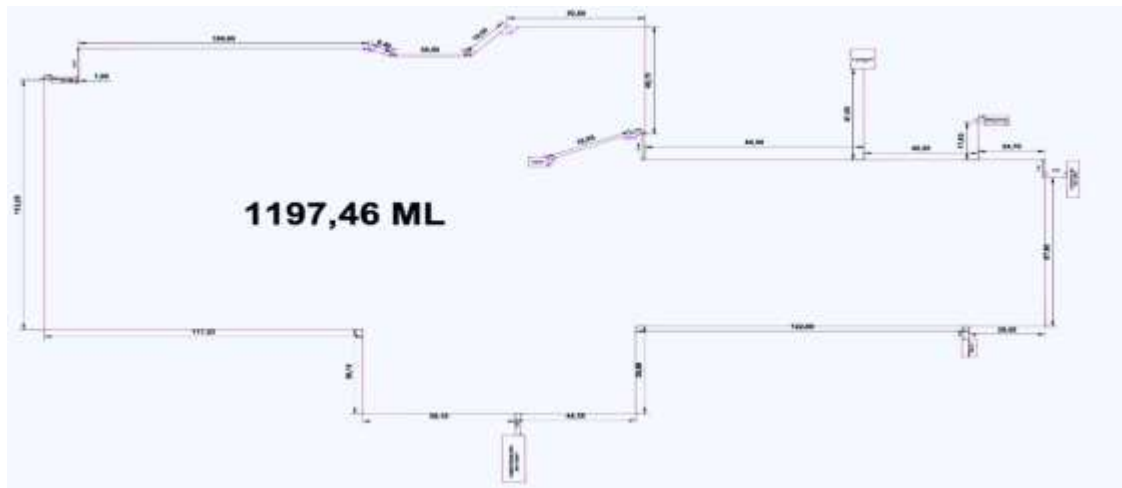
Le circuit d'air comprimé de diamètre nominal de 200 mm relira tous les compresseurs des locaux de compression, chaque unité sera connectée à cette boucle fermée, qui distribuera l'air aux équipements comme le montre le schéma ci-dessous. L'intégration des dispositifs de sécurité comme clapets anti retour, des bypass et des vannes, en cas défaillance d'un compresseur ou station de production.

Caractéristique d'installation :

- système de supportage.
- les piquages vers chaque point d'unité.
- purgeurs automatiques.
- installation des débitmètres massique à chaque unité.

#### **b. Méthode de fonctionnement**

Le réseau fonction sous forme de circuit fermé avec une pression stable entre 7 et 10 bar est alimenté par des compresseurs dans des salles de compression, l'air peut circuler dans les deux sens à l'intérieur des réseaux. Cela assure une continuité en cas de panne, comme celle d'un compresseur. Des équipements de sécurité interviennent automatiquement pour rediriger l'air dans le cas d'un incident tandis que des clapets placés ou on pique l'unité pour empêcher l'air de revenir, des purgeurs automatiques éliminent l'eau condensée aux bas du circuit, des débitmètres pour mesurer les débits en cas des fuites et des vannes permettent d'isoler certaines zones pour les travaux d'entretien sans arrêter l'ensemble du système.



**FigureIII.2 : Bouclage réseaux d'air chez Cevital.**

### c. Avantages et inconvénients

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>-Alimentation bidirectionnelle assurant la continuité de la production.</li> <li>-La pression stable réduit la charge sur le compresseur.</li> <li>-Garantir la durabilité des équipements.</li> <li>-Cout énergétique diminue.</li> <li>-Satisfaire les besoins de l'unité de production en air comprimé.</li> <li>-Réduction de la consommation en air comprimé.</li> <li>-Diminution des couts.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-L'installation demande un investissement important.</li> <li>-Certain éléments doivent être fabriqués sur mesure.</li> <li>-Surveillance continue les premiers temps.</li> </ul>

**Tableau III.27 : Les avantages et inconvénients du bouclage.**

En finalité, il est très facile de trancher sur la nécessité de configurer le réseau en boucle, car celle-ci ça va être la solution la plus économique à long terme.

### III.9. Conclusion

Notre étude a permis d'analyser le système de distribution d'air comprimé au sein de conditionnement de sucre, en comparant les résultats théorique et pratique. A partir de ces analyses on a mis en œuvre des solutions pour optimiser le système.

# **Conclusion Générale**

## Conclusion Générale

Notre étude approfondie a souligné l'importance cruciale de l'analyse énergétique et pneumatique pour optimiser le réseau d'air comprimé dans l'unité de conditionnement de sucre chez Cevital. En confrontant les données théoriques aux mesures expérimentales, nous avons mis en évidence des écarts significatifs en termes de pression disponible, de débit massique et de pertes de charge.

L'analyse a révélé que le réseau actuel souffre de faille de conception, notamment un dimensionnement inadapté des tuyauteries et une architecture peu optimisée. Ces problèmes entraînent une surconsommation d'air comprimé, des fluctuations de pression en aval, ainsi qu'une sollicitation excessive des compresseurs.

Les résultats obtenus ont permis d'identifier plusieurs causes de sous-optimal :

- Dimensionnement inadapté des canalisations.
- Une surconsommation d'air comprimé par rapport aux besoins.

En réponse à ces observations d'orientation d'amélioration a été explorée :

- Une première solution technique consiste à remplacer les conduites existantes par des diamètres supérieurs afin de réduire les pertes de charges.
- Une seconde approche, plus structurante, propose la mise en place d'un réseau bouclé interconnecté, capable non seulement de stabiliser la pression, mais aussi d'assurer une meilleure continuité de service.

Cette deuxième option s'est montrée être la solution la plus stratégique et durable. Elle offre une amélioration notable en termes de fiabilité, de continuité de service et d'économies énergétiques à long terme.

Ainsi, cette étude fournit à Cevital des recommandations concrètes pour moderniser efficacement son système pneumatique, contribuant ainsi à renforcer non seulement son efficacité industrielle, mais aussi sa performance économique et environnementale.

# **Références Bibliographiques**

## Références Bibliographiques

- [1] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2019). Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill Education.
- [2] ISO 8573-1:2010 – Compressed air – Part 1: Contaminants and purity classes.
- [3] Gorbachev, V. (2015). Air Compressor Manual: The Complete Guide to Air Compression Applications and Technology. Industrial Press.
- [4] Atlas Copco Compressor Handbook (2021), 10th Edition.
- [5] Donaldson Company Inc. (2022). Air Treatment Handbook.
- [6] J. CARBONNET et M. ROQUES, Mécanique des fluides académie de Nancy-Metz
- [7] LE BOUSSICAUD.(2007). Perte de charge, le guay Michel et Ligen jean
- [8] Idelchik, I. E. (2008). Handbook of Hydraulic Resistance. Begell House
- [10] Colebrook, C. F. (1939). Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. Journal of the ICE.

# **ANNEXES**



**Annexe A :** Classification de pureté de l'air comprimé selon la norme ISO8573-1 :2010

ISO 8573-1:2010	Poussières				Eau		Huile
	Nombre maximal de particules par m³			Concentration massique mg/m³	Point de rosée sous pression de la vapeur	Liquide g/m³	Huile totale (sous forme d'aérosol, de liquide et de vapeur) mg/m³
	0,1 - 0,5 micron	0,5 - 1 micron	1 - 5 microns				
0	Selon les spécifications de l'utilisateur ou du fournisseur de l'équipement et plus strict que la classe 1						
1	≤ 20 000	≤ 400	≤ 10	-	≤ -70 °C/-94 °F	-	0,01
2	≤ 400 000	≤ 6 000	≤ 100	-	≤ -40 °C/-40 °F	-	0,1
3	-	≤ 90 000	≤ 1 000	-	≤ -20 °C/-4 °F	-	1
4	-	-	≤ 10 000	-	≤ +3 °C/+37,4 °F	-	5
5	-	-	≤ 100 000	-	≤ +7 °C/+44,6 °F	-	-
6	-	-	-	≤ 5	≤ +10 °C/+50 °F	-	-
7	-	-	-	5 - 10	-	≤ 0,5	-
8	-	-	-	-	-	0,5 - 5	-
9	-	-	-	-	-	5 - 10	-
X	-	-	-	> 10	-	> 10	> 10

**Annexe B.1 : Coefficient des perte de charge des filtres .**

Pipe and Tube System Fittings - Minor (Dynamic) Loss Coefficients

Type of Component or Fitting	Minor Loss Coefficient - $\xi$ -
Tee, Flanged, Dividing Line Flow	0.2
Tee, Threaded, Dividing Line Flow	0.9
Tee, Flanged, Dividing Branched Flow	1.0
Tee, Threaded, Dividing Branch Flow	2.0
Union, Threaded	0.08
Elbow, Flanged Regular 90°	0.3
Elbow, Threaded Regular 90°	1.5
Elbow, Threaded Regular 45°	0.4
Elbow, Flanged Long Radius 90°	0.2
Elbow, Threaded Long Radius 90°	0.7
Elbow, Flanged Long Radius 45°	0.2
Return Bend, Flanged 180°	0.2
Return Bend, Threaded 180°	1.5
Globe Valve, Fully Open	10
Angle Valve, Fully Open	2
Gate Valve, Fully Open	0.15
Gate Valve, 1/4 Closed	0.26
Gate Valve, 1/2 Closed	2.1
Gate Valve, 3/4 Closed	17
Swing Check Valve, Forward Flow	2
Ball Valve, Fully Open	0.05
Ball Valve, 1/3 Closed	5.5
Ball Valve, 2/3 Closed	200
Diaphragm Valve, Open	2.3
Diaphragm Valve, Half Open	4.3
Diaphragm Valve, 1/4 Open	21
Water meter	7

**Annexe B.1 : Coefficient des perte de charge des vannes.**

Accessoire / éléments	Perte de charge $\Delta p$ élément [Pa]
Grilles d'aération, clapets automatiques, volets pare pluie*	20 – 40
Volets de fermeture	10 – 20
Batteries de chauffe, échangeurs de chaleur*	100 – 150
Filtres propres*	40 – 60
encrassés	250 – 300
Silencieux*	40 – 80
Bouches de ventilation*	10 – 200
Séparateurs à cyclone	500 – 750

\*pour valeurs exactes, voir pages produits



## Résumé

Ce mémoire analyse les performances du réseau d'air comprimé de l'unité de conditionnement de sucre de Cevital, en comparant modélisation et mesures réelles. Les résultats montrent un sous-dimensionnement des canalisations et une architecture inadaptée, entraînant des pertes de charge élevées, une chute de pression instable et une surconsommation énergétique.

Deux solutions ont été évaluées : le redimensionnement des tuyauteries et la reconfiguration en réseau bouclé. Cette dernière offre une meilleure régulation de la pression et une réduction de la consommation énergétique globale.

En conclusion, cette analyse souligne l'importance d'une approche énergétique et pneumatique pour améliorer l'efficacité du système. Les recommandations formulées permettront à Cevital de moderniser son réseau d'air comprimé, contribuant ainsi à une amélioration notable de sa performance industrielle, économique et environnementale.

**Mots clés :** Air comprimé, compresseur à vis, perte de charge, optimisation énergétique, réseau d'air comprimé, Cevital.

---

## Abstract

This thesis analyses the performance of the compressed air network in Cevital's sugar packaging unit, by comparing theoretical modelling (flow rates, pressure drops, pressure) with actual field measurements. The results reveal undersized piping and an inadequate layout, leading to high pressure losses, unstable pressure drop, and excessive energy consumption.

Two solutions were evaluated: resizing the pipes and reconfiguring the network into a looped system. The latter provides better pressure regulation and a significant reduction in overall energy consumption.

In conclusion, this analysis highlights the importance of an energy and pneumatic approach to improving system efficiency. The recommendations provided will enable Cevital to modernize its compressed air network, thereby contributing to a significant improvement in its industrial, economic, and environmental performance.

**Keywords:** compressed air, screw compressor, pressure loss, energy optimization, Compressed air network, Cevital

