

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

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : INSTALLATIONS ÉNERGÉTIQUES ET TURBOMACHINES

PAR :

KELLOU SOUHILA

SAHKI KAHINA

Thème

**Etude et dimensionnement d'une installation de
production d'air comprimé- laiterie**

SOUMMAM – AKBOU, BEJAIA

Soutenu le2018 devant le jury composé de:

Mr.	Président
Mr. A .DJERRADA	Rapporteur
Mr.	Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

Remerciements

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

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

Nous remercions tout le personnel de l'entreprise Soummam pour leur accueil exemplaire et de leur aide précieuse durant notre période du stage pratique à l'entreprise et surtout mon encadreur Mr CHARDOUH FOUAD, IBERAKEN NABIL et MEJOUB SOFIANE qui nous ont bien encadré et nous leurs exprimons toutes notre reconnaissance pour leur inoubliable dévouement.

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

Sans oublier tous les enseignants du département du génie mécanique et tout le corps administratif.

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

Dédicaces

Au nom de l'amour de l'obéissance et de respect, je dédie ce travail :

A mes très chers parents.

Papa, ce grand homme, toujours près à me tendre la main lorsque j'en ai besoin, ce repère toujours présent pour guider mes pas, ce merveilleux père qui n'a jamais hésité à tout sacrifier pour ces enfants.

Maman, cette amie qui m'a donné la vie, cette déesse de douceur toujours prête à dire que tout ira bien, cette maman, qui partage avec nous la joie et la peine avec tout son cœur. Aujourd'hui et du fond de mon cœur, Je te dis ` MERCI Mama ´.

Mes chères frères et sœurs, ma source de courage : Dai , youcef , Aissa , Salima , Chafiaa , hizia , Zineb.

Mes copines de chambre : Sarah , Meriem , Mouna , Zahra.

Tous mes amies surtout Merabtine Nassima qui m'a vraiment aidée.

Que Dieu le tout puissant vous préserve tous et vous procure sagesse et bonheur.

Souhila

Dédicaces

À tous ceux qui sont chers...

«À l'hommage de mes grands parents»

S.KAHINA

Nomenclature

Lettres Latines		
Symboles	Définition	Unités (SI)
D	Diamètre de la conduite	m
D_H	Diamètre du coude	m
L	La longueur de canalisation	m
m	Masse de l'air	kg
n	Coefficient polytropique	/
P	Pression de gaz	Pa
P_{ser}	Pression de service	Pa
ΔP_H	Différence de pression due à la hauteur	Pa
ΔP_{char}	Pertes de charge dans le réseau (linière et singulière)	Pa
$\Delta P_{rég}$	Écart de régulation	Pa
ΔP_L	Pertes de charge linéaires	Pa
ΔP_S	Pertes de charge singulières	Pa
P_D	Pression de déclenchement du compresseur	Pa
P_E	Pression d'enclenchement du compresseur	Pa
q_v	Débit volumique	m^3/s
q_m	Débit massique	kg/m^3
q_{masp}	Débit massique aspiré	kg/m^3
q_{mref}	Débit massique refoulé	kg/m^3
q_{vasp}	Débit volumique aspiré	m^3/s
q_{vref}	Débit volumique refoulé	m^3/s
r	Constante du gaz parfait	J/kg.K
R_0	Rayon de courbure de coude	m
t	Temps	s
T_{2S}	Température isentropique	K
T	Température du gaz	K
T_1	Température à l'entrée de la 1 ^{er} vis	K
T'_1	Température à l'entrée de la 2 ^{eme} vis	K
P_1	La pression à l'entrée de la 1 ^{er} vis	Pa

Nomenclature

P'_1	La pression à l'entrée de la 2 ^{ème} vis	Pa
V	volume	m ³
V	Vitesse moyenne	m/s
Re	Nombre de reynolds	/
\dot{W}	La puissance de compresseur	kW
$W_{réel}$	Travail réel de compresseur	KJ/kg
W_{th}	Travail théorique de compresseur	KJ/kg
C_p	Chaleur massique dans une transformation à volume constante	J/kg.K
C_v	Chaleur massique dans une transformation à pression constante	J/kg.K
A_1	Coefficient tenant compte de l'effet de l'angle au centre δ^o du coude	/
B_1	Coefficient tenant compte de l'effet du rayon relatif du coude $\frac{R_0}{D_H}$	/
C_1	Coefficient tenant compte de l'effet de la longueur relative de la section du coude $\frac{a_0}{b_H}$	/

Lettres grecques		
Symboles	Définition	Unités (SI)
μ	Viscosité dynamique	kg/m.s
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
ρ	Masse volumique de l'air	kg/m ³
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	/
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	/
τ	Taux de compression	/
δ	Angle du coude	Degré
Δ	Rugosité	/
Δ'	Rugosité relative	/
η_{eff}	Rendement effectif du compresseur	/
η_i	Rendement indiqué	/
η_m	Rendement mécanique	/

Listes des figures

Figure N°	Titre	Page
I.1	Localisation de la sarl laiterie Soummam	3
I.2	Souffleuse	4
I.3	Rinceuse	5
I.4	Soutireuse	5
I.5	Etiqueteuse	6
I.6	Dateuse	6
I.7	Organigramme général de la sarl laiterie Soummam	7
II.1	Classification des compresseurs	11
II.2	Les types des compresseurs dynamiques	12
II.3	Les Compresseurs axiaux	12
II.4	Compresseur centrifuge	13
II.5	Les types des compresseurs volumétriques	14
II.6	Compresseurs alternatifs	14
II.7	Compresseur à piston	15
II.8	Compresseur à membrane	15
II.9	Compresseur rotatifs à palettes	16
II.10	Schéma de cycle de compresseur à spirale	16
II.11	Compresseur rotatifs à lobe	17
II.12	Compresseur à vis	17
II.13	Différentes étapes de la production de l'air comprimé	18
II.14	Réservoir d'air comprimé	22
II.15	Sécheur d'air comprimé	22
III.1	compresseur à piston ATLAS COPCO	25
III.2	compresseur à vis ATLAS COPCO	26
III.3	La nourrice	26
III.4	proposition de l'installation.	27
III.5	Différents types d'écoulement	39
IV.1	Aspiration de l'air	50_51

IV.2	compression de l'air	51
IV.3	Refoulement de l'air comprimé	52
IV.4	Diagramme volume-pression (cycle théorique d'une compression)	55

Liste des tableaux

Tableau N°	Titre	page
II.1	La composition de l'air	9
III.1	Les débits volumiques et massiques aspiré et refoulé des compresseurs	37
III.2	Les différents débits volumiques aspirés dans les souffleuses	38
III.3	Régime d'écoulement	40
III.4	Les pertes de charge linéaires et singulières de chaque ligne	48
IV.1	Tableau récapitulatif des caractéristiques des compresseurs	63

Sommaire

Introduction	01
--------------------	----

Synthèse Bibliographique

Chapitre I: Présentation de la sarl laiterie Soummam

I.1 Historique	02
I.2 Les principales étapes de développement de la Sarl Laiterie Soummam.....	02
I.3 Implantation.....	03
I.4 Mission de la Sarl Laiterie Soummam	03
I.5 Gamme produits	03
I.6 Machines utilisées dans le processus de production.....	04
I.6.1 La souffleuse	04
I.6.2 Rinceuse	05
I.6.3 Soutireuse	05
I.6.4 Etiqueteuse	06
I.6.5 Dateuse	06
I.7 Organigramme général de la Sarl Laiterie Soummam	07

Chapitre II : Généralités sur la production de l'air comprimé

II.1 Introduction	09
II.2 Notion sur l'air	09
II.3 Notion sur l'air comprimé	10
II.4 Utilisation de l'air comprimé	10
II.4-1 Les avantages de l'air comprimé	10
II.4.2 Les Inconvénients de l'air comprimé	10
II.5 Les types des compresseurs	11
II.5.1 Les compresseurs dynamiques	12
II.5.1.1 Les compresseurs axiaux.....	12
II.5.1.2 Les compresseurs centrifuges	13

II.5.2 Compresseur Volumétriques.....	13
II.5.2.1 Compresseurs alternatifs.....	14
II.5.2.2 Compresseur volumétrique rotatif.....	16
II.6 Production de l'air comprimé.....	18
II.7 Traitement de l'air comprimé.....	19
II.7.1 Prétraitement de l'air.....	19
II.7.1.1 Les particules solides.....	19
II.7.1.2 L'eau.....	20
II.7.1.3 L'huile.....	20
II.7.2 Traitement de l'air après la compression.....	20
II.7.2.1 Cas des compresseurs secs.....	20
II.7.2.2 Cas des compresseurs lubrifiés.....	20
II.7.3 Refroidisseurs de compresseurs d'air.....	21
II.7.4 Réservoirs d'air comprimé.....	21
II.7.5 Traitement de l'air comprimé avant la consommation.....	22
II.7.5.1 Assèchement de l'air.....	22
II.7.5.2 Filtration d'air comprimé.....	23
II.8 Conclusion.....	23

Chapitre III : Besoins en air comprimé et calculs des pertes de charge

III.1 Description de l'installation de production d'air comprimé.....	24
III.1.1 Les compresseurs à piston.....	24
III.1.2 Les compresseurs à vis.....	25
III.1.3 La nourrice.....	26
III.2 Adaptation de l'installation existante.....	27
III.3 Débit total de l'air comprimé.....	28
III.3.1 Généralités.....	28
III.3.2 Caractéristique du gaz.....	28
III.3.3 Pression et débit d'air comprimé.....	28
III.4 Application.....	30
III.4.1 Calcul du débit volumique aspiré de chaque compresseur.....	30
III.4.2 Calcul du débit volumique refoulé de chaque compresseur.....	32
III.4.3 Calcul du débit massique aspiré et refoulé de chaque compresseur.....	33

III.5 Calcul des Pertes de charge	39
III.5.1 Les différents types d'écoulement	39
III.5.2 Pertes de charge linéaires.....	41
III.5.2.1 Détermination du coefficient de frottement (λ)	41
III.5.3 Pertes de charge singulières.....	42
III.6 Ligne 1	44
III.7 Ligne 2	46
III.8 Ligne 3	47
III.9 Les pertes de charge totales pour chaque ligne.....	48
III.10 Plage de régulation de la pression.....	48
III.11 Calcul de la différence de pression due à la hauteur.....	48
III.12 La pression que doit assurer les compresseurs	49

Chapitre IV : Etudes thermodynamique des compresseurs

IV.1 Introduction	50
IV.2 Analyse fonctionnelle des compresseurs volumétriques	50
IV.2.1 Aspiration	50
IV.2.2 La compression.....	51
IV.2.3 Refoulement.....	51
IV.2.4 L'étanchéité	52
IV.2.5 Le refroidissement	53
IV.3 Transformations associées à une compression.....	53
IV.3.1 Compression isothermique	53
IV.3.2 Compression adiabatique.....	53
IV.3.3 Compression polytropic.....	54
IV.4 Travail du compresseur	55
IV.4.1 compression isothermique	56
IV.4.2 compression isentropique	56
IV.4.3 compression polytropic.....	56
IV.5 Calcul du rendement du compresseur.....	57
IV.6 Calcul de la puissance du compresseur... ..	57
IV.7 Application	57
IV.7.1 Calcul du travail théorique de chaque compresseur	57

IV.7.2 Calcul du rendement effectif du chaque compresseur.....	59
IV.7.3 Calcul du travail réel du chaque compresseur	61
IV.7.4 Calcul du la puissance du compresseur	61
VI.8 Interprétation des résultats obtenus	64
VI.9 Choix du compresseur	64
VI.10 Description du compresseur choisi.....	64
Conclusion générale.....	65
Références bibliographiques	
Annexes	

Introduction Générale

Introduction générale

Dans l'économie Algérienne, l'industrie agroalimentaire occupe la première place. Malgré les aléas de la crise, on observe une forte croissance de ce secteur grâce à la bonne tenue de la demande. La laiterie Soummam reste l'une des grandes entreprises Algérienne. Elle est leader dans le secteur des produits laitiers, et cherche constamment à améliorer la qualité de ses produits.

Désormais, toute entreprise industrielle est équipée d'un système central de production d'air comprimé, afin de disposer dans tous ses ateliers de l'énergie pneumatique. Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer les compresseurs qui produisent de l'air comprimé à partir de l'air prélevé dans l'atmosphère.

Notre mémoire élaborée au sein de l'entreprise Soummam, a pour objectif de mener une étude et un dimensionnement d'une installation de production d'air comprimé basée sur des compresseurs à pistons et à vis. Pour se faire, nous avons organisé notre étude comme suit:

Le premier chapitre contient une présentation générale de l'entreprise, puis l'organigramme hiérarchique et les différentes activités de l'entreprise Soummam ainsi que sa présence dans le marché.

Le deuxième chapitre comporte le contexte général du sujet qui décrit les notions fondamentales de production d'air comprimé et les types de compresseurs utilisés.

Le troisième chapitre est consacré à l'évaluation des besoins en air comprimé en calculant les différents débits couplés au calcul des différentes pertes de charge pour garantir les différentes pressions de service de l'installation.

Dans le dernier chapitre nous présentons, le dimensionnement énergétique des installations étudiées.

Enfin nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Synthèse bibliographique

Chapitre I
Présentation du La
sarl laiterie
Soummam

I.1 Historique

La Sarl Laiterie Soummam a été fondée en 1993, d'un capitale social 2 837 943 000.00 DA depuis sa création elle n'a cessé de connaître un développement continu. Toutefois, la véritable expansion a commencé en 2000, lorsqu'elle s'est installée à la zone d'activité d'Akbou, elle a investi dans l'acquisition des équipements modernes répondant aux normes internationales dans les domaines de production, d'hygiène et de productivité.

Elle Emploie plus de 1600 salariés permanents, elle est disposé de 2 sites de production d'une capacité cumulée de plus de 2000 T/jour et commercialise sa production à travers un réseau de distribution très grand.

La Sarl Laiterie Soummam couvre l'ensemble du marché national et exporte vers la Lybie. Elle est leader et Co-leader sur l'ensemble des produits laitiers et fromage. La Sarl laiterie Soummam dispose d'une capacité de production de 9000 T de lait par jour, avec une production et une commercialisation de près de 500 000 T/AN et une capacité de production annuelle de plus de 700 000 T/AN, répartie sur deux sites de production. Soummam est le leader incontesté dans son créneau sur le marché algérien avec une part de marché de plus de 50 %.

I.2 Les principales étapes de développement de la Sarl Laiterie Soummam:

1993 : Création de la société avec implantation des machines dans le sous-sol même de la maison familiale. Démarrage avec une seule ligne rénovée.

1996 : Acquisition de 2 autres lignes.

2000 : Acquisition d'un terrain dans la banlieue d'Akbou et construction d'une nouvelle usine (SOUMMAM1). Investissement dans 3 lignes neuves.

2002 : Acquisition d'un nouveau terrain mitoyen de l'usine et construction d'un 2ème bâtiment (SOUMMAM2). Investissement progressif dans 6 nouvelles lignes de production.

2005 : Acquisition d'un nouveau terrain mitoyen de l'usine et construction d'un 3ème bâtiment (SOUMMAM). Investissement progressif dans 3 nouvelles lignes de production.

2013 : Démarrage d'une nouvelle unité à la zone d'activité de Taharacht, Akbou.

I.3 Implantation

La Sarl laiterie Soummam se situe à la zone d'activité d'Akbou (figure 01), une région connue pour son dynamisme. Elle est implantée au nord de l'Algérie à 200 kms à l'Est de la capitale Alger et à 60 kms du chef lieu de la wilaya (Département) de Bejaia, grande ville côtière abritant le 2^{ème} port commercial du pays.



Figure I.1 : Localisation de la Sarl Laiterie Soummam.

I.4 Mission de la Sarl Laiterie Soummam

Contribuer à l'effort de développement économique national, participer à la réduction de la facture d'importation et à la création d'emploi.

I.5 Gamme produits

- **Yaourts fermes:** Aromatisé, Nature, Minceur (0%), Bi-couche, Light.
- **Yaourts brassés:** Aromatisé, Brassé aux fruits, Céréalo, Le crémeux.
- **Yaourts au Bifidus:** Aromatisé, BIFIDUS aux fruits.
- **Desserts:** Lait gélifié, Flan nappé caramel, Crème dessert, Liégeois, Mousse.
- **Fromages frais:** Pulpé, Aromatisé, Nature, Ails et fines herbes.

- **Yaourt à boire:** Aromatisé.
- **Lait:** UHT (Gamme variée) / Lait pasteurisée.
- **Autres:** L'ben, Compote.

I.6 Machines utilisées dans le processus de production

Les machines les plus utilisées dans le processus de production sont les suivantes :

I.6.1 La souffleuse

Elle est destinée à fabriquer des bouteilles PET, Les préformes sont conduites vers la machine de fabrication par un élévateur en escalier, à l'entrée de la machine, les préformes subissent un chauffage dans un four qui contient des lampes à infrarouge, qui fixent les préformes et les fait tourner tout au long du four, pour qu'elles se ramollissent. A la sortie du four, une pince attrape la tête de la préforme et la conduit vers le moule muni d'une tige d'élongation qui entre dans la préforme pour lui donner la hauteur prévue. La préforme subit ensuite un pré-soufflage avec une pression de 8 bars, pour préparer la matière à subir une haute pression (40 bars) lors du soufflage. En fin de compte, les bouteilles sortent du moule et subissent un dégazage à l'air libre, et une fois soufflées, elles seront acheminées par un convoyeur vers la rinceuse.



Figure I.2 : Souffleuse PET.

I.6.2 Rinceuse

Elle dote de pompes d'injection qui permettent de rincer les bouteilles.



Figure I.3 : Rinceuse.

I.6.3 Soutireuse

Elle sert au remplissage automatique et bouchage des emballages.



Figure I.4 : Soutireuse.

I.6.4 Etiqueteuse :

À l'aide d'un système mécanique, les colles sont injectées sur les étiquettes qui seront collées sur les récipients.



Figure I.5 : Etiqueteuse

I.6.5 Dateuse

La date de production, et la date d'expiration sont inscrites sur les bouchons des bouteilles.

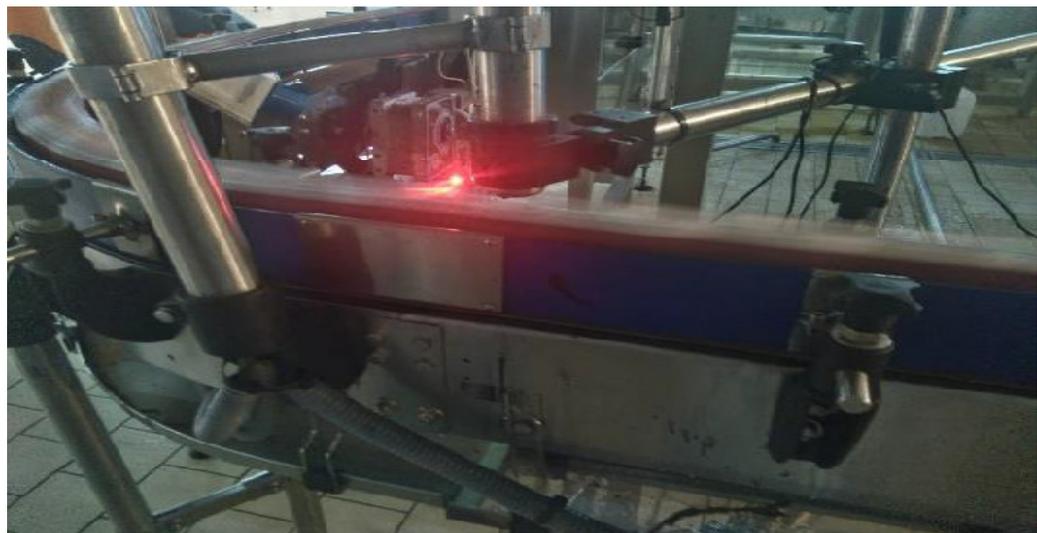


Figure I.6 : Dateuse

I.7 Organigramme général de la Sarl Laiterie Soummam

- ✚ **DRH:** Direction des ressources humaines.
- ✚ **D.C.Q:** Direction Contrôle Qualité.
- ✚ **D.P:** Direction de production.
- ✚ **ScceConsum:** Service consommateurs.
- ✚ **D.APPROS:** Direction approvisionnements.
- ✚ **D .T:** Direction technique.
- ✚ **D.C:** Direction Commerciale.
- ✚ **D.F.C:** Direction finances et comptabilité.
- ✚ **H.S.E:** Hygiène sécurité et environnement.
- ✚ **S.M.Q:** Système management de la qualité.

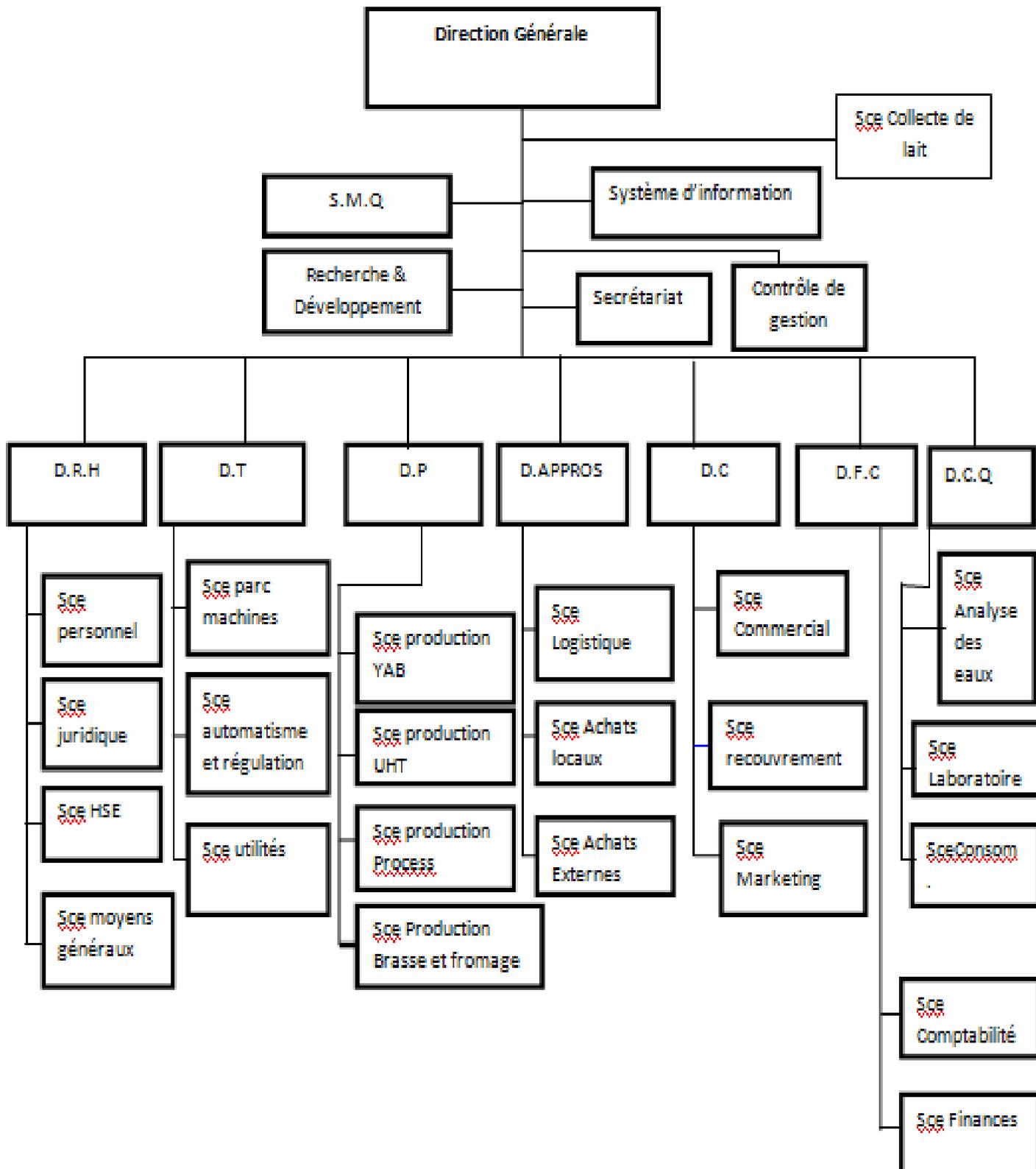


Figure I.7 : Organigramme général de la Sarl laiterie Soummam (DIE).

Chapitre II :
Généralités sur la
production de l'air
comprimé

II.1 Introduction

L'air comprimé est l'une des formes les plus anciennes de l'énergie que l'homme a domestiquée pour organiser différents travaux.

L'importance de l'air comprimé est souvent sous-estimée, mais en réalité il joue un rôle essentiel dans la plupart des processus de fabrication actuels et dans le monde d'aujourd'hui. Même si on ne peut pas vraiment s'en rendre compte, la plupart des produits que nous utilisons de nos jours ne pourraient simplement pas être fabriqués sans air comprimé. Il représente aujourd'hui 10% de l'énergie globale utilisée dans le monde industriel.

II.2 Notion sur l'air [1]

L'air atmosphérique est un mélange de gaz et de polluants sous forme liquide (aérosols), vapeur (hydrocarbures, eau, ...etc.) et particules solides (poussières).

La composition de l'air varie selon les lieux. Les constantes physiques de l'air sont définies par l'Organisation Civile internationale (OACI) sont les suivantes :

- masse molaire : $M = 28,9644 \text{ kg/kmol}$.
- pression atmosphérique au niveau de la mer : 101 325 Pa.
- température au niveau de la mer : 15 °C.
- masse volumique au niveau de la mer : 1,225 kg/m³.
- constante universelle des gaz parfaits : $R = 8\,314,32 \text{ J/K} \cdot \text{kmol}$.

Sa composition molaire est la suivante :

Composants	Concentration molaire % en volume	Masse molaire Kg /Kmol
Azote	0,7809	28,0134
Oxygène	0,2095	31,9988
Argon	0,0093	39,948
Autre gaz	0,003	

Tableau II.1 : la composition de l'air.

II.3 Notion sur l'air comprimé

L'air comprimé est une source d'énergie sûre et fiable, il est propre, simple et efficace. Il est considéré comme le quatrième fluide utilisé dans l'industrie, après l'électricité, le gaz naturel et l'eau. [2]

II.4 Utilisation de l'air comprimé [3]

L'air comprimé est une énergie potentielle très utilisée dans toutes les entreprises, dans les installations de production moderne, l'air comprimé joue un rôle essentiel pour les procédés de fabrication. L'air comprimé est utilisé pour alimenter des moteurs (séreuses, souffleuse, visseuses, perceuses, roulette de dentiste...). Il trouve aussi des applications dans d'autres milieux tels que :

- hôpitaux (air médicinal).
- La plongée sous-marine (air respirable)...etc.

II.4.1 Les avantages de l'air comprimé

Les principaux avantages de l'air comprimé sont les suivantes :

- L'air comprimé est propre et sans danger.
- Il est facile à transporter, à stocker, à contrôler et réguler.
- L'air comprimé s'écoule très rapidement dans les canalisations.
- Son prélèvement dans l'atmosphère est libre et gratuit.
- Une bonne sécurité d'utilisation, car les outils et accessoires peuvent être utilisés dans des ambiances explosives ou humide.
- Une bonne fiabilité des appareils, car ils sont généralement robuste, simples de conception et d'entretien.
- Une bonne maniabilité des outils en poids et en dimension ainsi qu'une grande rapidité de travail. [4]

II.4.2 Les Inconvénients de l'air comprimé [5]

L'air comprimé possède aussi des inconvénients:

- Traitement : obtenu à partir de l'air ambiant, l'air comprimé doit être purifié et séché pour éviter l'usure des équipements.
- Compressibilité : l'air étant, par nature, compressible, on ne peut obtenir facilement des vitesses de piston régulières.

- Pression limitée : de 6 à 8 bars. Au delà, le coût serait beaucoup plus important.
- Bruit : les échappements d'air sont bruyants et imposent l'installation de silencieux.
- Coût : la production et le traitement restent d'un coup assez élevé.
- Les systèmes pneumatiques exigent de l'entretien.

II.5 Les types de compresseurs

Un compresseur est une machine qui réduit le volume et accroît ainsi la pression d'une quantité d'air donnée par des moyens mécaniques. L'air ainsi comprimé possède une énergie potentielle élevée, lorsque l'on supprime la pression extérieure, l'air se dilate rapidement. La force d'expansion de l'air comprimé a de nombreuses applications.

Il existe deux grandes familles de compresseurs, les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs ou dynamique. Dans les premiers, de beaucoup les plus importants en quantité, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique.[6]

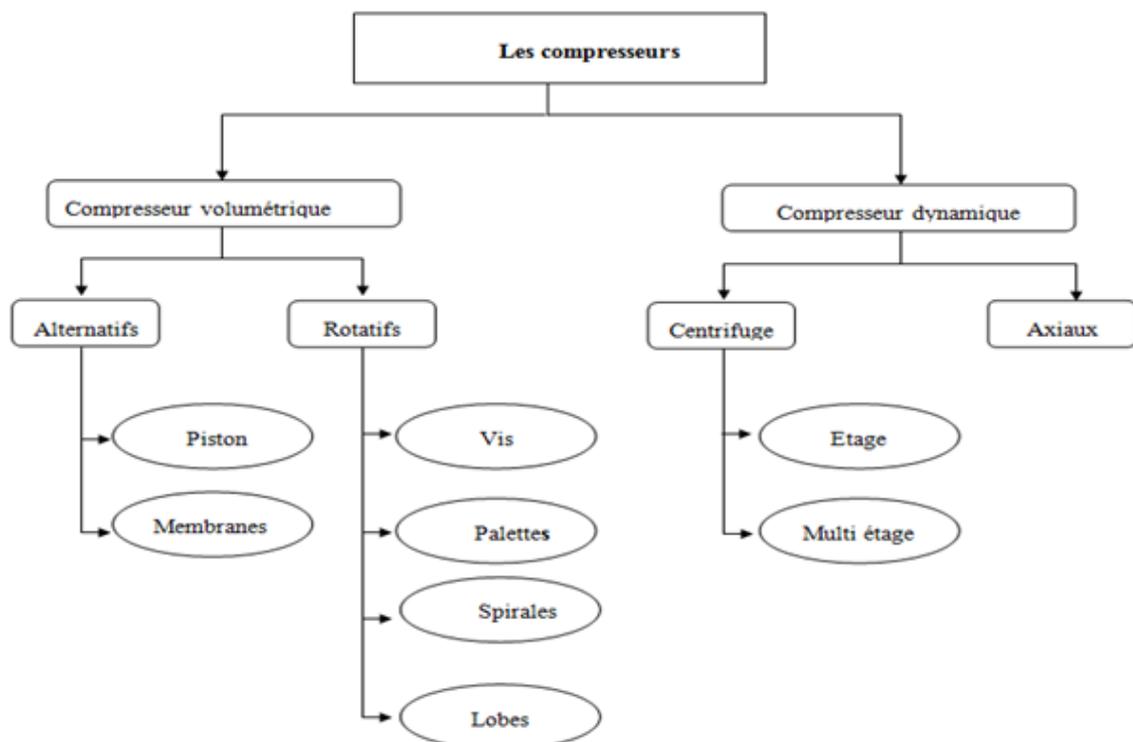


Figure II.1: Classification des compresseurs.

II.5.1 Les compresseurs dynamiques

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiales et centrifuges.[7]

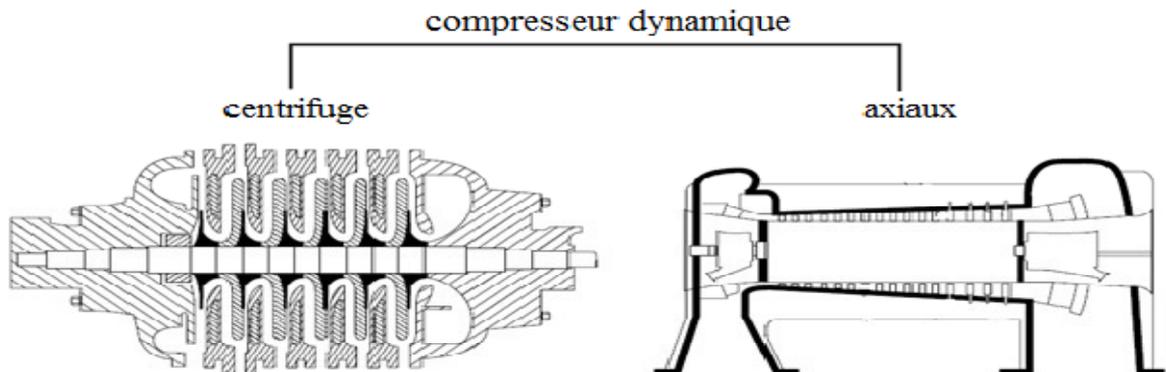


Figure II.2: Les types des compresseurs dynamiques [6].

II.5.1.1 Les compresseurs axiaux [9]

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation, et dont le fluide de sortie a un mouvement radial. Il génère un flux continu d'air comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur. Il est nécessaire d'avoir plusieurs étages de pales pour obtenir des pressions élevées et des taux de compression équivalents à ceux d'un compresseur centrifuge.

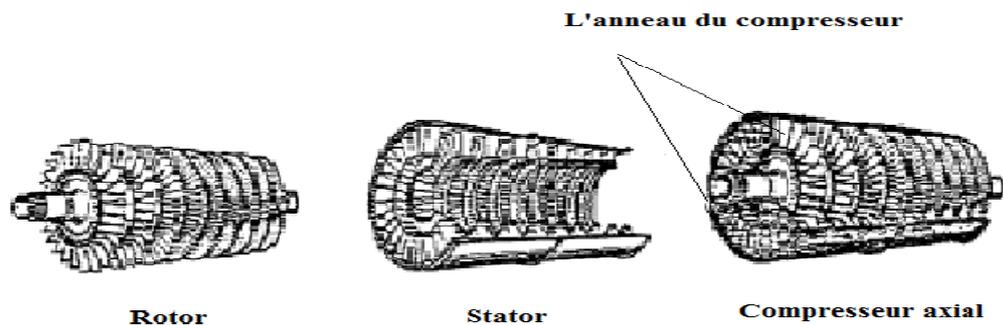


Figure II.3: Compresseur axiaux.

II.5.1.2 Les compresseurs centrifuges [8]

Dans un compresseur centrifuge, le parcours de l'air s'effectue radialement à partir des roues, et l'air passe à travers des diffuseurs d'un étage à l'autre avant d'être refoulé. L'air peut être refroidi efficacement entre les étages en refroidissant le carter : on obtient ainsi une compression presque idéale à chaque étage. Les compresseurs centrifuges fournissent une pression de refoulement constante pour une vaste gamme de débite d'air. Le refroidissement entre les étages des compresseurs centrifuges est en général assuré par la circulation de l'eau dans la carter.

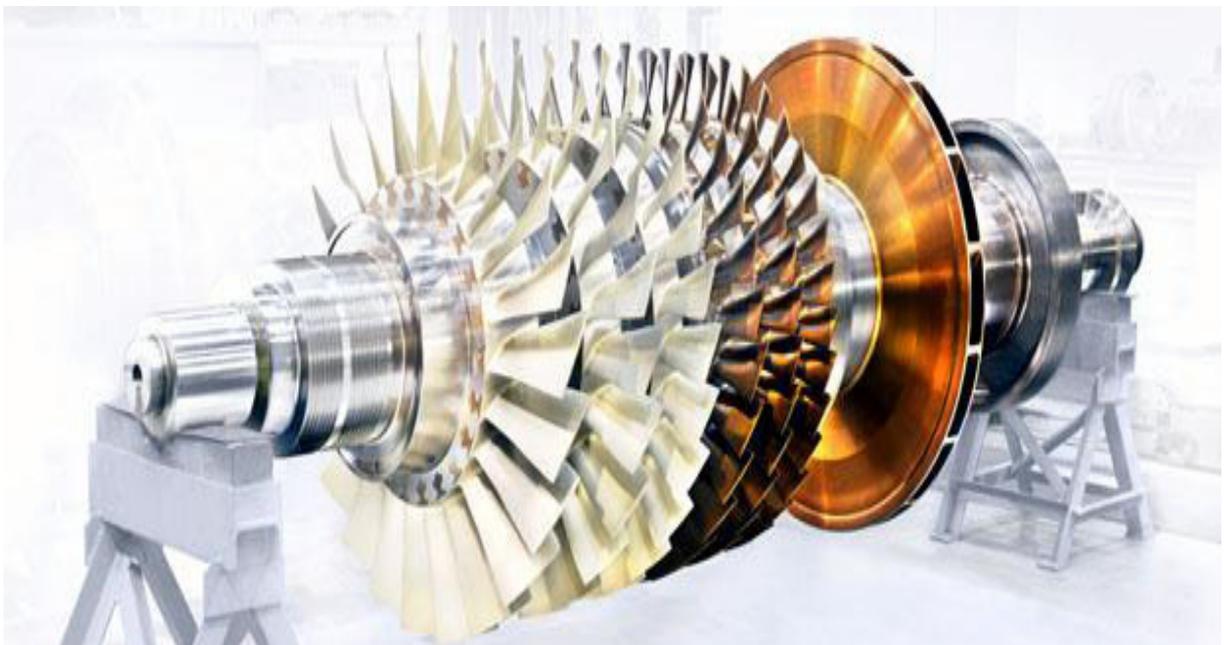


Figure II.4 : Compresseur centrifuge.

II.5.2 Compresseur Volumétriques

Le compresseur volumétrique est un organe mécanique indépendant souvent entraîné par une chaîne qui a la même fonction : comprimer et injecter de l'air. N'étant pas lié au volume du gaz d'échappement, il n'est pas lié à un certain régime pour se déclencher, il est classé en deux types :

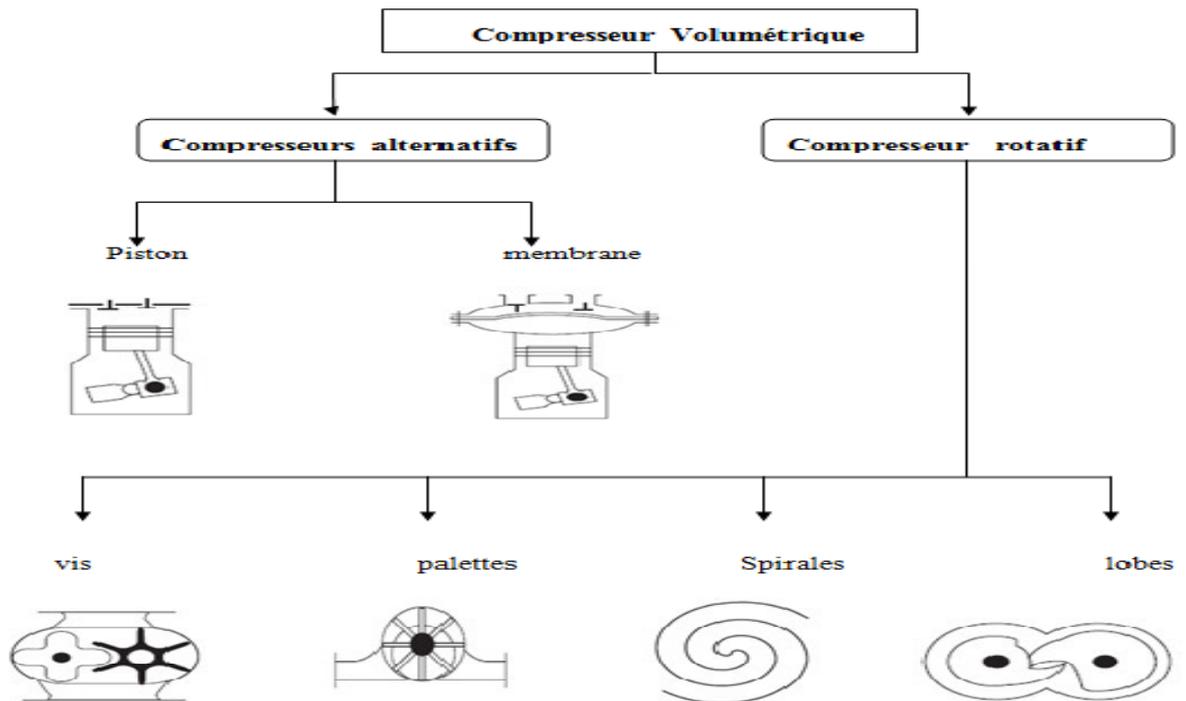


Figure II.5: Les types des compresseurs volumétriques [2].

II.5.2.1 Compresseurs alternatifs [9]

Le gaz est introduit dans un espace limité par des parois métalliques (cylindre et piston). L'espace à disposition du gaz est réduit (le piston avance) et par conséquent la pression augmente, quand la pression est pareille à celle du circuit de haute pression le gaz est refoulé.

On distingue deux types :

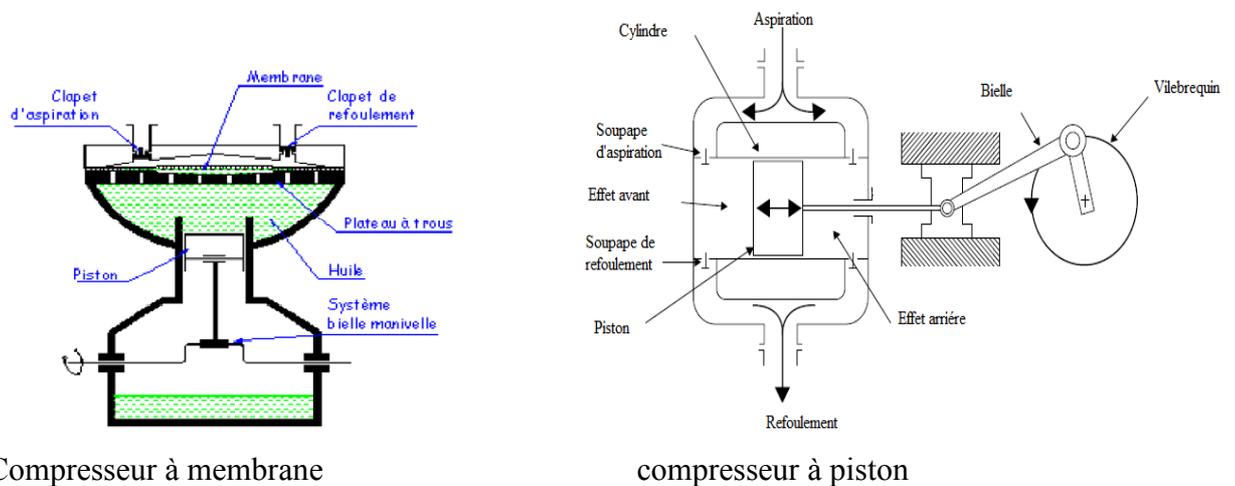


Figure II.6: Compresseurs alternatifs [2].

a-compresseur à piston [10]

Un compresseur à piston se compose d'un ou plusieurs cylindres dotés de pistons entraînés par un moteur. L'air est aspiré dans le cylindre puis comprimé dans un ou plusieurs étages jusqu'à la pression opérationnelle. Après la compression, l'air comprimé passe dans le refroidisseur final et poursuit son chemin jusqu'au réservoir d'air.

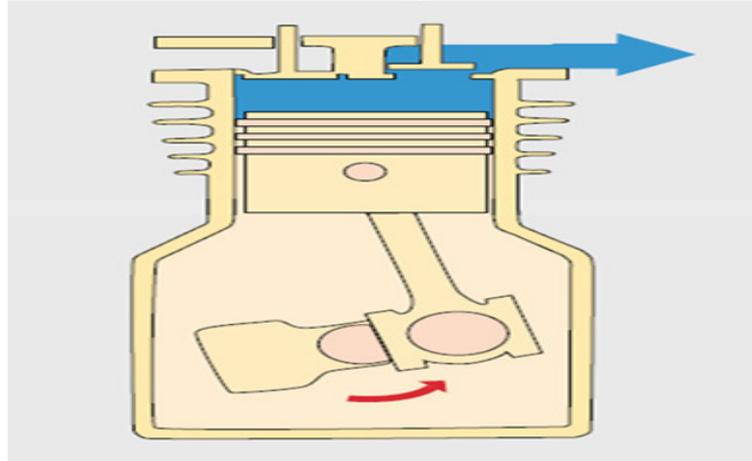


Figure II.7: compresseur à piston.

b-compresseurs à membranes [10]

Permet d'avoir un gaz comprimé exempt de toute pollution, le rendement de remplissage est élevé, des pressions très élevées peuvent être obtenues, les pièces mobiles sont bien lubrifiées ce qui leur procure une excellente fiabilité, le rendement énergétique est excellent, la maintenance est réduite au maximum et donc d'un prix faible. Ce type de compresseur est surtout utilisé dans le domaine professionnel pour comprimer toutes sortes de gaz.

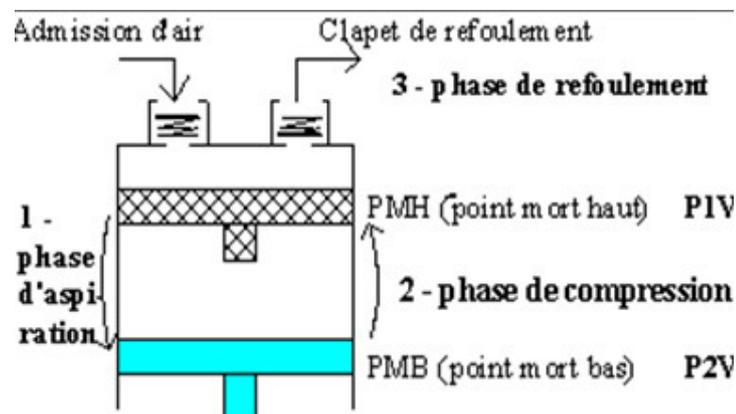


Figure II.8 : Compresseur à membrane.

II.5.2.2 Compresseur volumétrique rotatif

a-Compresseurs rotatifs à palettes [11]

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

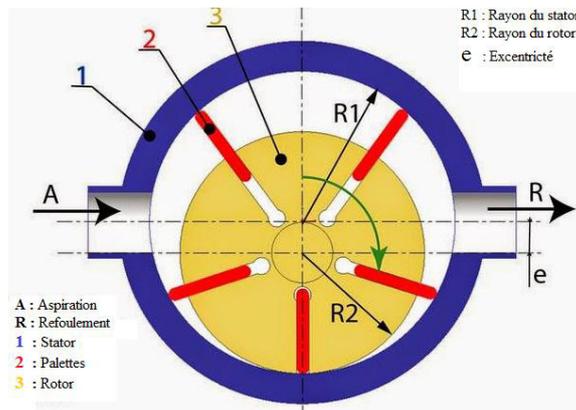


Figure II.9: Compresseur rotatif à palette.

b- Compresseurs rotatifs à Spirales [13]

Le compresseur rotatif à spirale est composé de spirale fixe et de spirale mobile. Il est entraîné par la poulie d'un vilebrequin. Grâce à un arbre excentrique, la spirale mobile se rapproche et s'écarte de la spirale fixe, l'air emprisonné est comprimé dans cet espace et est chassé vers le centre du compresseur (sortie), puis vers le conduit d'admission du moteur.

Cette image représente un cycle de compresseur à spirale :

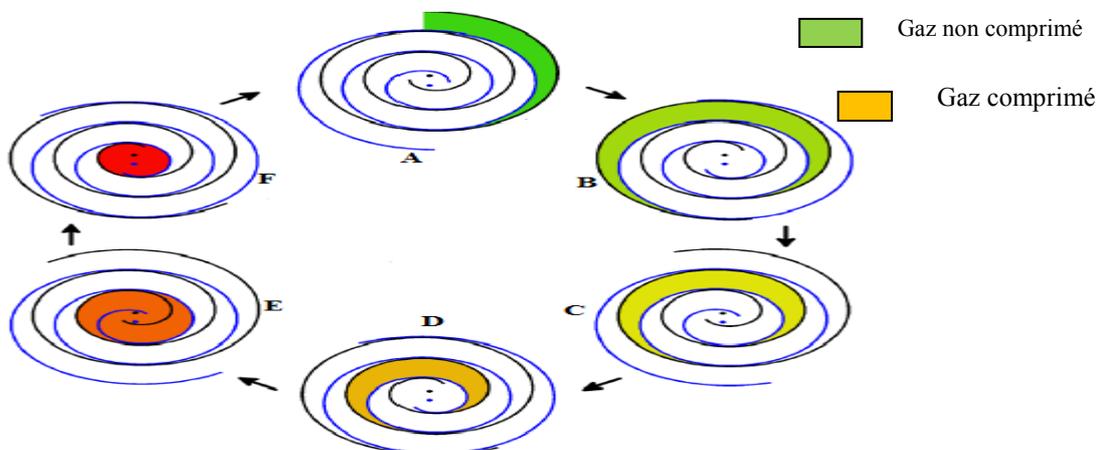


Figure II.10: schéma de cycle de compresseur à spirale [12].

c-Compresseurs rotatifs à lobes [14]

Compresseurs à dents ou à pistons rotatifs pour les uns, à lobe pour les autres, ils utilisent un principe identique. Dans un même stator se trouvent deux rotors non lubrifiés, ces deux rotors synchronisés en rotation, tournent en sens inverse et comportent chacun une ou deux dents qui vont permettre en un tour d'effectuer un ou deux cycles aspiration, compression puis refoulement, et cela en masquant ou dégageant des orifices d'aspiration et de refoulement pratiqués sur les cotés du carter.

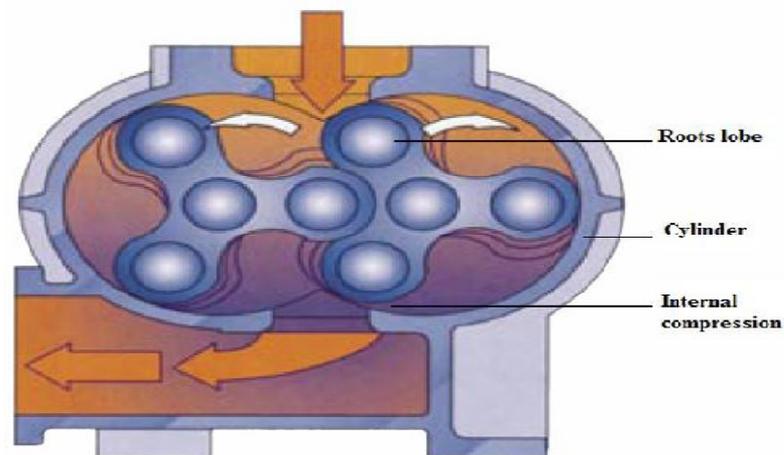


Figure II.11: Compresseurs rotatifs à lobes.

d-Compresseurs rotatifs à vis [15]

Le compresseur à vis comprime l'air dans un espace formé entre deux vis rotatives tournant en sens opposés. Avec le carter du compresseur d'air qui les entoure, ces vis forment l'entraînement à vis. Le fonctionnement d'un compresseur à vis repose essentiellement sur deux principes : l'injection de liquide ou le séchage. Ces deux versions existent en modèles mono-étagés et bi-étagés.

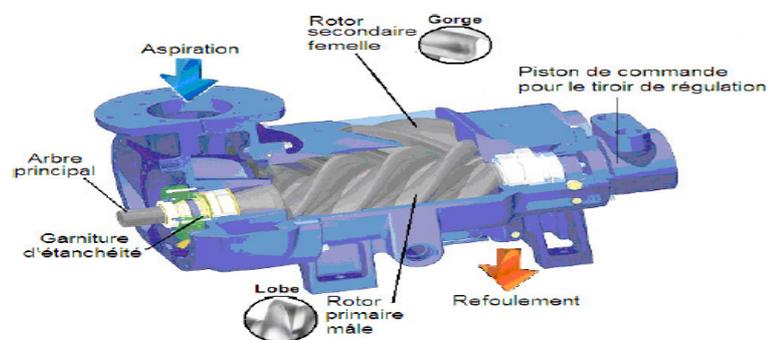


Figure II.12 : Compresseurs à vis.

II.6 Production de l'air comprimé [16]

L'air comprimé est de l'air prélevé dans l'atmosphère, partiellement dépollué, comprimé et stocké dans des réservoirs pour être mis à la disposition des équipements utilisateurs. Cet air subit donc deux grandes étapes de transformation, complémentaires et distinctes :

- La compression, qui fait appel à différentes technologies de compresseur.
- Le traitement, qui fait appel à différentes technologies.

En suivant le cheminement de l'air comprimé depuis l'atmosphère ou il est prélevé jusqu'au récepteur qui le consomme, nous pouvons remarquer quatre familles d'équipements :

- Le prétraitement de l'air : Il s'agit d'assurer une propreté (absence de polluants nocifs aux compresseurs) de l'air aspiré par les compresseurs à un niveau satisfaisant.
- La compression de l'air : cette tâche est dévolue aux compresseurs auxquels le prétraitement de l'air est associé.
- Le traitement de l'air : il s'agit principalement de ramener la température de l'air à une valeur proche de la température ambiante et de maîtriser les niveaux des polluantes de cet air.
- Le stockage et la distribution de l'air : il s'agit de stocker l'air comprimé dans des réservoirs de capacité suffisante pour satisfaire les variations de la demande des récepteurs.

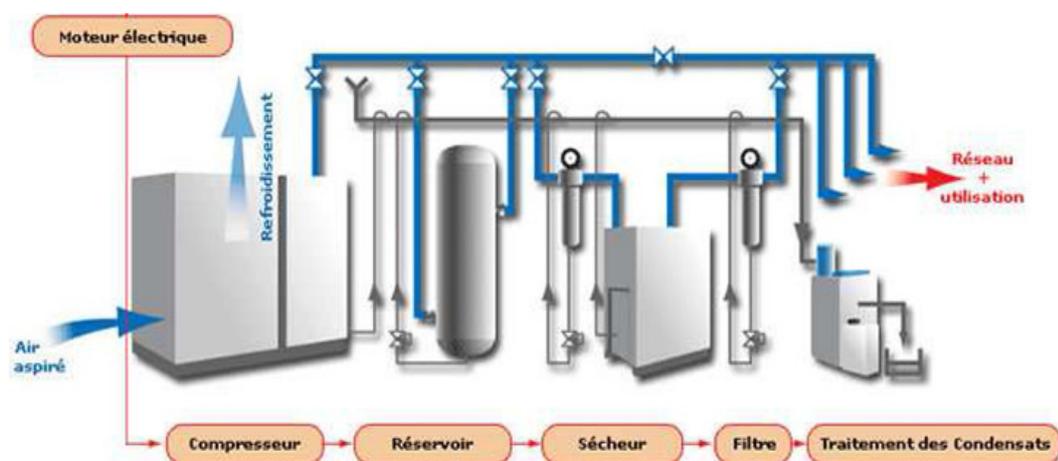


Figure II.13: Différentes étapes de la production de l'air comprimé.

Tout d'abord, un (ou plusieurs) compresseur(s) amène l'air atmosphérique à la pression désirée, dite pression de consigne. Ensuite, une unité de séchage extrait l'humidité de l'air.

Nous verrons qu'il existe diverses méthodes plus ou moins énergivores. Constatons également la présence d'un réservoir tampon dont le rôle est d'éviter des chutes de pression ponctuelle et un récupérateur de condensats. Enfin, le réseau distribue l'air comprimé aux consommateurs.

II.7 Traitement de l'air comprimé [17]

La sécurité et la longévité des machines dépendent pour beaucoup du conditionnement de l'air comprimé en entrée de chacune d'elles. L'air contient toujours de la vapeur d'eau. Lorsqu'il est comprimé, il s'échauffe, il se refroidit ensuite dans le réseau de distribution, ce qui entraîne la condensation sous forme de brouillard d'une partie de la vapeur d'eau. Cette eau se mélange à l'huile émise par le compresseur et aux poussières de rouille des tuyauteries du réseau.

II.7.1 Prétraitement de l'air

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

II.7.1.1 Les particules solides

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

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

II.7.1.2 L'eau

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

II.7.1.3 L'huile

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

II.7.2 Traitement de l'air après la compression [17]

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

II.7.2.1 Cas des compresseurs secs

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

II.7.2.2 Cas des compresseurs lubrifiés

Pour les compresseurs lubrifiés naturellement, il n'ya que le film d'huile recouvrant les cylindres qui se trouve en contact de l'air durant la compression. Cet air chaud se sature en vapeur d'huile qui se trouve entraînée par l'air.

Pour les compresseurs à lubrification forcée, par exemple les vis lubrifiées, l'huile est injectée en force dans l'air en cours de compression. Dans ces conditions, l'air refoulé regorge d'huile et ces compresseurs sont équipés d'origine d'un séparateur qui permet de

recupérer et de recycler l'huile. Par contre, une partie de l'aérosol et des vapeurs d'huile sont entraînées dans l'air.

II.7.3 Refroidisseurs de compresseurs d'air

L'air comprimé sortant du dernier étage de compression est à une température bien trop élevée pour pouvoir être utilisé dans les équipements pneumatiques. Si cette température élevée présente l'avantage d'éviter la saturation en eau, elle a en contre partie le désagrément de provoquer de la condensation d'eau au fur et à mesure du refroidissement résultant des échanges thermique avec l'atmosphère.

Un refroidissement naturel de l'air comprimé nécessiterait des surfaces d'échanges thermiques trop importantes. Il est donc utilisé des échangeurs air-air ou air-eau. Ces échangeurs permettent de ramener la température de l'air à 10 ou 20 au-dessus de la température ambiante.

Durant ce refroidissement, la teneur en vapeur d'eau et d'huile va dépasser le seuil de saturation et il va commencer à se créer un aérosol par condensation. Le refroidisseur est conçu de manière à récupérer les condensats qu'il faut évacuer régulièrement.

II.7.4 Réservoirs d'air comprimé

Il s'agit de simples ballons devant satisfaire, entre autres, les différentes réglementations nationales et internationales concernant les appareils à pression. Leur volume dépend du débit moyen des compresseurs et des débits de pointes consommés. Pour une application moyenne, le volume minimal du réservoir est le volume refoulé par le compresseur pendant environ 6 secondes (volume ramené aux conditions initiales d'aspiration). Avec un tel ordre de grandeur, il n'est généralement pas possible de faire face à des variations importantes de consommation.



Figure II.14: Réservoir d'air comprimé.

II.7.5 Traitement de l'air comprimé avant la consommation [18]

II.7.5.1 Assèchement de l'air

La majorité des systèmes de compression d'air sont munis de sécheurs conçus pour éliminer une quantité plus ou moins importante de vapeur d'eau résiduelle. En effet, l'air comprimé est habituellement saturé de vapeur d'eau à la sortie du refroidisseur final. On exprime le degré d'assèchement requis en précisant la température de saturation désirée (ou point de rosée) à la sortie du sécheur et à la pression du système.



Figure II.15: Sécheur d'air comprimé.

II.7.5.2 Filtration d'air comprimé [18]

La filtration de l'air comprimé vise à extraire les contaminants suivants :

- L'eau en suspension.
- Les gouttelettes d'huile.
- Les vapeurs d'huile.
- Les particules solides.

Le degré de filtration requis pour chacun des quatre types de contaminants dépend de l'usage et de l'emplacement du filtre. Il faut tenir compte de la protection de l'appareil et considérer une qualité d'air comprimé qui satisfera uniquement les besoins réels. Il est inutile de filtrer tout l'air comprimé pour extraire toute trace de vapeurs d'huile s'il faut en traiter une partie seulement. Par contre, si l'air d'alimentation d'un sécheur n'est pas filtré afin d'extraire l'eau en suspension et les gouttelettes d'huile, la charge du sécheur augmente, ce qui peut se traduire par une dépense d'énergie plus grande.

II.8 Conclusion

Dans ce présent chapitre nous avons bénéficié de plusieurs connaissances sur le principe de fonctionnement de l'installation de production d'air comprimé. En effet cette partie consiste des notions fondamentales sur l'air comprimé et des généralités sur les différents types de compresseurs, ainsi que la description globale de l'installation d'air comprimé à l'entreprise Soummam.

Chapitre III :
Besoins en air
comprimé et
calculs des pertes
de charge

III.1 Description de l'installation de production d'air comprimé

Notre étude se base sur les types de compresseurs volumétriques et plus précisément les compresseurs d'air à vis et à piston qui sont utilisés à l'entreprise Soummam dans le but d'alimenter les moteurs pneumatiques avec de l'air comprimé d'une pression de 8 et 40 bars qui sont utilisés au niveau des lignes de production.

La marque de compresseur d'air utilise au niveau de l'entreprise il s'agit de: **ATLAS COPCO**

Au niveau de la salle de compression on trouve :

- ❖ Trois compresseurs à vis (Z).
- ❖ Trois compresseurs à piston (D).
- ❖ Trois réservoirs d'air basse pression de 8 bars {4000 m³_6000 m³_2000 m³}.
- ❖ Trois réservoirs d'air haute pression de 40 bar {1000 m³}.
- ❖ Une nourrice d'air basse pression de 8 bar.
- ❖ Une nourrice d'air haute pression de 40 bar.
- ❖ Un sécheur d'air.
- ❖ Un filtre d'air.
- ❖ Quatre souffleuses {SIDEL PET LINE 1_ SIDEL PET LINE 2}
{SERAC PET LINE 3_ SERAC PET LINE 4}

III.1.1 Les compresseurs à piston

Les compresseurs D sont des compresseurs à piston, entraînés par des moteurs électriques et délivrant de l'air exempt d'huile. Ils sont refroidis par eau et ils comprennent principalement les éléments suivants :

- Filtre à air basse pression.
- Cylindre de compression basse pression.
- Réfrigérant intermédiaire.
- Cylindre de compression haute pression.
- Réfrigérant final.
- Moteur électrique.
- Transmission d'entraînement par courroies.
- Système de contrôle Elektronikon® et armoire de puissance pour démarrage moteur.

- Soupapes de sécurité (basse, moyenne, haute pression et du système de régulation).



Figure III.1 : compresseur à piston ATLAS COPCO.

III.1.2 Les compresseurs à vis

Les compresseurs Z sont des compresseurs à vis est surnommé aussi « des boosters ». Ils sont exempts d'huile et refroidis par eau.

Les compresseurs Z sont installés dans un capotage insonorisant et comprennent principalement les éléments suivants :

- Filtre à air.
- Élément compresseur basse pression.
- Refroidisseur haute pression.
- Refroidisseur final.
- Séparateur d'eau.
- Moteur électrique.
- Accouplement d'entraînement.
- Carter d'engrenages.
- Système de contrôle Elektronikon®.
- Soupapes de sécurité.



Figure III.2: compresseur à vis ATLAS COPCO.

III.1.3 La nourrice

La nourrice est un dispositif tubulaire doté de plusieurs connexions. Elle est le plus souvent fabriquée en acier. Elle a quatre entrées qui sont dédiées au raccordement du tuyau d'arrivée de l'air comprimé, et quatre sorties qui distribue l'air vers les lignes de production (les souffleuses).



Figure III.3 : La nourrice.

III.2 Adaptation de l'installation existante

L'entreprise Soummam souhaite à assurer l'alimentation en air comprimé de quatre souffleuses à partir des trois compresseurs existants. Elle nous propose d'étudier la faisabilité de cette adaptation.

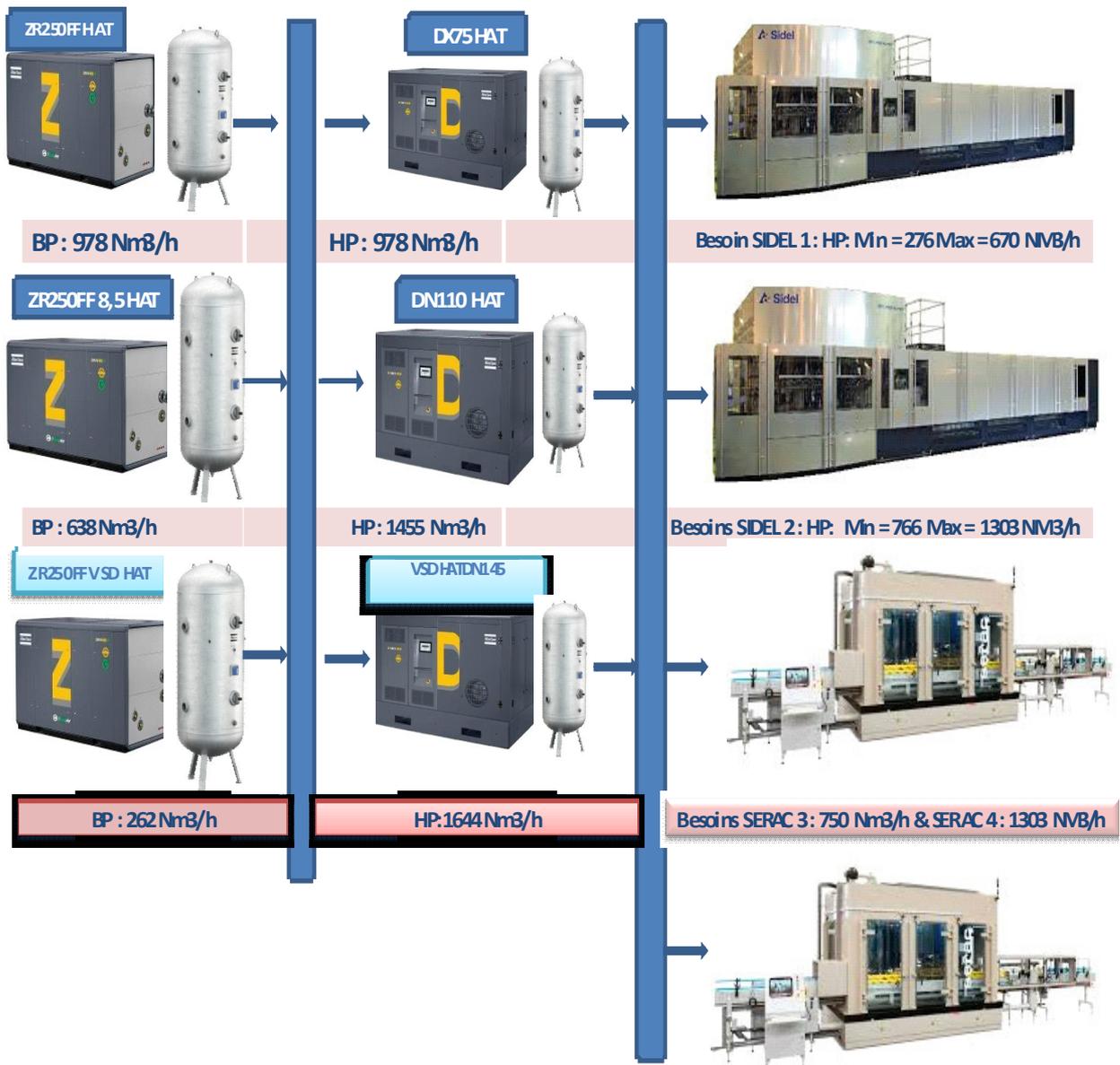


Figure III.4 : Schéma de l'installation.

III.3 Débit total de l'air comprimé [19]

III.3.1 Généralités

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

III.3.2 Caractéristique du gaz

Les gaz habituellement étudiés sont isotrope, mobiles et visqueux. La propriété physique qui permet de faire la différence entre les fluides est la compressibilité :

- ❖ L'isotropie assure que les propriétés sont identiques dans toutes les directions de l'espace.
- ❖ La mobilité fait qu'ils n'ont pas de forme propre et qu'ils prennent la forme de récipient qui les contient.
- ❖ La viscosité caractérise le fait que tout changement de forme d'un fluide réel s'accompagne d'une résistance (frottement).

III.3.3 Pression et débit d'air comprimé [19]

a-Pression

La pression atmosphérique est de 101235 Pa (soit 1.01325 bar). L'atmosphère normale de référence n'est qu'une valeur conventionnelle, elle vaut exactement 1 atm absolu (norme ISO8778).

b-Débit

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

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

q_v : Débit volumique en [m^3/s]

V : Volume en [m^3]

t : Temps en [s]

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

$$q_m = \rho \cdot q_v \quad (\text{III. 2})$$

q_m : Débit massique en [kg/s]

ρ : Masse volumique de l'air en [kg/m³]

Aux conditions de pression et de température, équation d'état de gaz parfait est :

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

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

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

P : La pression du gaz en [Pa]

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

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 comme suit :

$$q_m = \rho \cdot q_v = \frac{P}{r \cdot T} \cdot q_v \quad (\text{III. 6})$$

Ce même débit massique s'exprime en débit volumique q_{v0} aux conditions de pression (P_0) et de température (T_0) de l'air comme suit :

$$q_m = \rho_0 q_{v0} = \frac{P_0}{r T_0} q_{v0} \quad (\text{III. 7})$$

Comme ya une conservation de débit massique, on remplace q_m dans la relation (III.6) on obtient :

$$q_{v0} \frac{P_0}{T_0} = q_v \frac{P}{T} \quad (\text{III. 8})$$

Le débit volumique s'exprime comme suit:

$$q_v = q_{v0} \frac{P_0}{T_0} \frac{T}{P} \quad (\text{III. 9})$$

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

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

P_{ser} : Pression de service

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

ΔP_H : Différence de pression due à la hauteur

$\Delta P_{\text{rég}}$: Ecart de régulation $\Delta P_{\text{rég}} = P_D - P_E$

P_D : Pression de déclenchement du compresseur

P_E : Pression d'enclenchement du compresseur

III.4 Application

Pour calculer les débits volumiques et les débits massiques aspirés et refoulés de chaque compresseur on prend :

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

$$P_0 = 1,01325 \text{ bar} \quad ; \quad T_0 = 273.15 \text{ K}$$

Les températures et les pressions d'entrées et de sorties de chaque élément de l'installation sont déterminées d'après les tableaux **annexe (1)**.

III.4.1 Calcul du débit volumique aspiré de chaque compresseur

Pour calculer le débit volumique aspiré de chaque compresseur on applique la formule ci-dessous :

$$q_{v\text{asp}} = q_{v0} \frac{P_0}{T_0} \frac{T_{\text{asp}}}{P_{\text{asp}}} \quad (\text{III. 11})$$

a-Pour les compresseurs à vis Z_{R250} :➤ **Z_{R250} {Extra 978 m³/h}**

Le débit volumique aux conditions d'aspiration est : $q_{V0} = 1022 \text{ m}^3/\text{h}$

On a : $P_{\text{asp}} = 1.01325 \text{ bar}$ et $T_{\text{asp}} = 284.15 \text{ K}$

En remplace dans l'équation (III.11) on obtient :

$$q_{V\text{asp}} = 1022 \frac{1.01325 \cdot 10^5}{273.15} \frac{284.15}{10^5} \implies q_{V\text{asp}} = 1077.24 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **Z_{R250} {Extra 638 m³/h}**

Pour calculer le débit volumique aspiré on prend : $q_{V0} = 1362 \text{ m}^3/\text{h}$ (donnée constructeur)

On a : $P_{\text{asp}} = 1.01325 \text{ bar}$ et $T_{\text{asp}} = 284.15 \text{ K}$

D'après la relation (III.11) :

$$q_{V\text{asp}} = 1435.62 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **Z_{R250} {Extra 262 m³/h}**

Pour calculer le débit volumique aspiré on prend : $q_{V0} = 1738 \text{ m}^3/\text{h}$

Pour : $P_{\text{asp}} = 1.01325 \text{ bar}$ et $T_{\text{asp}} = 284.15 \text{ K}$

En remplaçant dans la relation (III.11) on obtient :

$$q_{V\text{asp}} = 1831.95 \text{ m}^3/\text{h}$$

b-Pour les compresseurs à piston➤ **D_{X75}**

On a : $q_{V0} = 978 \text{ m}^3/\text{h}$ (donnée constructeur)

Pour : $P_{\text{asp}} = 8 \text{ bar}$ et $T_{\text{asp}} = 306.15 \text{ K}$

En appliquant l'équation (III.11) on trouve :

$$q_{V\text{asp}} = 978 \frac{1.01325 \cdot 10^5}{8 \cdot 10^5} \frac{306.15}{273.15} \implies q_{V\text{asp}} = 138.83 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **D_{N110}**

Pour calculer le débit volumique aspiré on prend : $q_{V0} = 1455 \text{ m}^3/\text{h}$

On a : $P_{\text{asp}} = 8 \text{ bar}$ et $T_{\text{asp}} = 306.15 \text{ K}$

En utilisant la relation (III.11) on trouve :

$$q_{V\text{asp}} = 206.55 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **D_{N145VSD}**

On a : $q_{V0} = 1644 \text{ m}^3/\text{h}$ (donnée constructeur)

Pour : $P_{\text{asp}} = 8 \text{ bar}$ et $T_{\text{asp}} = 306.15 \text{ K}$

$$q_{V\text{asp}} = 233.38 \text{ m}^3/\text{h}$$

III.4.2 Calcul de débit volumique refoulé de chaque compresseur

Pour calculer le débit volumique refoulé on utilise la formule suivante :

$$q_{V\text{ref}} = q_{V0} \frac{P_0}{T_0} \frac{T_{\text{ref}}}{P_{\text{ref}}} \quad (\text{III. 12})$$

Pour les trois compresseurs à vis on prend : $P_{\text{ref}} = 8 \text{ bar}$ et $T_{\text{ref}} = 306.15 \text{ K}$

$P_0 = 1.01325 \text{ bar}$; $T_0 = 273.15 \text{ K}$

a-Pour les compresseurs à vis➤ **Z_{R250} {Extra 978 m³/h}**

On prend la valeur de débit volumique aux conditions d'aspiration :

$$q_{V0} = 1022 \text{ m}^3/\text{h}$$

En appliquant la relation (III.12) :

$$q_{V\text{ref}} = 1022 \frac{1.01325}{273.15} \frac{306.15}{8} \implies q_{V\text{ref}} = 145.08 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **Z_{R250} {Extra 638 m³/h}**

On a : $q_{V0} = 1362 \text{ m}^3/\text{h}$ (donnée constructeur)

D'après la relation (III.12) :

$$q_{V\text{ref}} = 193.35 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **Z_{R250} {Extra 262 m³/h}**

Le débit aux conditions d'aspiration : $q_{V0} = 1738 \text{ m}^3/\text{h}$

En utilisant la relation (III.12) on trouve :

$$q_{V\text{ref}} = 246.72 \text{ m}^3/\text{h}$$

b- Pour les compresseurs à piston

➤ **D_{X75}**

On a : $q_{V0} = 978 \text{ m}^3/\text{h}$, $P_{\text{ref}} = 40 \text{ bar}$ et $T_{\text{ref}} = 302.15 \text{ K}$

Pour calculer le débit volumique refoulé on a appliqué la relation (III.12) :

$$q_{V\text{ref}} = 978 \frac{1.01325}{273.15} \frac{302.15}{40} \implies q_{V\text{ref}} = 27.40 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **D_{N110}**

On a : $P_{\text{ref}} = 40 \text{ bar}$, $T_{\text{ref}} = 300.15 \text{ K}$ et $q_{V0} = 1455 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.12) :

$$q_{V\text{ref}} = 1455 \frac{1.01325}{273.15} \frac{300.15}{40} \implies q_{V\text{ref}} = 40.50 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **D_{N145VSD}**

On a : $P_{\text{ref}} = 40 \text{ bar}$, $T_{\text{ref}} = 302.15 \text{ K}$ et $q_{V0} = 1644 \text{ m}^3/\text{h}$

En appliquant la relation (III.12) :

$$q_{V\text{ref}} = 1644 \frac{1.01325}{273.15} \frac{302.15}{40} \implies q_{V\text{ref}} = 46.06 \text{ m}^3/\text{h}$$

III.4.3 Calcul de débit massique aspiré et refoulé de chaque compresseur

a-Pour les compresseurs à vis

Pour calculer le débit massique aspiré et refoulé on applique les formules suivantes pour chaque compresseur :

Débit massique aspiré :

$$q_{\text{masp}} = \frac{P_{\text{asp}}}{r T_{\text{asp}}} q_{\text{Vasp}} \quad (\text{III. 13})$$

Débit massique refoulé :

$$q_{\text{mref}} = \frac{P_{\text{ref}}}{r T_{\text{ref}}} q_{\text{Vref}} \quad (\text{III. 14})$$

➤ **Z_{R250} {Extra 978 m³/h}**

- Calcul de débit massique aspiré:

On a: $P_{\text{asp}} = 1.01325 \text{ bar}$; $T_{\text{asp}} = 284.15 \text{ K}$; $q_{\text{vasp}} = 1077.24 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.13) :

$$q_{\text{masp}} = \frac{1.01325 \cdot 10^5}{287.1 \cdot 284.15} 1077.24 \quad \Longrightarrow \quad q_{\text{masp}} = 1320.48 \text{ kg/h}$$

- Calcul de débit massique refoulé :

On a: $P_{\text{ref}} = 8 \text{ bar}$; $T_{\text{ref}} = 306.15 \text{ K}$; $q_{\text{vref}} = 145.08 \text{ m}^3/\text{h}$

Le débit massique refoulé sera donné par la relation (III.14) :

$$q_{\text{mref}} = \frac{8 \cdot 10^5}{287.1 \cdot 306.15} 145.08 \quad \Longrightarrow \quad q_{\text{mref}} = 1320.47 \text{ kg/h}$$

➤ **Z_{R250} {Extra 638 m³/h}**

- Calcul de débit massique aspiré :

On a: $P_{\text{asp}} = 1.01325 \text{ bar}$; $T_{\text{asp}} = 284.15 \text{ K}$; $q_{\text{vasp}} = 1435.62 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.13) :

$$q_{\text{masp}} = 1759.78 \text{ kg/h}$$

- Calcul de débit massique refoulé :

On a: $P_{\text{ref}} = 8 \text{ bar}$; $T_{\text{ref}} = 306.15 \text{ K}$; $q_{\text{vref}} = 193.35 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.14) :

$$q_{mref} = 1759.81 \text{ kg/h}$$

➤ **Z_{R250} {Extra 262 m³/h}**

- Calcul de débit massique aspiré :

On a: $P_{asp} = 1.01325 \text{ bar}$; $T_{asp} = 284.15 \text{ K}$; $q_{vasp} = 1831.95 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.13) :

$$q_{masp} = 2245.60 \text{ kg/h}$$

- Calcul de débit massique refoulé :

On a: $P_{ref} = 8 \text{ bar}$; $T_{ref} = 306.15 \text{ K}$; $q_{vref} = 246.72 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.14) :

$$q_{mref} = 2245.57 \text{ kg/h}$$

b-Pour les compresseurs à piston :

➤ **D_{X75}**

- Calcul de débit massique aspiré :

On a: $P_{asp} = 8 \text{ bar}$; $T_{asp} = 306.15 \text{ K}$; $q_{vasp} = 138.83 \text{ m}^3/\text{h}$

Le débit massique aspire sera donné par la relation (III.13):

$$q_{masp} = \frac{8 \cdot 10^5}{287.1 \cdot 306.15} 138.83 \quad \Longrightarrow \quad q_{masp} = 1263.59 \text{ kg/h}$$

- Calcul de débit massique refoulé :

On a: $P_{ref} = 40 \text{ bar}$; $T_{ref} = 302.15 \text{ K}$; $q_{vref} = 27.40 \text{ m}^3/\text{h}$

En appliquant la relation (III.14) on obtient :

$$q_{mref} = \frac{40 \cdot 10^5}{287.1 \cdot 306.15} 27.40 \quad \Longrightarrow \quad q_{mref} = 1263.44 \text{ kg/h}$$

➤ **D_{N110}**

- Calcul de débit massique aspiré :

On a: $P_{asp} = 8 \text{ bar}$; $T_{asp} = 306.15 \text{ K}$; $q_{vasp} = 206.55 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.13) :

$$q_{\text{masp}} = 1879.96 \text{ kg/h}$$

- Calcul de débit massique refoulé :

On a: $P_{\text{ref}} = 40 \text{ bar}$; $T_{\text{ref}} = 300.15 \text{ K}$; $q_{\text{Vref}} = 40.50 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.14) :

$$q_{\text{mref}} = 1879.94 \text{ kg/h}$$

➤ **D_{N145VSD}**

- Calcul de débit massique aspiré :

On a: $P_{\text{asp}} = 8 \text{ bar}$; $T_{\text{asp}} = 306.15 \text{ K}$; $q_{\text{Vasp}} = 233.38 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.13) :

$$q_{\text{masp}} = 2124.15 \text{ kg/h}$$

- Calcul de débit massique refoulé :

On a: $P_{\text{ref}} = 40 \text{ bar}$; $T_{\text{ref}} = 302.15 \text{ K}$; $q_{\text{Vref}} = 46.06 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.14) :

$$q_{\text{mref}} = 2123.87 \text{ kg/h}$$

Le tableau suivant résume les résultats de calculs des débits volumiques et les débits massiques aspirés et refoulés de chaque compresseur :

Les compresseurs		Débits volumiques		Débits massiques	
		Débits volumiques aspirés [m ³ /h]	Débits volumiques refoulés [m ³ /h]	Débits massiques aspirés [kg/h]	Débits massiques refoulés [kg/h]
Compresseurs à vis Z _{R250}	ZR250 Extra 978 m ³ /h	1077.24	145.08	1320.48	1320.47
	ZR250 Extra 638 m ³ /h	1435.62	193.35	1759.78	1759.81
	ZR250 Extra 262 m ³ /h	1831.95	246.72	2245.60	2245.57
Compresseurs à piston	D _{X75}	138.83	27.40	1263.59	1263.44
	D _{N110}	206.55	40.50	1879.96	1879.94
	D _{N145VSD}	233.38	46.06	2124.15	2123.87

Tableau III.1 : Les débits volumiques et massiques aspirés et refoulés de chaque compresseur.

Remarque

Ces légères différences (inférieure à 0.01%) sont dues aux erreurs d'arrondis, dans les débits massiques aspirés et refoulés.

Pour savoir si les trois compresseurs à piston peuvent assurer le fonctionnement des quatre souffleuses, il faut comparer le débit refoulé par les trois compresseurs à piston avec le débit aspirés par les quatre souffleuses dans les mêmes conditions de température et de pression.

On prend pour tous les calculs de débit volumique aspiré des quatre souffleuses :

$$P_{\text{asp}} = 40 \text{ bar} \quad \text{et} \quad T_{\text{asp}} = 302.15 \text{ K} \quad ; \quad P_0 = 1.01325 \text{ bar} \quad ; \quad T_0 = 273.15 \text{ K}$$

➤ **SIDEL PET LINE 1 :**

Le débit aux conditions d'aspiration : $q_{v0} = 670 \text{ m}^3/\text{h}$

Le débit volumique aspiré sera donné par la relation (III.11) :

$$q_{Vasp} = q_{v0} \frac{P_0}{T_0} \frac{T_{asp}}{P_{asp}} \quad \Longrightarrow \quad q_{Vasp} = 670 \frac{1.01325}{273.15} \frac{302.15}{40}$$

$$q_{Vasp} = 18.773 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **SIDEL PET LINE 2 et SERAC PET LINE 4 :**

Pour : $q_{v0} = 1303 \text{ m}^3/\text{h}$ (donnée constructeur)

Le débit volumique aspiré sera donné par la relation (III.11), il est égal à :

$$q_{Vasp} = 36.5108 \text{ m}^3/\text{h}$$

➤ **SERAC PET LINE 3 :**

On a : $q_{v0} = 750 \text{ m}^3/\text{h}$

Le débit volumique aspiré sera donné par la relation (III.11), il est égal à :

$$q_{Vasp} = 21.0154 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le tableau suivant résume les débits volumiques aspirés de chaque souffleuse dans les conditions de fonctionnement:

Les souffleuses	Débits volumiques aspirés [m^3/h]
SIDEL PET LINE 1	18.7738
SIDEL PET LINE 2	36.5108
SERAC PET LINE 3	21.0154
SERAC PET LINE 4	36.5108

Tableau III.2: Différents débits volumiques aspirés par les souffleuses.

D'après les résultats obtenus à partir des calculs des débits volumiques refoulés par les trois compresseurs à piston et les débits volumiques aspirés par les quatre souffleuses, on constate que :

Le débit global refoulé est strictement supérieur au débit demandé par les quatre souffleuses.

$$\sum q_{Vref} > \sum q_{Vasp}$$

Avec : $\sum q_{Vref} = 113.96 \text{ m}^3/\text{h}$ *et* $\sum q_{Vasp} = 112.8 \text{ m}^3/\text{h}$

On conclut que les trois compresseurs peuvent assurer le fonctionnement des quatre souffleuses.

III.5 Calcul des Pertes de charge

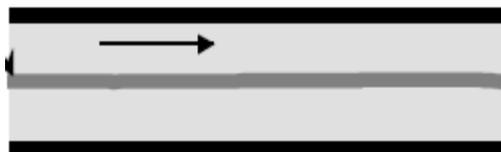
Les pertes de charge sont des chutes de pression dues à la résistance que rencontrent les fluides en écoulement.

Les pertes de charge peuvent être :

- **Linéiques ou régulières** : elles correspondent alors à l'écoulement le long des conduites.
- **Singulières** : elles se manifestent sur les pièces spéciales qui modifient la direction ou la section de passage du fluide (raccord, T, vannes, ...etc.).

III.5.1 Les différents types d'écoulement

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



Écoulement laminaire



écoulement turbulent

Figure III.5 : Différents types d'écoulement.

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, 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 :

$$Re = \frac{\rho.V.D}{\mu} \quad \text{ou} \quad Re = \frac{V.D}{\nu} \quad (\text{III. 15})$$

ρ : Masse volumique du fluide (kg/m^3)

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

D : Diamètre de la conduite (m)

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

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

$$\mu = 1,458.10^{-6} \frac{T^{\frac{3}{2}}}{110.4 + T} \quad (\text{III. 16})$$

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

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

$$\rho = \frac{P}{rT} \quad (\text{III. 18})$$

L'expérience a montrée que :

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

Tableau III.3 : Régime d'écoulement

III.5.2 Pertes de charge linéaires [20]

Ce genre de perte est causé 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 ΔP exprimée sous la forme suivante :

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{\rho V^2}{2} \cdot \frac{L}{D} \quad (\text{III. 19})$$

ρ : Masse volumique.

λ : Coefficient de frottement.

V : Vitesse d'écoulement du fluide dans la canalisation.

$$V = \frac{4 q_v}{\pi D^2} \quad (\text{III. 20})$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \frac{q_v^2}{D^5} \quad (\text{III. 21})$$

r : Constante du gaz.

T : Température du fluide.

III.5.2.1 Détermination du coefficient de frottement (λ)

a- Cas d'un écoulement laminaire : $Re < 2000$

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds Re .

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{III. 22})$$

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

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds Re est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient λ en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité Δ du tuyau. La formule de Colebrook est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent. Elle est présentée sous la forme suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\Delta}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{III. 23})$$

L'utilisation directe de cette formule demanderait, du fait de sa forme implicite, un calcul par approximations successive ; on emploie aussi en pratique des représentations graphiques (abaques).

Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook.

Remarque

On fait souvent appel à des formules empiriques plus simples valables pour des cas particuliers et dans un certain domaine du nombre de Reynolds, par exemple :

Formule de Blasius : pour des tuyaux lisse et $Re < 10^5$

$$\lambda = 0,316 Re^{-0,25} \quad (\text{III. 24})$$

Pour $Re > 10^5$: $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log \frac{\sqrt{\lambda}}{2,51}$ relation qui peut être approchée par :

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

III.5.3 Pertes de charge singulières

Les expériences montrent, dans beaucoup de cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse et donc on adopte la forme suivante :

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{III. 26})$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \zeta \frac{8 \lambda L}{\pi^2 r T} \frac{q_v^2}{D^4} \quad (\text{III. 27})$$

ζ : Coefficient de pertes de charge singulière (sans dimension). La détermination de ce coefficient se fait comme suit :

Cas des coudes

$$\zeta = k_{\Delta} k_{Re} \zeta_m + \zeta_f \quad (\text{III. 28})$$

Le coefficient tenant compte de perte de charge singulière des coudes concentrique continus (arrondis) est calculé d'après la formule suivante proposée par Abramovic :

$$\zeta_m = A_1 B_1 C_1 \quad (\text{III. 29})$$

$$\zeta_f = 0.0175 \lambda \frac{R_0}{D_H} \delta^\circ \quad (\text{III. 30})$$

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

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

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

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

$$\begin{aligned} \delta = 90^\circ & & A_1 = 1 \\ \delta < 70^\circ & & A_1 = 0,9 \sin \delta \\ \delta > 100^\circ & & A_1 = 0,7 + 0,35 \frac{\delta}{90} \end{aligned}$$

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

R_0 : Rayon de courbure du coude.

D_H : Diamètre du coude.

Pour

$$\begin{aligned} \frac{R_0}{D_H} < 1 & & , B_1 = \frac{0,21}{\left(\frac{R_0}{D_H}\right)^{2,5}} \\ \frac{R_0}{D_H} > 1 & & , B_1 = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R_0}{D_H}}} \end{aligned}$$

Les grandeurs C_1, K_Δ, K_{Re} sont déterminées d'après les tableaux **annexes (2)** en tenant comptes des valeurs suivantes :

δ : Angle du coude.

Δ : Rugosité.

Δ' : Rugosité relative.

R_e : Nombre de Reynolds.

V : Vitesse d'écoulement.

μ : Viscosité dynamique.

ν : Viscosité cinématique.

$$\Delta' = \frac{\Delta}{D_H} \quad (\text{III. 31})$$

Application

Après le calcul des besoins en air comprimé, nous allons calculer les pertes de charge totale dans les conduites.

Pour tous les calculs on prend à l'entrée des conduites :

$$T = 302.15 \text{ K} \quad ; \quad P = 40 \text{ bar} \quad ; \quad r = 287.1 \text{ J/kg. K} \quad ; \quad D = 50 \text{ mm.}$$

III.6 Ligne 1

a- Calcul des Pertes de charge linéaires ΔP_l

Pour cette ligne on prend : $L = 116.4 \text{ m}$; $q_v = 27.40 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après la relation (III.16) :

$$\mu = 1,458 \cdot 10^{-6} \frac{(302,15)^{\frac{3}{2}}}{110,4+302,15} \quad \Rightarrow \quad \mu = 1.85616 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$\text{D'après la relation (III.18) : } \rho = \frac{40 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 302,15} \quad \Rightarrow \quad \rho = 46.11096 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{D'après la relation (III.17) : } \nu = \frac{1,8561 \cdot 10^{-5}}{46,1109} \quad \Rightarrow \quad \nu = 4.02542 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{D'après la relation (III.20) : } V = \frac{4.27,40}{\pi \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 3600} \quad \Rightarrow \quad V = 3.87631 \text{ m/s}$$

$$\text{D'après la relation (III.15) : } R_e = \frac{3,87631 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{4,02542 \cdot 10^{-7}} \quad \Rightarrow \quad R_e = 4.81479$$

$R_e > 3000$: Le régime d'écoulement est turbulent.

On a : $R_e > 10^5$

Donc d'après la relation (III.25) :

$$\lambda = \frac{1}{\left[2 \log \left(\frac{4.81479 \cdot 10^5}{4.522 \log 4.81479 \cdot 10^5 - 3.8215} \right) \right]^2} \quad \Longrightarrow \quad \lambda = 0.01326$$

En appliquant la relation (III.18) on trouve :

$$\Delta P_{11} = \frac{8 \cdot 0.01326 \cdot 116.4}{\pi^2 \cdot 287.1 \cdot 302.15} \frac{\left(\frac{27.40}{3600} \right)^2}{(50 \cdot 10^{-3})^5} 40 \quad \Longrightarrow \quad \Delta P_{11} = 0.10694 \text{ bar}$$

b- Calcul des Pertes de charge singulières ΔP_s

Dans notre installation seule les coudes sont à prendre en compte puisque les vannes sont en plein ouverture.

Les grandeurs R_0 , D_H sont déterminées d'après le tableau **Annexe (3)** : $R_0 = 76 \text{ mm}$;
 $D_H = 60.30 \text{ mm}$

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

$$a_0 = b_0 = 1 \quad \Longrightarrow \quad C_1 = 1$$

$$\frac{R_0}{D_H} = 1.26036 > 1 \quad \Longrightarrow \quad B_1 = 0.18705$$

D'après la relation (III.29) :

$$\zeta_m = 0.18705$$

D'après la relation (III.30) :

$$\zeta_f = 0,0175 \cdot 0,01326 \frac{76}{60,30} \cdot 90 \quad \Longrightarrow \quad \zeta_f = 0.02632$$

D'après les tableaux **Annexe 1** : $k_{Re} = 1$; $k_\Delta = 2$

D'après la relation (III.28) :

$$\zeta = 2.0 \cdot 18705 + 0,02632 \quad \Longrightarrow \quad \zeta = 0.40042$$

$\Delta = 0,2$ (acier galvanisé), pour notre canalisation on prend acier galvanisé qui est le plus adéquat dans les installations de l'air comprimé.

D'après la relation (III.31) :

$$\Delta' = \frac{0,2}{60,30} \quad \Longrightarrow \quad \Delta' = 0.0033$$

Donc d'après la relation (III.26) :

$$\Delta P_{s1} = 0.40042 \frac{8 \cdot 0.01326 \cdot 116.4}{\pi^2 \cdot 287.1 \cdot 302.15} \frac{(27.40)^2}{(60.30 \cdot 10^{-3})^4} 40 \quad \Longrightarrow \quad \Delta P_{s1} = 0.00101 \text{ bar}$$

$$\text{Nombre de coude} = 9 \quad \Longrightarrow \quad \Delta P_{s1} = 0.00909 \text{ bar}$$

III.7 Ligne 2

a-Calcul des Pertes de charge linéaires ΔP_l

Pour cette ligne on prend : $L = 101.4 \text{ m}$; $q_v = 40,50 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après les relations (III.20) (III.15) :

$$V = 5.7295 \text{ m/s} ; \quad R_e = 7.1167 \cdot 10^5$$

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

On a : $R_e > 10^5$

D'après la relation (III.25) :

$$\lambda = 0.01236$$

D'après la relation (III.18) :

$$\Delta P_{l2} = 0.18972 \text{ bar}$$

b-Calcul des Pertes de charge singulières ΔP_s

D'après les relations (III.29), (III.30) et (III.28) :

$$\zeta_m = 0.18705 ; \quad \zeta_f = 0.02453 ; \quad \zeta = 0.39863$$

D'après la relation (III.26) :

$$\Delta P_{s2} = 0.00179 \text{ bar}$$

Nombre de coude = 9 \implies $\Delta P_{s2} = 0.01609 \text{ bar}$

III.8 Ligne 3

a-Calcul des Pertes de charge linéaires ΔP_l

Pour cette ligne on prend : $L = 77.4 \text{ m}$; $q_V = 46.06 \text{ m}^3/\text{h}$

D'après les relations (III.20) (III.15) :

$$V = 6.51616 \text{ m/s} ; R_e = 8.09376 \cdot 10^5$$

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

On a : $R_e > 10^5$

D'après la relation (III.25) :

$$\lambda = 0.01214$$

D'après la relation (III.18) :

$$\Delta P_{l3} = 0.18397 \text{ bar}$$

b-Calcul des Pertes de charge singulières ΔP_s

D'après les relations (III.29), (III.30) et (III.28) :

$$\zeta_m = 0.18705 ; \zeta_f = 0.02409 ; \zeta = 0.39819$$

D'après la relation (III.26) :

$$\Delta P_s = 0.00173 \text{ bar}$$

Nombre de coude = 8 \implies $\Delta P_{s3} = 0.01384 \text{ bar}$

Les résultats de calculs des pertes de charge linéaires et singulières de chaque ligne sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Les pertes de charge [bar]	Pertes de charge linéaires ΔP_l	Pertes de charge singulières ΔP_s
Ligne 1	0.10694	0.00909
Ligne 2	0.18972	0.01609
Ligne 3	0.18397	0.01384

III.4: pertes de charge linéaires et singulières de chaque ligne.

III.9 Les pertes de charge totales pour chaque ligne

$$\text{Ligne1: } \Delta P_1 = \Delta P_{L1} + \Delta P_{S2} \quad \Longrightarrow \quad \Delta P_1 = 0.11603 \text{ bar}$$

$$\text{Ligne2: } \Delta P_2 = \Delta P_{L2} + \Delta P_{S2} \quad \Longrightarrow \quad \Delta P_2 = 0.20581 \text{ bar}$$

$$\text{Ligne3: } \Delta P_3 = \Delta P_{L3} + \Delta P_{S3} \quad \Longrightarrow \quad \Delta P_3 = 0.19781 \text{ bar}$$

III.10 Plage de régulation de la pression

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

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

III.11 Calcul de la différence de pression due à la hauteur

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

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g \quad \text{Où} \quad dP = -\rho g dz$$

Avec :

$\rho = \frac{P}{rT}$ supposant que l'air s'écoule à température constante alors dans ce cas on peut

intégrer la relation précédente.

$$\int_1^2 \frac{dP}{P} = \frac{g}{rT} \int_1^2 dz \quad \Longrightarrow \quad \text{Ln}\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = -\frac{g}{rT} (z_2 - z_1)$$

En posant : $\Delta P_H = (z_2 - z_1)$

$$P_2 = \text{Exp}\left[-\frac{g}{rT} \Delta H\right] P_1 \quad (\text{III.32})$$

$$\text{D'où : } \Delta P_H = P_1 - P_2 \quad (\text{III.33})$$

Application

On prend:

$$g = 9.81 \text{ m}^2/\text{s} \quad ; \quad r = 287.1 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \quad ; \quad T = 302.15 \text{ K} \quad ; \quad P_1 = 40 \text{ bar} \quad ; \quad \Delta H = 4 \text{ m}$$

D'après la relation (III.32) : $P_2 = 39.98191 \text{ bar}$

$$\text{D'où } \Delta P_H = 0.01809 \text{ bar}$$

III.12 La pression que doit assurer les compresseurs

La pression de service nécessaire pour le fonctionnement des différentes souffleuses est égale à :

$$P_{\text{ser}} = 39.480 \text{ bar}$$

D'après la relation (III.10) :

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

La pression que doit assurer les trois compresseurs est :

$$\text{Ligne 1 : } P_C = 41.6141 \text{ bar}$$

$$\text{Ligne 2 : } P_C = 41.7039 \text{ bar}$$

$$\text{Ligne 3 : } P_C = 41.6959 \text{ bar}$$

Chapitre IV :
Etude
thermodynamique
des compresseurs

IV.1 Introduction

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

IV.2 Analyse fonctionnelle des compresseurs volumétriques

IL existe deux types de compresseurs volumétriques d'air au niveau de l'entreprise il s'agit de :

- ❖ Compresseur à piston
- ❖ Compresseur à vis

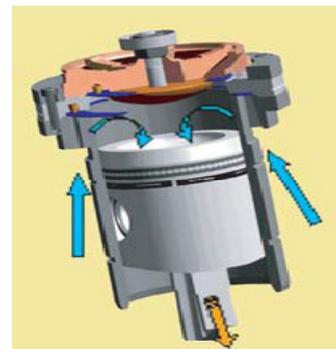
L'état de la technique nous a permis de faire un tour des différentes technologies de compresseurs volumétriques construits et développés dans le monde .Nous pouvons remarquer que quelle que soit la technologie, différentes fonctions doivent être réalisées pour permettre la compression d'un gaz.

Nous allons dans ce paragraphe analyser les différentes fonctions de ces deux compresseurs :

IV.2.1 Aspiration



A



**B****Figure IV.1 :** Aspiration de l'air.

- **Phase A :** Après la fin du refoulement, le gaz commence à remplir l'espace
- **Phase B :** Le remplissage de l'espace se poursuit. Le volume aspiré est maximum.

IV.2.2 Compression

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

Un compresseur volumétrique (à vis et à piston) renferme un certain volume et fait monter la pression en réduisant ce volume.

**Figure IV.2 :** compression de l'air.

IV.2.3 Refoulement

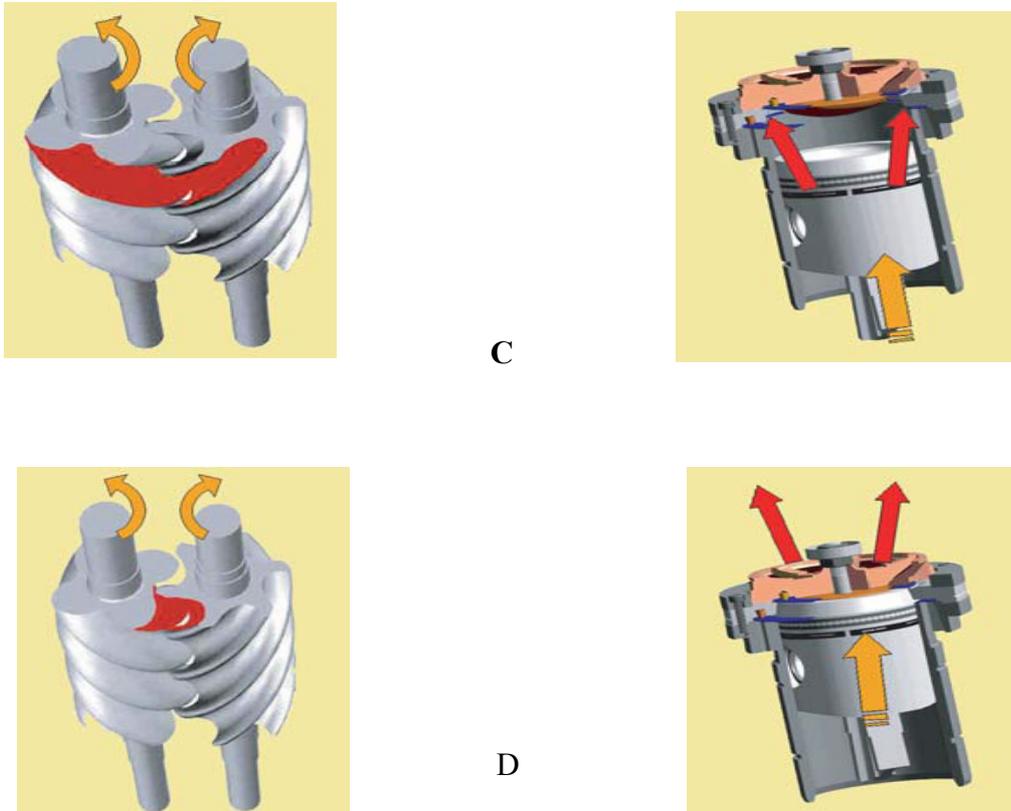


Figure IV.3 : Refoulement de l'air comprimé.

- **Phase C :** La compression se poursuit, le volume continu à être réduit progressivement.
- **Phase D :** La compression s'arrête (idéalement) et la charge de gaz est refoulée dans le collecteur de sortie.

IV.2.4 L'étanchéité

Nécessitant souvent le contact par frottement entre les parties en mouvement. Afin de limiter celui-ci, un film fluide peut être créé par injection de liquide dans la cellule de compression. Enfin, il est possible de garantir l'étanchéité en évitant tout contact entre les pièces en mouvement, en augmentant fortement les vitesses relatives et en donnant à ces pièces le profil le plus approprié.

IV.2.5 Le refroidissement

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

IV.3 Transformations associées à une compression

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

$$P V = m r T \quad (\text{IV. 34})$$

Avec :

P : Pression absolue du gaz [Pa].

V : Volume occupé par la masse m de gaz [m^3].

T : Température absolue [K].

r : Constante du gaz, $r = \frac{R}{M}$ ($r = 287.1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ pour l'air).

m : masse de gaz [kg].

IV.3.1 Compression isothermique

On a l'équation d'état des gaz parfait est :

$$P V = m r T$$

$$P V = \text{Cte} \quad (\text{IV. 35})$$

Cette évolution (**Figure IV.23**, courbe 1) nécessite un refroidissement continu permettant d'évacuer la totalité de la chaleur générée par la compression.

IV.3.2 Compression adiabatique

La compression d'un gaz est adiabatique si elle s'effectue sans échange de chaleur avec le milieu extérieur. Le gaz s'échauffe en absorbant tout le travail fourni par les forces extérieures.

Si la transformation est **réversible**, cette compression, **isentropique** (**Figure-IV.23**, courbe 3), obéit à la loi suivante :

$$P V^\gamma = \text{Cte} \quad (\text{Loi de Poisson}) \quad (\text{IV.36})$$

γ : est le coefficient isentropique du gaz considéré ; pour des gaz diatomiques et en particulier pour l'air, on a $\gamma \approx 1,4$.

En tenant compte de l'hypothèse des gaz parfaits, la loi de Laplace nous donne :

$$T V^{(\gamma-1)} = \text{Cte} \quad \text{d'où} \quad \frac{T}{P^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}} = \text{Cte}$$

Ces deux lois s'appellent souvent lois de Laplace qui est permet de calculer la température en fin de compression (**Figure IV.23**, courbe 3) :

$$T_{2S} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(\gamma-1)} \quad (\text{IV.37})$$

Cette évolution représentée par (**Figure IV.23**, courbe 3), ne nécessite aucun refroidissement (évolution adiabatique).

IV.3.3 Compression polytropicque

Si la compression réversible est refroidie, l'évolution entre l'état initial et l'état final est représentée par la relation suivante :

$$P V^n = \text{Cte}$$

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

De la même manière que pour une compression isentropique (**Figure IV.23**, courbe 2), il est possible de déterminer la température de fin de compression par l'expression (30) en remplaçant γ par n .

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(n-1)} \quad (\text{IV.38})$$

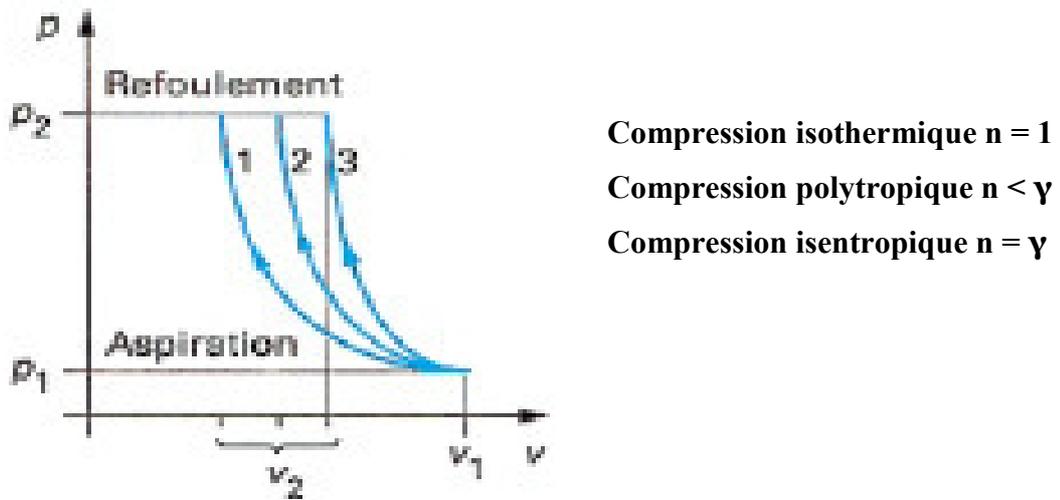


Figure IV.4 : Diagramme volume-pression (cycle théorique d'une compression)

IV.4 Travail du compresseur

Le travail théorique (ou utile) dans le cas d'un système ouvert supposé réversible est défini comme suit :

$$W' = -P_1 V_1 - \int_{V_1}^{V_2} P dV + P_2 V_2 \quad (\text{IV. 39})$$

Le terme $[-P_1 V_1 + P_2 V_2]$ représente pour les transformations considérées comme réversible, le travail massique de transvasement, qui correspond au travail fourni au fluide par les parties mobiles du compresseur.

En faisant une intégration par partie :

$$\int_{V_1}^{V_2} P dV = P_2 V_2 - P_1 V_1 - \int_{P_1}^{P_2} V dP \quad (\text{IV. 40})$$

La relation (32) devient alors :

$$W' = \int_{P_1}^{P_2} V dP \quad (\text{IV. 41})$$

L'expression finale du travail théorique dépend du type de l'évolution de la compression est donné par les relations qui suivent :

IV.4.1 compression isothermique

$$P V = r T = \text{Cte} \quad \Rightarrow \quad V = \frac{r T}{P} = \frac{\text{cte}}{P}$$

$$W_{\text{th}} = r T_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (\text{IV.42})$$

IV.4.2 compression isentropique

$$P V^\gamma = \text{Cte} \quad (\text{Loi de Poisson})$$

$$W_{\text{th}} = \frac{\gamma}{\gamma-1} r T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (\text{IV.43})$$

IV.4.3 compression polytropique

$$P V^n = \text{Cte} \quad (\text{Loi polytropique})$$

$$W_{\text{th}} = \frac{n}{n-1} r T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{IV.44})$$

Le travail réel, du fait des irréversibilités des transformations, est toujours supérieur au travail calculé à partir des expressions précédentes. Ce travail réel est alors égal au rapport du travail pour une évolution considérée comme réversible par le rendement correspondant, isothermique η_θ , isentropique η_γ , polytropique η_n :

$$W_{\text{réel}} = \frac{W_{\text{th}}}{\eta_\theta} \quad ; \quad W_{\text{réel}} = \frac{W_{\text{th}}}{\eta_\gamma} \quad ; \quad W_{\text{réel}} = \frac{W_{\text{th}}}{\eta_n} \quad (\text{IV.45})$$

De même, le travail réel de compresseur est donné par l'expression suivante :

$$W_{\text{réel}} = \frac{W_{\text{th}}}{\eta_{\text{eff}}} \quad (\text{IV.46})$$

IV.5 Calcul du rendement du compresseur

Soit le rendement effectif du compresseur tel que :

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

Que l'on ait affaire à des compresseurs à piston ou à vis, η_{eff} passe par un maximum lorsque le taux de compression s'élève. On peut utiliser pour ces deux types de compresseurs, la relation de Dehaussé :

$$\eta_{\text{eff}} = 0.8 - 0.004(\tau - 5)^2 - \frac{0.5}{(\tau - 0.3)} \quad (\text{IV.47})$$

Avec :

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

IV.6 Calcul de la puissance du compresseur :

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

$$\dot{W} = \dot{q}_m W_{\text{réel}} \quad (\text{IV.48})$$

Avec :

$$\dot{q}_m = \rho \dot{q}_V$$

IV.7 Application

IV.7.1 Calcul du travail théorique de chaque compresseur

Le travail théorique de compresseur sera donné par la relation (IV.43) :

$$W_{\text{th}} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

La température isentropique à la sortie de compresseur sera donnée par la relation (IV.37) :

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

a- Les compresseurs à vis :

1^{er} vis

Pour: $T_1 = 284.15 \text{ K}$; $P_1 = 1.01325 \text{ bar}$; $P_2 = 3 \text{ bar}$

2^{em} vis

Pour: $T'_1 = 300.15 \text{ K}$; $P'_1 = 3 \text{ bar}$; $P'_2 = 8 \text{ bar}$

D'après la relation (IV.37) on trouve :

$$T_{2s} = 387.47 \text{ K} ; T'_{2s} = 397.23 \text{ K}$$

Le travail théorique de compresseur sera donné par la relation (IV.43) :

$$1^{\text{er}} \text{ vis} \implies W_{\text{th}} = 103.821 \text{ kJ/kg}$$

$$2^{\text{em}} \text{ vis} \implies W_{\text{th}} = 97.551 \text{ kJ/kg}$$

Comme les températures d'entrées et les pressions d'entrées et de sorties sont les mêmes pour les trois compresseurs à vis donc les résultats obtenus sont identique.

b- Les compresseurs à piston :

D_{X75}

1^{er} piston:

Pour: $T_1 = 306.15 \text{ K}$; $P_1 = 8 \text{ bar}$; $P_2 = 18 \text{ bar}$

2^{em} piston:

Pour: $T'_1 = 303.15 \text{ K}$; $P'_1 = 18 \text{ bar}$; $P'_2 = 40 \text{ bar}$

En utilisant la relation (IV.37) on trouve :

$$T_{2s} = 385.97 \text{ K} ; T'_{2s} = 380.84 \text{ K}$$

Le travail théorique de compresseur sera donné par la relation (IV.43) :

$$1^{\text{er}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{th}} = 80.207 \text{ kJ/kg}$$

$$2^{\text{em}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{th}} = 78.067 \text{ kJ/kg}$$

Comme les trois compresseurs à piston ils ont la même température d'entrée et la même pression d'entrée et de sortie dans le 1^{er} piston, donc les résultats du calcul sont identiques pour les trois dans le premier piston.

D_{N110}

2^{em} piston:

$$\text{Pour:} \quad T_1 = 299.15 \text{ K} \quad ; \quad P_1 = 18 \text{ bar} \quad ; \quad P_2 = 40 \text{ bar}$$

D'après la relation (IV.37):

$$T_{2S} = 375.81 \text{ K}$$

Le travail théorique de compresseur sera donné par la relation (IV.43) :

$$1^{\text{er}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{th}} = 80.207 \text{ kJ/kg}$$

$$2^{\text{em}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{th}} = 77.032 \text{ kJ/kg}$$

D_{N145} :

2^{em} piston:

$$\text{Pour:} \quad T_1 = 297.15 \text{ K} \quad ; \quad P_1 = 18 \text{ bar} \quad ; \quad P_2 = 40 \text{ bar}$$

En appliquant la relation (IV.37) on trouve:

$$T_{2S} = 373.30 \text{ K}$$

Le travail théorique de compresseur sera donné par la relation (IV.43) :

$$1^{\text{er}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{th}} = 80.207 \text{ kJ/kg}$$

$$2^{\text{em}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{th}} = 76.519 \text{ kJ/kg}$$

IV.7.2 Calcul du rendement effectif du chaque compresseur

Le rendement effectif de compresseur sera donné par la relation (IV.47) :

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

a-Compresseur à vis

On a pour la 1^{er}vis : $P_1 = 1.01325 \text{ bar}$; $P_2 = 3 \text{ bar}$

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} = 2.96$$

En remplace τ dans l'équation (IV.47) on trouve :

$$1^{\text{er}}\text{vis} \quad \Longrightarrow \quad \eta_{\text{eff}} = 59.54 \%$$

On a pour la 2^{em}vis ; $P'_1 = 3 \text{ bar}$; $P'_2 = 8 \text{ bar}$

$$\tau = 2.67$$

$$2^{\text{em}}\text{vis} \quad \Longrightarrow \quad \eta_{\text{eff}} = 56.73 \%$$

Comme les pressions d'entrées et de sorties sont les mêmes pour les trois compresseurs à vis donc les rendements des deux vis sont identiques pour les trois compresseurs.

b-Compresseur à piston

Pour : $P_1 = 8 \text{ bar}$ et $P_2 = 18 \text{ bar}$

$$\text{Donc} \quad \tau = 2.25$$

En remplace le taux de compression dans la relation (IV.47) on trouve :

$$1^{\text{er}}\text{piston} \quad \Longrightarrow \quad \eta_{\text{eff}} = 51.33 \%$$

Pour : $P'_1 = 18 \text{ bar}$ et $P'_2 = 40 \text{ bar}$

$$\text{Donc} \quad \tau = 2.22$$

$$2^{\text{em}}\text{piston} \quad \Longrightarrow \quad \eta_{\text{eff}} = 50.87 \%$$

Comme les trois compresseurs à piston ils ont la même température d'entrée et la même pression d'entrée et de sortie dans le 1^{er} piston, donc les résultats du calcul sont identiques pour les trois dans le premier piston.

IV.7.3 Calcul du travail réel du chaque compresseur

Le travail réel de compresseur sera donné par la relation (IV.46) :

$$W_{\text{réel}} = \frac{W_{\text{th}}}{\eta_{\text{eff}}}$$

a-compresseur à vis

Le travail réel des trois compresseurs à vis sera donné d'après la relation (IV.46) :

$$1^{\text{er}} \text{ vis} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{réel}} = 174.372 \text{ kJ/kg}$$

$$2^{\text{em}} \text{ vis} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{réel}} = 171.957 \text{ kJ/kg}$$

b-compresseur à piston

D_{X75}

Le travail réel des trois compresseurs à piston sera donné d'après la relation (IV.46) :

$$1^{\text{er}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{réel}} = 156.257 \text{ kJ/kg}$$

$$2^{\text{em}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{réel}} = 153.464 \text{ kJ/kg}$$

D_{N110}

$$1^{\text{er}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{réel}} = 156.257 \text{ kJ/kg}$$

$$2^{\text{em}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{réel}} = 151.429 \text{ kJ/kg}$$

D_{N145}

$$1^{\text{er}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{réel}} = 156.257 \text{ kJ/kg}$$

$$2^{\text{em}} \text{ piston} \quad \Longrightarrow \quad W_{\text{réel}} = 150.421 \text{ kJ/kg}$$

IV.7.4 Calcul de la puissance du compresseur

La puissance de compresseur sera donnée par la relation (IV.48) :

$$\dot{W} = q_m W_{\text{réel}}$$

a-compresseur à vis

1^{er} vis

En appliquant la relation (IV.48) on trouve:

Ligne 1 : $\dot{W} = 63.960 \text{ kW}$

Ligne 2 : $\dot{W} = 85.238 \text{ kW}$

Ligne 3 : $\dot{W} = 108.769 \text{ kW}$

2^{em} vis :

En appliquant la relation (IV.48) on trouve :

Ligne 1 : $\dot{W} = 63.074 \text{ kW}$

Ligne 2 : $\dot{W} = 84.057 \text{ kW}$

Ligne 3 : $\dot{W} = 107.263 \text{ kW}$

b-compresseurs à piston

Pour les trois compresseurs à piston la puissance sera donnée avec la formule (IV.48) :

D_{X75}

1^{er} piston $\Rightarrow \dot{W} = 54.846 \text{ kW}$

2^{em} piston $\Rightarrow \dot{W} = 53.865 \text{ kW}$

D_{N110}

1^{er} piston $\Rightarrow \dot{W} = 54.846 \text{ kW}$

2^{em} piston $\Rightarrow \dot{W} = 79.078 \text{ kW}$

D_{N145}

$$1^{\text{er}} \text{ piston} \quad \Rightarrow \quad \dot{W} = 54.846 \text{ kW}$$

$$2^{\text{em}} \text{ piston} \quad \Rightarrow \quad \dot{W} = 88.755 \text{ kW}$$

Le tableau suivant résume tous les rendements, puissance et travail réel de chaque compresseur :

Les compresseurs			T _{2S} [K]	Le travail théorique W _{th} [kJ/kg]	Le rendement effectif η _{eff} [%]	Le travail réel W _{réel} [kJ/kg]	La puissance Ẇ [kW]
à vis	Z _{R250} Extra 978	1 ^{er} vis	387.47	103.821	59.54	174.372	63.960
		2 ^{eme} vis	397.23	97.551	56.73	171.957	63.074
	Z _{R250} Extra 638	1 ^{er} vis	387.47	103.821	59.54	174.372	85.238
		2 ^{eme} vis	397.23	97.551	56.73	171.957	84.057
	Z _{R250} Extra 262	1 ^{er} vis	387.47	103.821	59.54	174.372	108.769
		2 ^{eme} vis	397.23	97.551	56.73	171.957	107.263
à piston	D _{X75}	1 ^{er} piston	385.97	80.207	51.33	156.257	54.846
		2 ^{eme} piston	380.84	78.067	50.87	153.464	53.865
	D _{N110}	1 ^{er} piston	385.97	80.207	51.33	156.257	54.846
		2 ^{eme} piston	375.81	77.032	50.87	151.429	79.078
	D _{N145VSD}	1 ^{er} piston	385.97	80.207	51.33	156.257	54.846
		2 ^{eme} piston	373.30	76.519	50.87	150.421	88.755

Tableau IV.1 : Tableau récapitulatif des caractéristiques des compresseurs.

VI.8 Interprétation des résultats obtenus :

Les puissances présentées dans le tableau ci-dessus et qui sont les résultats de nos différents calculs, sont dans la plage des valeurs des équipements proposés par le constructeur ATLAS COPCO, dont le catalogue est joint en **annexe (4)**, Ceci constitue, à nos yeux, une validation certaine de nos calculs.

VI.9 Choix du compresseur :

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

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

- ✓ Le débit d'air comprimé [Nm^3/h].
- ✓ La plage de variation de la pression [bar].
- ✓ La puissance du moteur installé [KW].
- ✓ Rendement [%].
- ✓ Qualité de l'air à la sortie.
- ✓ Effet sonore.
- ✓ Coût.

VI.10 Description du compresseur choisi :

Les compresseurs choisis sont des compresseurs : à vis « Z_{R250VSD} », et à piston « D_{N145VSD} ».

Les conditions, liées à des impératifs sévères en matière de qualité, permettent la fabrication des compresseurs à vis et à piston d'une durée de vie élevée, de haute fiabilité et de fonctionnement économique. Il est bien entendu que les impératifs en matière de protection de l'environnement sont également respectés.

Conclusion

Générale

Conclusion générale

Arrivant à la fin de notre projet de fin d'étude effectué au sein de l'entreprise Soummam, concernant l'étude et dimensionnement d'installation de production d'air comprimé, nous avons mis l'accent plus précisément sur une énergie essentielle dans la production agroalimentaire qui est l'énergie pneumatique.

Toute unité de production d'air comprimé doit prendre en considération les éléments suivants :

- ✓ Le dimensionnement pneumatique doit prendre en compte les différentes pertes de charge du réseau de distribution.
- ✓ Le choix du compresseur se fait selon les caractéristiques, débit, pression et rendement qu'il doit fournir. Dans le domaine de l'industrie agroalimentaire, les compresseurs les plus utilisés sont les compresseurs à vis et à piston.
- ✓ A l'issue de notre étude nous avons montré que l'idée de procéder à l'extension vers une quatrième souffleuse est réalisable avec les trois compresseurs actuellement installés. Cette idée actuellement mise en place.

Enfin, Ce stage nous a permis d'entrer en contact direct avec le monde de travail et de mettre à l'épreuve nos compétences. C'était une occasion pour s'adapter avec les exigences et les contraintes du secteur industriel. La réalisation de ce projet nous a fourni la possibilité de mettre en pratique les connaissances acquises durant notre formation.

Enfin, nous estimons que dans notre étude nous avons fait appel aux différents volets constituant notre spécialité qui est l'installation énergétique et turbomachine et nous espérons que l'entreprise Soummam ainsi que les futures promotions y tireront profit.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Bernard GOURMELEN et Jean-François LEONE, « Air comprimé dans l'industrie », Technique d'ingénieur 2006.
- [2] Oliver Sonnentag, notion de base de l'atmosphère. (effets, composition, structure, histoire). Janvier 2012.
- [3] ATEE Le guide de l'air comprimé/2013/ISBN 2- 908131-40-4. Performance énergétique et optimisation technique.
- [4] IR L Docquier, cours formatpme (pneumatique) 2008.
- [5] Maamoune Saad, Lebssisse Nouredine, Thème « Adaptation d'un nouveau système d'étanchéité (la garniture sèche) au compresseurs K201B », université Kasdi Merbah-Ouargla à 2010 /2011.
- [6] ENSPM formation industrie, technologie et fonctionnement des compresseurs 11-04-2005.
- [7] Ministère de l'énergie, des mines, et de ressources Canada, série de la gestion de l'énergie 14 Compresseurs et turbines.
- [8] BENHAMEL Houssameddine, GHERRAS Yassine - Thème « Influence des systèmes VSV (variable stator vannes) sur les performances de la turbine à gaz LM2500+ », Université Abou bekr Belkaid – Tlemcen 2013-2014.
- [9] Thierry DESTOOP, « compresseurs volumétrique », référence B 4220. Technique d'ingénieur.
- [10] Document Atlas Copco, « Manuel d'instruction » , N°2922 1653 01, Janvier 2008.
- [11] Jean-Marie Méricoux : Ventilateurs, compresseurs. notions fondamentales, Dimensionnement Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur, septembre 1999
- [12] Site internet energieplus. www.energieplus-lesite.be. (Cité pages 16et 17.)
- [13] https://fr.wikipedia.org/wiki/Compresseur_m%C3%A9canique#.C3.80_palettes
- [14] Manuel air comprimé Atlas Copco, 8^e édition, 2014.

- [15] Groupe GICA, fiche de l'historique d'un compresseur à vis, Touggourt 2017
- [16] Jacques FAISANDIER et coll, « Mécanismes hydrauliques et pneumatiques », référence 621.2/05.3,9^e édition 1999/2006.
- [17] Document KAESER, « constructeur de compresseur et de différent dispositif de traitement de l'air comprimé ».
- [18] Guide technique, « systèmes de compression et de réfrigération», Hydro-Québec, 1994.
- [19] Jacques FAISANDIER et coll, « Mécanismes hydrauliques et pneumatiques »,8^e édition, référence 621.2/23.
- [20] J.Bouteloup - M.Leguay – J.Ligen , Climatisation conditionnement d'air, « Distribution des fluides- Mécanique des fluides etthermodynamique ». référence 621.2/37.

Annexes

Pour les compresseurs à vis Z_{R250}

Compresseur	Section	Température [°C]	Pression [bar]
1 ^{er} vis	entrée	11	1.01325
	sortie	172	3
1 ^{er} refroidisseur	entrée	172	3
	sortie	27	3
2 ^{emme} vis	entrée	27	3
	sortie	102	8
2 ^{emme} refroidisseur	entrée	102	8
	sortie	33	8

Pour les compresseurs à piston

DX75

Compresseur	Section	Température [°C]	Pression [bar]
1 ^{er} piston	entrée	33	8
	sortie	75	18
1 ^{er} refroidisseur	entrée	75	18
	sortie	30	18
2 ^{emme} piston	entrée	30	18
	sortie	59	40
2 ^{emme} refroidisseur	entrée	59	40
	sortie	29	40

DN110

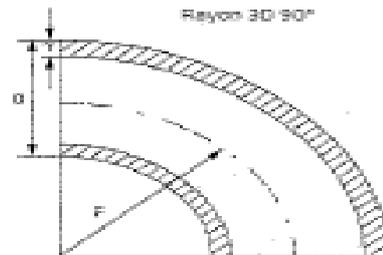
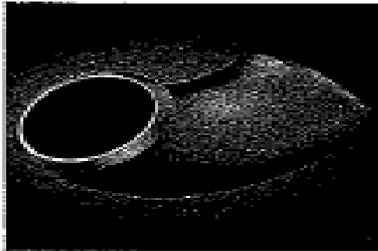
Compresseur	Section	Température [°C]	Pression [bar]
1 ^{er} piston	entrée	33	8
	sortie	84	18
1 ^{er} refroidisseur	entrée	84	18
	sortie	26	18
2 ^{emme} piston	entrée	26	18
	sortie	78	40
2 ^{emme} refroidisseur	entrée	78	40
	sortie	27	40

DN145

Compresseur	Section	Température [°C]	Pression [bar]
1 ^{er} piston	entrée	33	8
	sortie	84	18
1 ^{er} refroidisseur	entrée	84	18
	sortie	24	18
2 ^{ème} piston	entrée	24	18
	sortie	91	40
2 ^{ème} refroidisseur	entrée	91	40
	sortie	29	40

Caractéristiques du coude, « Constructeur ATLAS COPCO »

Coude | sans soudure | EN 10253-4 | acier inoxydable



D Externe	Epaisseur e	d Interne	R	L	Poids kg/m	Nombre de tranches (N)	Surface totale (m ²)	Volume (m ³)
12,00	1,50	12,00	1,50	15,0	0,02	*	*	*
15,00	1,50	15,00	1,50	27,5	0,02	*	*	*
17,20	2,30	17,20	2,30	27,5	0,04	*	*	*
21,30	2,00	21,30	2,00	28,0	0,04	*	*	*
23,30	2,60	23,30	2,60	28,0	0,06	*	*	*
26,90	2,00	26,90	2,00	29,0	0,06	*	*	*
26,90	2,60	26,90	2,60	29,0	0,08	*	*	*
33,70	2,00	33,70	2,00	35,0	0,10	*	*	*
33,70	2,60	33,70	2,60	35,0	0,12	*	*	*
33,70	3,20	33,70	3,20	35,0	0,14	*	*	*
42,40	2,60	42,40	2,60	48,0	0,19	*	*	*
42,40	3,20	42,40	3,20	48,0	0,23	*	*	*
48,80	2,60	48,80	2,60	57,0	0,26	*	*	*
48,80	3,20	48,80	3,20	57,0	0,32	*	*	*
60,30	2,00	60,30	2,00	76,0	0,34	*	*	*
60,30	2,90	60,30	2,90	76,0	0,49	*	*	*
60,30	3,60	60,30	3,60	76,0	0,62	*	*	*
76,10	2,90	76,10	2,90	95,0	0,68	*	*	*
76,10	3,60	76,10	3,60	95,0	0,99	*	*	*
88,90	2,60	88,90	2,60	114,0	1,02	*	*	*
88,90	3,20	88,90	3,20	114,0	1,15	*	*	*
88,90	4,00	88,90	4,00	114,0	1,57	*	*	*
114,30	3,60	114,30	3,60	152,0	2,35	*	*	*
133,70	4,00	133,70	4,00	190,0	4,09	*	*	*
160,30	6,90	160,30	6,90	229,0	7,00	*	*	*

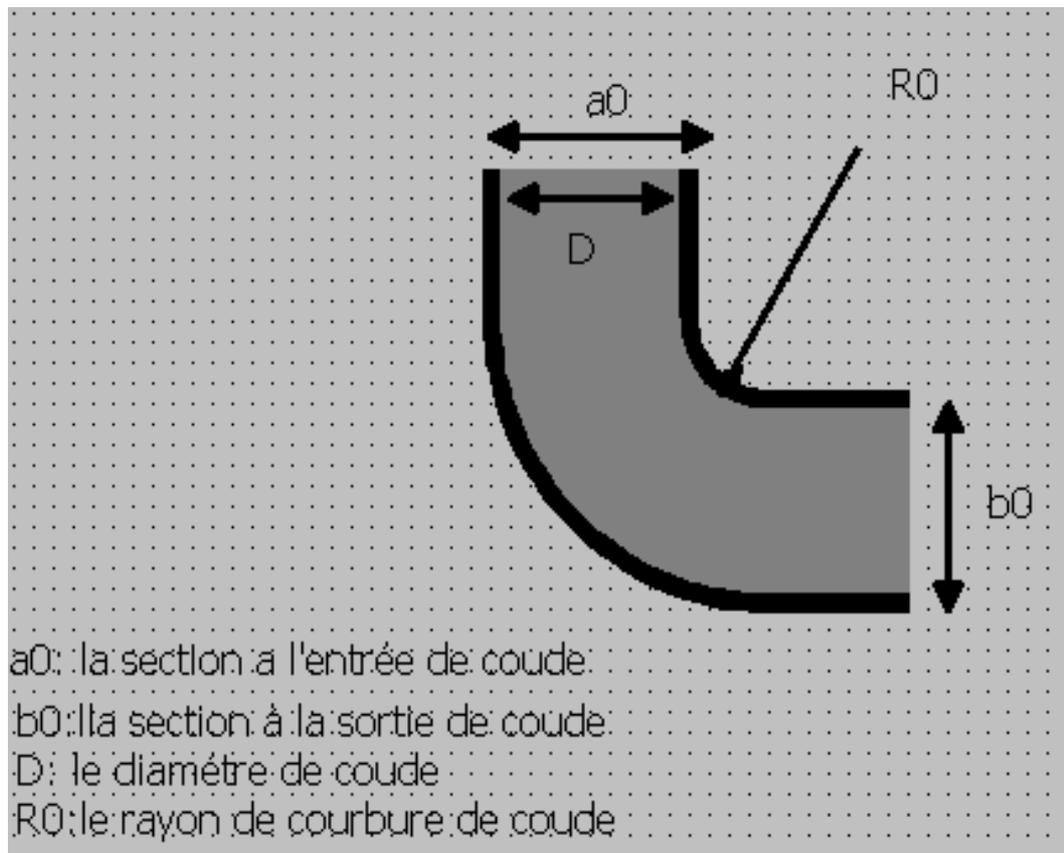


Schéma du coude

Coefficient de pertes de charges des coudes

A_1 est exprimé en fonction de δ° sur le graphique a) ou approximativement dans le tableau 6.2.

Tableau 6-2

δ°	$\leq 70^\circ$	90°	$\geq 100^\circ$
A_1	$0,9 \sin \delta^\circ$	1,0	$0,7 + 0,35 \frac{\delta^\circ}{90^\circ}$

B_1 est exprimé en fonction de R_0/D_H sur le graphique b) ou approximativement dans le tableau 6.3.

Tableau 6-3

R_0/D_H	0,5 - 1,0	$> 1,0$
B_1	$\frac{0,21}{\left(\frac{R_0}{D_H}\right)^{2,5}}$	$\frac{0,21}{\sqrt{R_0/D_H}}$

$\frac{a_0}{b_0}$	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
C_1	1,30	1,17	1,09	1,00	0,90	0,85	0,85	0,90	0,95	0,98	1,00	1,00

$\bar{\Delta}^1$	R_0/D_H										
	0,5 - 0,55					0,55 - 1,5					
	Re										
	$3 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$		$> 4 \cdot 10^4$			$3 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$		$4 \cdot 10^4 - 2 \cdot 10^5$		$> 2 \cdot 10^5$	
	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ	k_Δ	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ
0	$45 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	1,0	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	1,0	
0 - 0,001	$45 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	$1 + 0,5 \cdot 10^3 \bar{\Delta}$	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	$\lambda_\Delta / \lambda_l$	1,0	$1 + \bar{\Delta} \cdot 10^3$	
$> 0,001$	$45 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	$\approx 1,5$	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	$\approx 2,0$	1,0	$\approx 2,0$	

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

Les caractéristiques techniques pour les compresseurs à vis et à piston :

Compresseur à pistons exempts d'huile

DX/DN

Puissance :

37 à 815 kW, 50 à 1093 hp

Pression de service : 4 à 47 bar (g)

Débit d'air libre (FAD)¹ : 35 à 5278 l/s, 125 à 19000 m³/h

Gaz comprimés : air, azote

Applications : nettoyage de l'air, remplissage et capsulage



Compresseur à piston

Gaz et air comprimés Moyenne pression²

Compresseurs à vis et à lobes refroidis par eau ou par air exempt d'huile

ZR/ZT (VSD/FF)

Puissance :

15 à 900 kW, 20 à 1253 hp

Pression d'aspiration : atmosphérique

Pression de service : 4 à 13 bar (e)

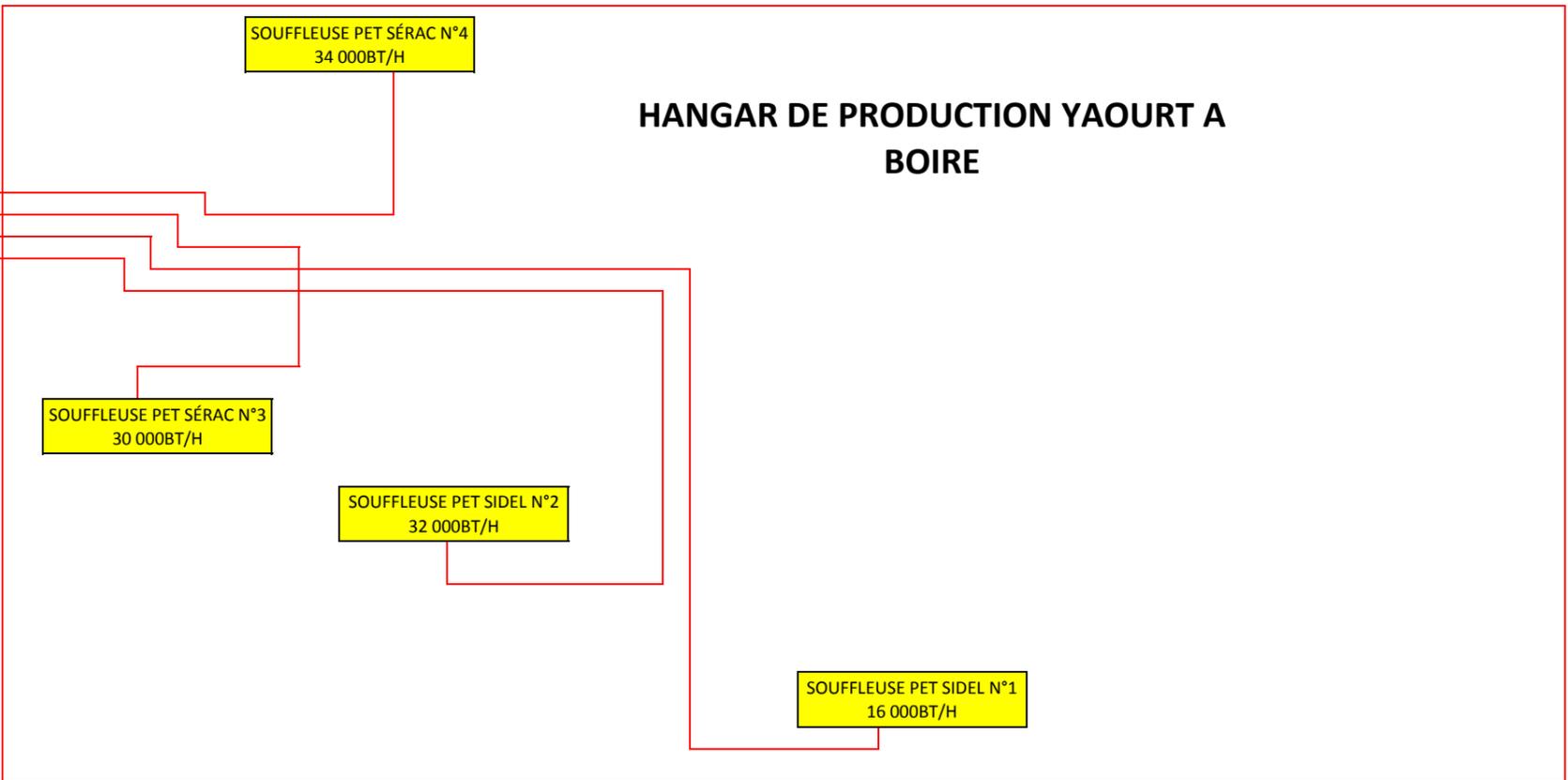
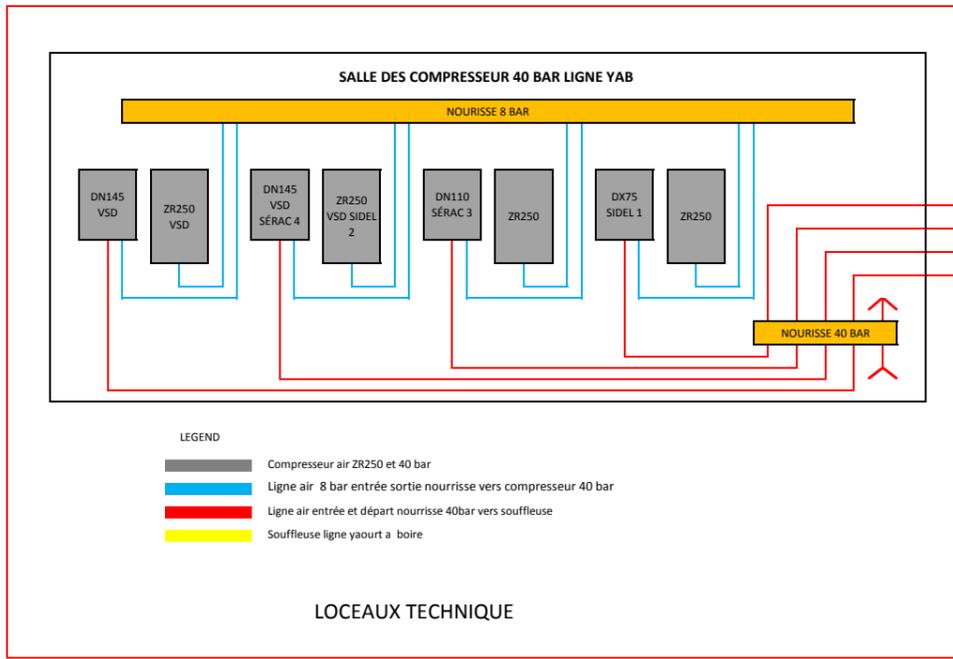
Débit d'air libre (FAD)¹ : 29,9 à 2456 l/s,
107,64 à 8842 m³/h

Applications : air d'instrumentation, fermentation, air de nettoyage, remplissage et capsulage, épluchage de fruits et de légumes, triage des grains



Compresseur à vis

Schéma représentatif de
l'installation de production d'air
comprimé.



Résumé

Notre travail a été réalisé à l'issue d'un stage pratique effectué au sein de l'entreprise SOUMMAM- Akbou, Béjaïa. Il consiste en une étude énergétique d'une installation de production d'air comprimé.

Le but de cette étude est de vérifier si les compresseurs installés peuvent subvenir à une extension de la chaîne des souffleuses en installant une quatrième et nouvelle souffleuse.

Pour se faire, une évaluation des besoins en air comprimé a été menée, puis un calcul de pertes de charges permet de vérifier si les pressions de service sont assurées. Enfin des calculs thermodynamiques plus précisément de puissances et de rendements des différents compresseurs ont été présentés.

Abstract

Our work was done at the end of a practical internship carried out within the company SOUMMAM-Akbou, Bejaia it consists of an energy study of an installation of production of compressed air.

The purpose of this study is to check if the installed compressors can support an extension of the chain of blower by installing a fourth and new blower.

To do this, an assessment of compressed air need has been made, then a calculation of pressure drops makes it possible to check whether the operating pressures are ensured. Finally thermodynamic calculation more precisely power and efficiency of different compressors were presented.