



Office de la Formation Professionnelle
et de la Promotion du Travail

Technicien Spécialisé

Génie Electrique

Tronc commun

Manuel de cours

Module 7

Analyse de fonctionnement des circuits pneumatiques



Edition 2021



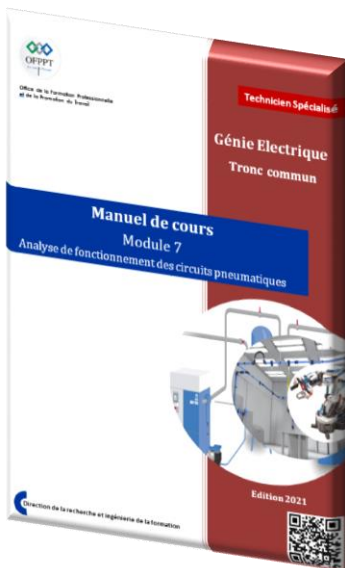
Direction de la recherche et ingénierie de la formation



Avant-propos

Les manuels de cours, de travaux pratiques et le guide e-learning sont téléchargeables à partir de la plateforme e-learning OFPPT moyennant les codes QR suivants :

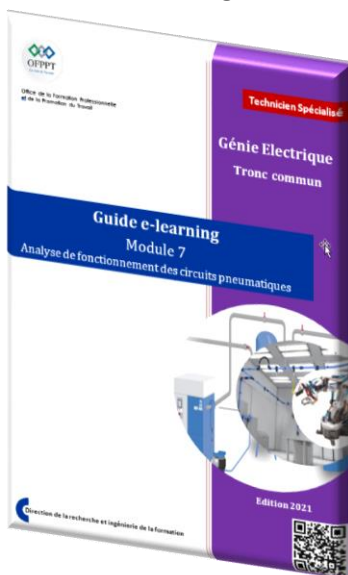
Manuel de cours



Manuel des travaux pratiques



Guide e-learning



SOMMAIRE

| | |
|---|-----------|
| AVANT-PROPOS..... | 2 |
| SOMMAIRE..... | 3 |
| COMPETENCES-CIBLES ET OBJECTIFS OPERATIONNELS | 8 |
| 1. PRÉSENTATION DE L'ÉNERGIE PNEUMATIQUE : | 11 |
| 1.1 <i>Introduction :</i> | 11 |
| 1.2 <i>Définition de l'énergie pneumatique :</i> | 11 |
| 1.3 <i>Principe de production de l'énergie pneumatique :</i> | 11 |
| 1.4 <i>Rôles de l'air :</i> | 12 |
| 1.5 <i>Avantages et inconvénients :</i> | 12 |
| 1.6 <i>Domaine industriel :</i> | 13 |
| 1.7 <i>Définition de la Pression :</i> | 13 |
| 1.8 <i>Flux d'énergie :</i> | 14 |
| 1.9 <i>Pneumatique contre Hydraulique :</i> | 15 |
| 1.10 <i>Pneumatique contre Électrique :</i> | 15 |
| 2. FLUIDE PNEUMATIQUE : | 16 |
| 2.1 <i>L'air :</i> | 16 |
| 2.2 <i>Contamination de l'air :</i> | 16 |
| 2.2.1- <i>Particules solides :</i> | 16 |
| 2.2.2- <i>L'humidité :</i> | 17 |
| 2.2.3- <i>Formes d'huile dans les canalisations :</i> | 19 |
| 2.3 <i>Classes de pureté de l'air comprimé :</i> | 19 |
| 3. EXERCICES : | 21 |
| 1. CONDITION DE PRODUCTION DE L'ÉNERGIE PNEUMATIQUE : | 25 |
| 1.1 <i>L'importance de la qualité de l'air :</i> | 25 |
| 1.1.1- <i>Problématique :</i> | 25 |
| 1.1.2- <i>L'air comprimé doit être traité :</i> | 25 |
| 1.1.3- <i>Conséquences d'utilisation d'un air mal conditionné :</i> | 26 |
| -1.1.4 <i>Solutions :</i> | 26 |
| 1.2 <i>Exemple typique d'une centrale d'air comprimé :</i> | 27 |

| | |
|--|-----------|
| 2. INVENTAIRE DES COMPOSANTES DE TRAITEMENT D'AIR : | 27 |
| 2.1 <i>Machine de production de l'air : (les compresseurs)</i> | 27 |
| 2.1.1- <i>Définition d'un compresseur :</i> | 27 |
| 2.1.2- <i>Différent type de compresseurs :</i> | 28 |
| 2.1.3- <i>Domaines indicatifs des technologies de compresseurs :</i> | 29 |
| 2.1.4- <i>Modes de régulation des compresseurs :</i> | 29 |
| 2.1.5- <i>Caractéristiques d'un compresseur :</i> | 31 |
| o Aspects techniques : | 31 |
| o Aspects économiques : | 31 |
| 2.2 <i>Réservoir d'air :</i> | 32 |
| 2.2.1- <i>Fonctions :</i> | 32 |
| 2.2.2- <i>Capacité :</i> | 32 |
| 2.2.3- <i>Installation :</i> | 32 |
| 2.3 <i>Sécheurs :</i> | 33 |
| 2.3.1- <i>Types de sécheur :</i> | 33 |
| 2.3.2- <i>Installation :</i> | 34 |
| 2.4 <i>Déshuileurs à coalescence (Filtre séparateur d'huile) :</i> | 34 |
| 2.4.1- <i>Caractéristique des déshuileurs :</i> | 34 |
| 2.4.2- <i>Composition de l'élément de séparation :</i> | 35 |
| 2.4.3- <i>Étapes de séparation :</i> | 35 |
| 2.5 <i>Le filtres à air comprimé :</i> | 36 |
| 2.5.1- <i>Étapes de filtration :</i> | 36 |
| 2.5.2- <i>Purgeurs de condensat intégrés :</i> | 37 |
| 2.5.3- <i>Indicateur de colmatage :</i> | 37 |
| 2.6 <i>Unité FRL :</i> | 38 |
| 2.6.1- <i>Filtre :</i> | 38 |
| 2.6.2- <i>Régulateur de pression :</i> | 38 |
| 2.6.3- <i>Les lubrificateurs :</i> | 41 |
| 2.7 <i>Vanne d'arrêt :</i> | 42 |
| 2.8 <i>Mesure de la pression : (Manomètre) :</i> | 43 |

| | |
|---|-----------|
| 3. EXERCICES : | 44 |
| 1. IMPLANTATION D'UN RÉSEAU DE L'AIR COMPRIMÉ : | 53 |
| 1.1 Structure générale : | 53 |
| 1.2 Le piquage : | 53 |
| 1.3 La pente : | 53 |
| 1.4 Les points bas : | 54 |
| 1.5 Dispositions des réseaux d'air comprimé : | 54 |
| 1.6 Canalisation en boucle : | 55 |
| 1.7 Matériaux des canalisations : | 55 |
| 2. DIMENSIONNEMENT DES CANALISATIONS : | 55 |
| 2.1 Perte de charge : | 55 |
| 2.2 Diamètre intérieur économique des canalisations : | 56 |
| 2.3 Diagramme de détermination des tuyauteries : | 57 |
| 3. EXERCICES : | 60 |
| 1. ORGANES DE COMMANDE (DISTRIBUTEURS) : | 64 |
| 1.1 Principe du repérage des orifices : | 64 |
| 1.2 Exemples de commandes pour un distributeur 2/2 NF : | 64 |
| 1.3 Sous-division des distributeurs selon la fonction et la numérotation des orifices : | 65 |
| 1.4 Voies de circulation de l'air dans un distributeur 5/2 : | 66 |
| 1.5 Choix de la commande ou du pilotage : | 67 |
| 1.5.1- <i>Pilote pneumatique</i> : | 67 |
| 1.5.2- <i>Pilote électropneumatique</i> : | 67 |
| 1.5.3- <i>Pilote électrique</i> : | 68 |
| 1.5.4- <i>Commande manuelle auxiliaire</i> : | 68 |
| 1.6 Choix de la taille du distributeur : | 69 |
| 1.6.1- <i>Méthode simplifiée</i> : | 69 |
| 1.6.2- <i>Exemple</i> : | 69 |
| ⇒ Détermination du débit d'air, facteur Kv : | 70 |
| 2. LES ORGANES DE RÉGULATION : | 73 |
| 2.1 Organes de régulation de pression : | 73 |
| 2.2 Organe de régulation du débit : | 74 |
| 2.3 Les accessoires de ligne : | 74 |
| 2.4 Les accessoires groupés : | 76 |
| 2.5 Autres accessoires : | 77 |
| 2.6 Séquenceur pneumatique : | 78 |

| | |
|--|-----------|
| 3. EXERCICES : | 81 |
| 1. COMPOSANTES DES CIRCUITS ÉLECTROPNEUMATIQUES : | 87 |
| 1.1 Principe du champ magnétique :..... | 87 |
| 1.2 Électrodistributeurs : | 88 |
| 2. CIRCUITS FONDAMENTAUX : | 90 |
| 1. LES VÉRINS PNEUMATIQUES : | 96 |
| 1.1 Définition et fonction :..... | 96 |
| 1.2 Principaux types de vérins :..... | 97 |
| 1.3 Éléments constitutifs d'un vérin double effets : | 99 |
| 1.4 Contre pression d'échappement : | 99 |
| 1.4.1- <i>Description des courbes</i> :..... | 100 |
| 1.4.2- <i>Remarques</i> :..... | 100 |
| 1.5 Remarque : (Bilan des efforts exercés)..... | 100 |
| 1.6 Grandeurs associées :..... | 100 |
| 1.7 Détermination d'un vérin pneumatique :..... | 102 |
| 1.7.1- <i>Charge dynamique appliquée aux vérins</i> :..... | 102 |
| 1.7.2- <i>Charge statique appliquée aux vérins</i> : | 102 |
| 1.7.3- <i>Charge limite développée par le vérin</i> : | 102 |
| 1.7.4- <i>Détermination des diamètres du vérin</i> : | 103 |
| 1.8 Vérification des vérins :..... | 104 |
| 1.8.1- <i>Vérification des vérins au flambage</i> : | 104 |
| 1.8.2- <i>Vérification des vérins à l'amortissement de fin de cours</i> :..... | 104 |
| 1.9 Consommation d'air comprimé :..... | 106 |
| 1.9.1- <i>Phase sortie de tige</i> : | 106 |
| 1.9.2- <i>Phase rentrée de tige</i> : | 107 |
| 1.9.3- <i>Consommation pour un aller-retour du vérin</i> : | 107 |
| 1.9.4- <i>Méthode graphique : (D'après le constructeur SMC)</i> | 107 |
| 1.10 Démarche de dimensionnement : | 108 |
| 1.11 Annexes de calcul des vérins :..... | 109 |
| 1.11.1- <i>Annexe n°1</i> : | 109 |
| 1.11.2- <i>Annexe n°2</i> : | 109 |
| 1.11.3- <i>Annexe n°3</i> : | 110 |
| 1.11.4- <i>Annexe n°4</i> : | 111 |
| 1.11.5- <i>Annexe n°5</i> : | 112 |
| 1.11.6- <i>Annexe n°6</i> : | 113 |

| | |
|--|------------|
| 2. LES MOTEURS PNEUMATIQUES : | 114 |
| 2.1 Définition et fonction : | 114 |
| 2.2 Les moteurs à palettes : | 114 |
| 2.2.1- Conception : | 114 |
| 2.2.2- Fonctionnement : | 115 |
| 2.2.3- Nombres de palettes : | 116 |
| 2.2.4- Réducteur : | 116 |
| 2.2.5- Les performances d'un moteur pneumatique : | 117 |
| 2.2.6- Utilisation des réducteurs : | 120 |
| 2.2.7- Méthodes de modification des performances des moteurs : | 121 |
| 2.2.8- Lubrification des moteurs pneumatiques : | 122 |
| 2.2.9- Comment choisir le moteur adéquat : | 122 |
| 2.2.10- Exemples d'installation : | 123 |
| 3. VENTOUSES : | 124 |
| 3.1 Techniques du vide : | 124 |
| 3.2 Principe de fonctionnement : | 124 |
| 3.3 Exemple de réalisation et symboles : | 125 |
| 3.4 Ordre de grandeur : | 125 |
| 4. EXERCICES : | 126 |

COMPETENCES-CIBLES ET OBJECTIFS OPERATIONNELS

Module 7 : Les circuits pneumatiques

Code : GETC-07

Durée : 45 heures

ENONCE DE LA COMPETENCE

Analyser le fonctionnement des circuits pneumatiques

CONTEXTE DE REALISATION

- Individuellement
- À partir :
 - Dossier technique du système
 - Maquette réelle et virtuelle (3D)
- À l'aide :
 - Prototype virtuel de circuit pneumatique et électropneumatique.
 - Logiciel de simulation de circuits pneumatiques et électropneumatiques
 - Des bibliothèques des composants standards et fournisseurs
 - Catalogues des composants pneumatiques.
 - Des fiches techniques de composants

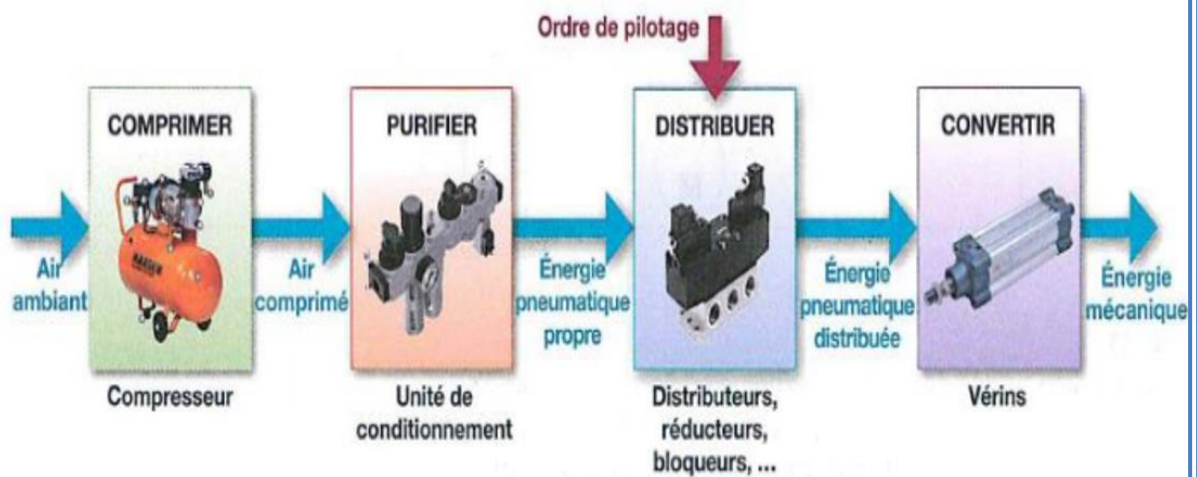
CRITÈRES GÉNÉRAUX DE PERFORMANCE

- Analyse pertinente de processus de production, de distribution et de conditionnement de l'air comprimé industriel.
- Dimensionnement juste de capacité de source de l'énergie.
- Choix judicieux des éléments et organes d'un réseau de distribution de l'air comprimé.
- Utilisation correcte des relations entre les paramètres du processus de transformation d'énergie.
- Utilisation pertinente des unités utilisées dans le domaine de l'énergie en général et l'énergie électropneumatique spécialement.
- Simulation correcte d'un réseau d'air comprimé ou d'un circuit pneumatique.
- Utilisation correcte des symboles des composants pneumatiques.
- Caractérisation juste des composants de l'installation.

| Éléments de la compétence | Critères particuliers de performance |
|---|--|
| <p>A. Distinguer les processus de production, distribution et de conditionnement de l'air comprimé industriel.</p> | <ul style="list-style-type: none"> • Justification correcte d'utilisation de l'énergie pneumatique industrielle. • Caractérisation précise de fluide pneumatique industriel. • Description correcte de processus de traitement de l'air • Distinction juste des composantes de traitement de l'air et leurs symboles. • Dimensionnement juste des composantes de réseau de l'air comprimé. |
| <p>B. Distinguer les éléments de distributions de l'énergie d'un circuit pneumatique et électropneumatique en déterminant leurs caractéristiques propres.</p> | <ul style="list-style-type: none"> • Interprétation correcte des schémas technologiques des organes de commandes, de régulations, les accessoires en lignes, les accessoires groupés et des leurs symboles. • Choix juste des différents éléments de distributions de l'énergie. • Schématisation correcte d'un circuit pneumatique et électropneumatique selon un cahier de charges fonctionnelle. • Identification (Repérage) correcte des différents composants des circuits pneumatiques et électropneumatiques. |
| <p>C. Analyser les différents modes de fonctionnement des circuits pneumatiques et électropneumatiques.</p> | <ul style="list-style-type: none"> • Interprétation correcte des traits et des symboles. • Distinction juste de la nature des commandes des circuits pneumatiques et électropneumatiques. • Interprétation correcte des séquences de fonctionnement des circuits pneumatiques et électropneumatiques. • Justification correcte des dimensionnements des composants. • Interprétation précise du fonctionnement des circuits pneumatiques et électropneumatiques |
| <p>D. Distinguer les différents récepteurs d'un circuit pneumatique et électropneumatique.</p> | <ul style="list-style-type: none"> • Distinction correcte des différents types d'actionneurs. • Caractérisation juste d'un actionneur pneumatique. • Dimensionnement correcte d'un actionneur pneumatique. |

Chapitre 1

Les fondamentaux pour connaître l'air comprimé



ORGANISATION D'UNE CHAÎNE PNEUMATIQUE

1. Présentation de l'énergie pneumatique :

1.1 Introduction :

L'air comprimé constitue une source d'énergie relativement intéressante, utilisée dans de nombreux domaines. Citons par exemple :

- Le domaine des mines et des travaux publics pour *l'alimentation d'outillage portatifs.*
- Le domaine industrie *pour la peinture et le sablage.*
- L'industrie automobile *pour la commande des organes de freinage.*

Les chemins de fer et le métro *pour les manœuvres d'ouverture et de fermeture des portes des wagons...* et bien d'autres encore.

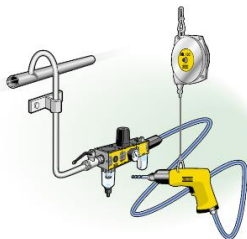


Figure 1-1 : Perceuse pneumatique

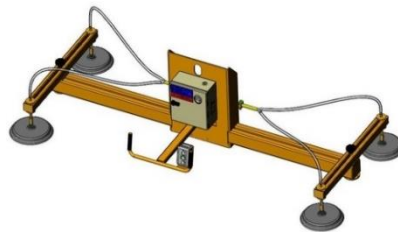


Figure 1-2 : Ventouse pneumatique



Figure 1-3 : Bras manipulateur

1.2 Définition de l'énergie pneumatique :

C'est de l'air porté par des moyens mécaniques (*compresseur*), à une pression supérieure à la pression atmosphérique.

1.3 Principe de production de l'énergie pneumatique :

Dans ces diverses applications, l'énergie utilisée est préalablement stockée dans un réservoir étanche après avoir été produite par des machines appelées compresseurs. Généralement, la pression à l'intérieur du réservoir de stockage est maintenue, à l'aide de manostats, entre deux valeurs voisines de la pression d'utilisation :

- *Une valeur maximale, qui commande l'arrêt du compresseur.*
- *Une valeur minimale, qui provoque sa mise en route.*

Un tel dispositif à l'avantage de rendre le régime du compresseur indépendant des conditions d'utilisation.

1.4 Rôles de l'air :

L'air comprimé est utilisé comme fluide énergétique (*air travail* ou *air moteur*) pour alimenter des actionneurs (*vérins, moteurs pneumatiques, ventouses, ...*). Il peut aussi intervenir dans une chaîne de contrôle ou de mesure (*air instrument*). De plus, il peut être en contact direct avec le produit dans un processus de fabrication (*air processus*) ou avec les utilisateurs (*air respirable*) avec des risques possibles de contamination et d'intoxication.

1.5 Avantages et inconvénients :

| | |
|--------------------------|---|
| Avantages | ▪ Utilisation d'un fluide gratuit pour la compression en quantités illimitées |
| | ▪ Fluide facilement transportable par canalisation, même à grande distance. |
| | ▪ Canalisation de retour inutile. |
| | ▪ Aucun risque d'explosion ni d'incendie avec de l'air comprimé. |
| | ▪ Possibilité d'atteindre des vitesses opératoires très élevées (<i>la vitesse de travail des vérins pneumatique varie entre 1 et 2 m/s</i>) |
| | ▪ Le compresseur n'a pas besoin d'être toujours en service. L'air comprimé peut être stocké dans des réservoirs. |
| | ▪ Faible coût des composants. |
| | ▪ Une souplesse d'utilisation qui permet d'utiliser à partir du même réservoir plusieurs appareils. |
| | ▪ Dépannage possible par le technicien responsable du chantier. |
| ▪ Propreté et écologique | |
| Inconvénients | ▪ Traitement préalable : L'air comprimé doit être préparé, aucune trace d'impureté n'est admissible (<i>usure des compresseurs</i>). |
| | ▪ Compressibilité : L'air comprimé n'est économique que jusqu'à certain ordre de puissance, la pression de service normalement admissible étant de 7 bars, la force développée ce limite à 20 000-30 000 N . |
| | ▪ Difficulté d'obtenir des vitesses régulières et des puissances constantes. |
| | ▪ Échappement : L'échappement est bruyant mais grâce à des silencieux ce problème est partiellement résolu. |
| | ▪ Coût : Faible rendement des équipements. |
| | ▪ Les pressions généralement utilisées ne dépassent pas une dizaine de bars (<i>afin d'effectuer le transport au moyen de canalisations souples et de réduire le risque de fuites</i>). |

1.6 Domaine industriel :

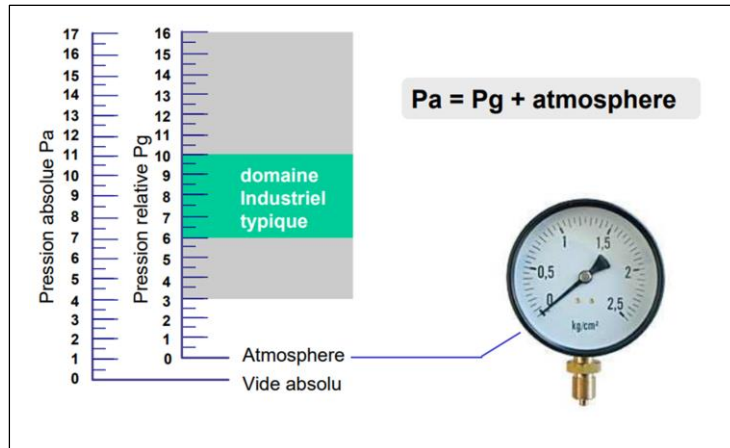


Figure 1-4 : Graphique des pressions

1.7 Définition de la Pression :

La pression est une force répartie sur l'unité de surface, la force considérée étant perpendiculaire à cette surface. L'unité de pression du système « M K S » est le Pascal, symbole « Pa ». Un Pascal équivaut à une force de 1 Newton exercé sur une surface de 1 m².

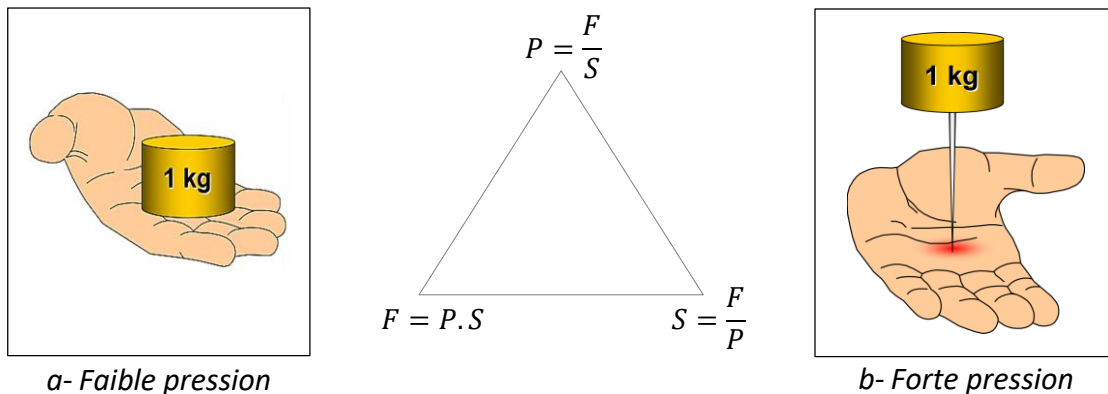


Figure 1-5 : Définition de la pression

Si au lieu d'utiliser comme unité de force le Newton, on utilise le Déca newton « ou kgp » et comme unité de surface les cm² à la place des m², on obtient une unité pratique de pression qui est le bar qui vaut 1 daN/cm². Soit dans l'exemple, 50.000 daN agissant sur une surface de 50.000 cm² = 1 bar.

| Pression | Définitions |
|---|--|
| Pression atmosphérique normale de référence (ANR) : | - Pression atmosphérique de 1,013 bar, à 20°C et 65 % d'humidité relative. |
| Pression relative ou effective : | - Pression positive ou négative par rapport à la pression ANR. |
| Pression absolue : | - Pression par rapport au vide absolu. |
| <i>Pression absolue = pression relative + pression atmosphérique normale.</i> | |
| <i>Avec : pression atmosphérique normale = 1 atm = 760 mmHg = 1,0132.10⁵ Pa = 1,0132 bar ≈ 1 bar</i> | |
| Dépression ou vide relatif : | - Pression relative négative par rapport à la pression ANR |
| Pression différentielle : | $\Delta p = p_2 - p_1$ |
| Attention : sur le terrain, on mesure des pressions relatives (manométriques), mais dans les formules, on utilise les pressions absolues !!! | |

1.8 Flux d'énergie :

La figure 1-6, représente le diagramme des composantes actives d'un système à fluide mettant en évidence les pertes d'énergie à chaque passage d'une composante à l'autre.

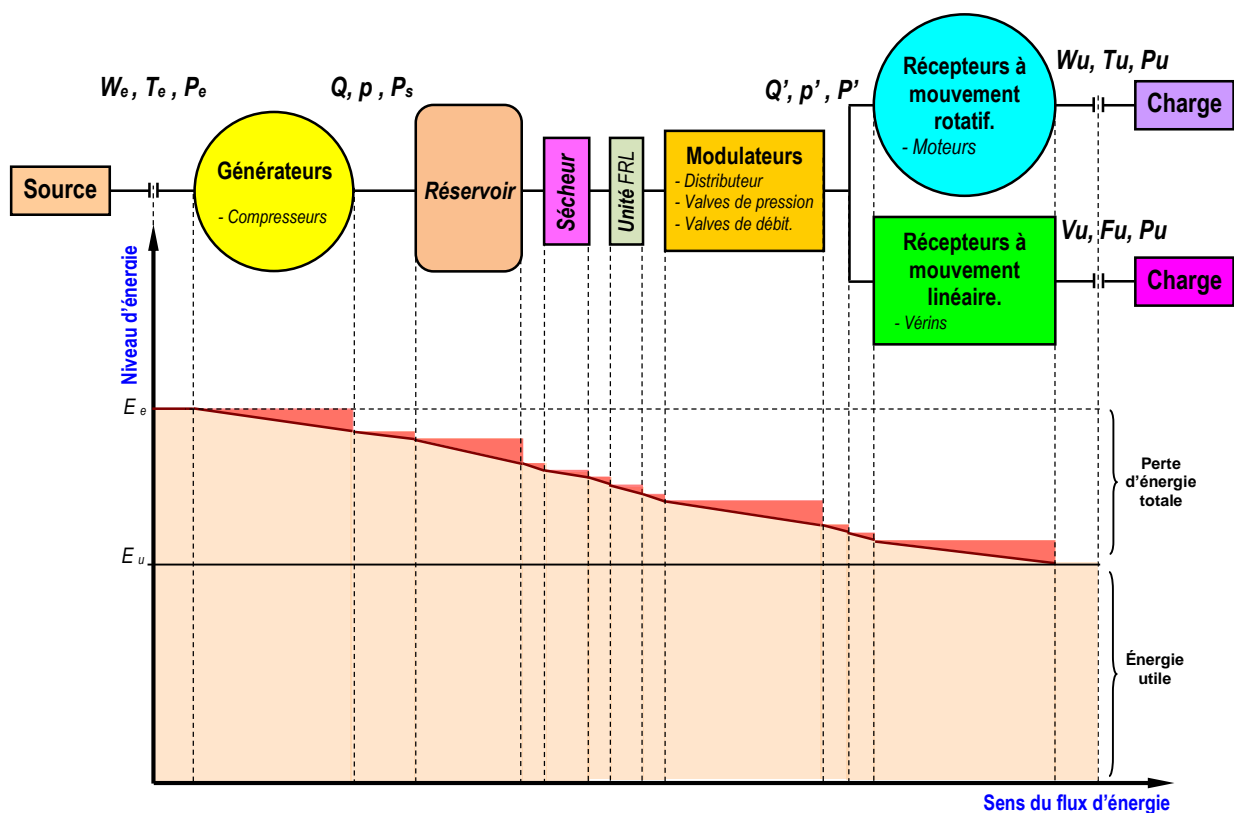


Figure 1-6 : Diagramme de pertes d'énergie

1.9 Pneumatique contre Hydraulique :

| Critères | Hydraulique | Air comprimé |
|---|--|--|
| Coût | -Nécessite une centrale hydraulique pour chaque application. | -Production d'air comprimé centralisée et transport du fluide plus simple. |
| Puissance admissible | $p \approx 300$ bars et $F > 5000$ daN | $p \approx 10$ bars et $F < 5000$ daN |
| Les vitesses (Rapidité) | -Viscosité plus forte, donc plus « lent ». | -Rapidité, vitesse ≈ 3 m/s. |
| Souplesse et précision des déplacements | -Vitesse d'avance régulière (huile incompressible). | -Vitesse d'avance irrégulière (pneumatique proportionnelle). |
| Propreté - Hygiène | -Fuites d'huile, émanation de vapeur. | -Pas de fuite gênante en pneumatique. |

1.10 Pneumatique contre Électrique :

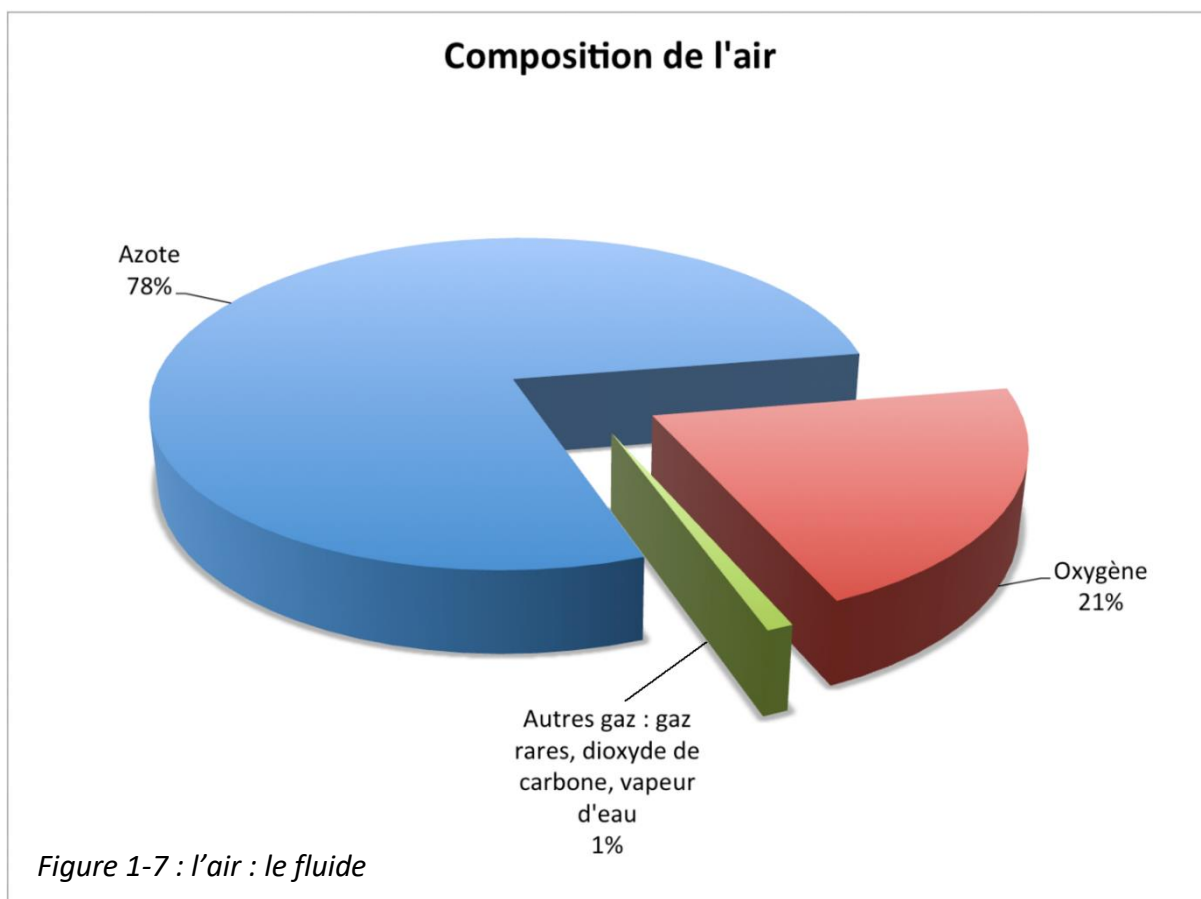
Quand on est face à l'alternative, les actionneurs pneumatiques seront préférés aux actionneurs électriques :

- Si les temps de réponse ne sont pas critiques (10 à 20 ms minimum).
- Pour des machines séquentielles simples.
- Pour leur faible coût d'entretien.
- Qualification minimale requise pour la maintenance.

2. Fluide pneumatique :

2.1 L'air :

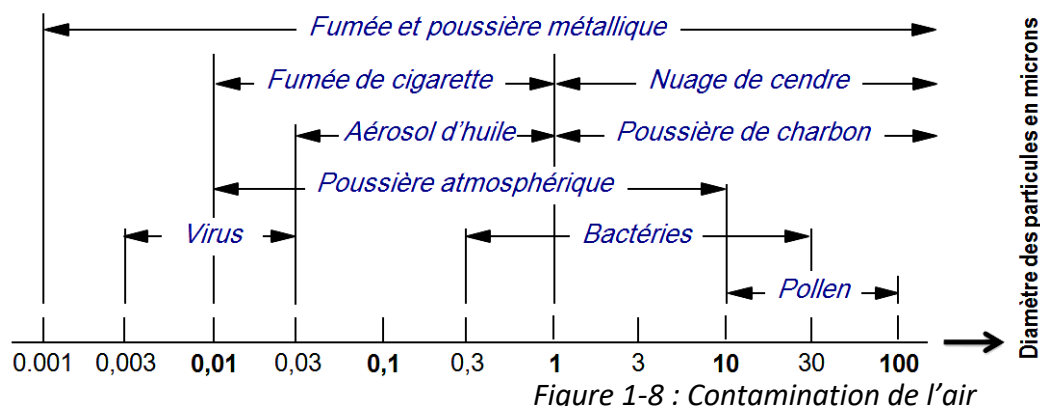
Le fluide pneumatique le plus couramment utilisé est de l'air dont la pression usuelle d'emploi est comprise entre **3 et 8 bars**. Dans certains cas, on peut utiliser de l'azote.



2.2 Contamination de l'air :

2.2.1- Particules solides :

L'air comprimé contient des corps solides étrangers qui peuvent occasionner des dégâts dans les automatismes pneumatiques. Il existe sous forme de la poussière, des pollens, des micro-organismes, des fumées et autres particules.



2.2.2- L'humidité :

L'air ambiant d'un local, quel qu'il soit, contient une certaine quantité d'eau, présente sous forme de vapeur ; on a par conséquent affaire à un mélange binaire d'air sec et de vapeur d'eau.

$$\text{AIR HUMIDE} = \text{AIR SEC} + \text{VAPEUR D'EAU}$$

Le taux d'humidité est fonction de l'humidité relative de l'air. Elle-même est fonction de la température et des conditions climatiques.

Les masses d'air sec m_{as} et de vapeur d'eau m_v contenues dans le mélange humide se déterminent par les équations des gaz :

$$m_{as} = \frac{p_a}{r_a} \cdot \frac{V}{T}$$

$$m_v = \frac{p_v}{r_v} \cdot \frac{V}{T}$$

- r_a (constante des gaz pour l'air) = 287,1 J/ kg. °K ;
- r_v (constante des gaz de la vapeur d'eau) = 461,3 J/ kg. °K ;
- V : volume total de l'air humide ;
- T : température absolue de l'air.

a. Définitions :

| | | |
|--|---|---|
| Température de rosée θ_R | - C'est la température à partir de laquelle, la vapeur d'eau, contenue dans un air humide que l'on refroidit à pression constante, commence à se condenser (apparition de gouttelettes d'eau). → Exemple : condensation à la surface d'une vitre. | |
| Pression de vapeur p_v | - C'est la pression partielle de la vapeur d'un corps présent également sous forme liquide ou solide . | |
| | $p_a = p + p_v$ | p : pression partielle de l'air sec. p_v : pression partielle de la vapeur d'eau. p_a : pression atmosphérique. |
| Humidité absolue ρ | - C'est le rapport entre la masse de vapeur d'eau contenue dans l'air humide et le volume total occupé par cet air humide sous des conditions de pression et de température définies. (Elle a la dimension d'une masse volumique). | |
| | $\rho = \frac{m_v}{V_{tot}}$ | m_v : masse de vapeur d'eau. V_{tot} : volume total de cet air. |
| Humidité spécifique HS | - C'est le rapport entre la masse de vapeur d'eau contenue dans un volume donné d'air humide et la masse d'air sec contenue dans ce même volume et aux mêmes conditions de pression et de température. | |
| | $HS = \frac{m_v}{m_{as}}$ | en [kg _{EAU} / kg _{Air Sec}] Où en [g _{EAU} / kg _{Air Sec}] m_{as} : masse d'air sec. |
| Degré hygrométrique Où Humidité relative « HR » ou « φ » | - L'humidité relative de l'air (ou degré d'hygrométrie) correspond au rapport de la pression partielle de vapeur d'eau contenue dans l'air sur la pression de vapeur saturante (ou tension de vapeur) à la même température et pression. Ainsi dans le cas de l'air humide, la vapeur d'eau contenue dans l'air, exerce une pression propre proportionnelle à sa masse . Elle est donc une mesure du rapport entre le contenu en vapeur d'eau de l'air et sa capacité maximale à en contenir dans ces conditions. | |
| | $HR = \frac{p_v}{p_{sat}} \times 100$ $= \frac{m_v}{m_{sat}} \times 100$ | p_{sat} : pression de la vapeur saturante. m_{sat} : masse d'eau maximale pouvant être contenu dans 1m ³ d'air. |

b. Principe :

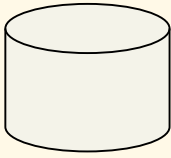
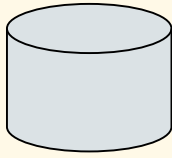
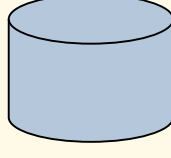
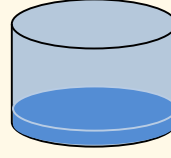
| Air sec | Air humide | Air saturé | Condensation |
|---|---|--|---|
|  |  |  |  |
| Quantité d'eau dans un m³ d'air | | | |
| 0 g/m ³ | Pour un degré hygrométrique = 50% | Point de rosé HR = 100% | → Refroidissement |
| | 15 g/m ³ | 30 g/m ³ | 40 g/m ³ |
| | | | Condensation de |
| | | | 40 – 30 = 10 g/m ³ |

Figure 1-9 : Processus d'humidité

2.2.3- Formes d'huile dans les canalisations :

Quand l'huile est présente dans les canalisations, il est toujours sous ces trois formes :

- 1 Brouillard d'huile et les plus petites particules (*Aérosol*).
- 2 Huile du compresseur.
- 3 Vapeurs d'huile.

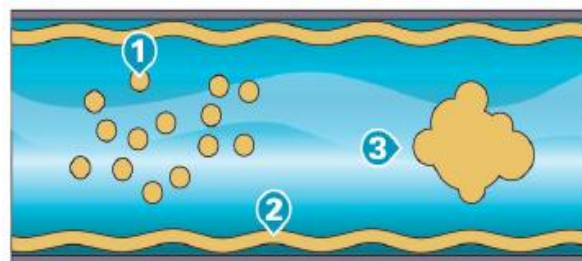


Figure 1-10 : l'huile dans les canalisations

2.3 Classes de pureté de l'air comprimé :

L'ISO **8573-1 : 2010** spécifie les classes de pureté de l'air comprimé concernant la présence de particules, d'eau et d'huile, quel que soit leur emplacement dans le système d'air comprimé pour lequel l'air est spécifié ou mesuré.

NOTE : Il convient de prendre en considération d'autres polluants pour des applications spécifiques telles que l'air respirable, médical ou alimentaire.

Classe ISO 8573-1

| Classe | Particules solides | | L'eau | | Huile |
|------------------|--------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------|--|
| | Taille | Densité | Point de Rosée en [°C] | L'eau [mg/m ³] | Contenu résiduel d'huile en [mg/m ³] |
| | max. en [µm] | max. en [mg/m ³] | | | |
| 1 | 0,1 | 0,1 | -70 | 3 | 0,01 |
| 2 | 1 | 1 | -40 | 120 | 0,1 |
| 3 | 5 | 5 | -20 | 880 | 1 |
| 4 | 15 | 8 | 3 | 6000 | 5 |
| 5 | 40 | 10 | 7 | 7800 | 25 |
| 6 | - | - | 10 | 9400 | |
| 7 | - | - | Non transmis | - | - |
| à +21°C et 7 bar | | | | | |

EXEMPLE :

Soit un air comprimé de classe **ISO 8573-1** pour usage général. L'encrassement autorisé est déterminé par la classe **1** suivant **3** critères :

→ Exemple : Air de classe **ISO 1.7.1**

| Critères | Numéros de classification | Explication |
|--------------------|---------------------------|---|
| Particules solides | 1 | Particules solides max. 0,1 µm |
| Eau | 7 | Eau (pas précisée) |
| Huile | 1 | Huile max. 0,01 mg/m³ |

Ce sont les spécifications pour l'air respirable. Pour diminuer la contenance d'eau il est nécessaire d'installer un sécheur.

Vidéos learning
Les fondamentaux pour connaître l'air comprimé

V1



Lien hypertexte



3. Exercices :

Exercice 1 :

Quel ballon contient la plus grande quantité de gaz ?

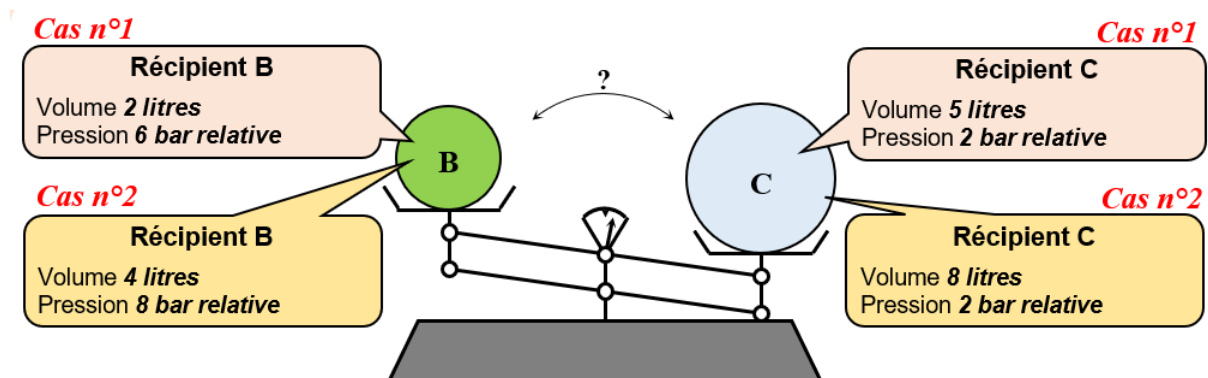


Figure 1-11 : l'huile dans les canalisations

Exercice 2 :

À 20°C, l'air à 100% d'HR contient 17,3 g de vapeur d'eau par m³ d'air sec. Si dans les mêmes conditions, la teneur en vapeur d'eau est abaissée à 8,65 g d'eau par m³ d'air sec, que devient la valeur de l'humidité relative.

Exercice 3 :

Deux exemples nous aideront à mieux comprendre le phénomène :

1^{er} exemple.

1-1/- Calculer les pressions partielles de la vapeur d'eau $p_{v\ ext}$ et $p_{v\ int}$

1-2/- Indiquer, sur la figure ci-dessous, le sens de migration de la vapeur d'eau.


| Ambiance extérieure | Ambiance intérieure |
|--|---|
| $p_{sat} = 4,58 \text{ mm HG}$: (Pression de vapeur saturant (à 100% d'HR)) | $p_{sat} = 17,53 \text{ mm HG}$: (Pression de vapeur saturant (à 100% d'HR)) |
| Extérieur $t = 0^\circ\text{C}$ | Intérieur $t = 20^\circ\text{C}$ |
|  | |

Figure 1-12 : l'huile dans les canalisations

2^{ème} exemple.

2-1/- Calculer les pressions partielles de la vapeur d'eau $p_{v\ ext}$ et $p_{v\ int}$

2-2/- Indiquer, sur la figure ci-dessous, le sens de migration de la vapeur d'eau.


| Ambiance extérieure | Ambiance intérieure |
|---|--|
| $p_{sat} = 42,18 \text{ mm HG}$: (Pression de vapeur saturant (à 100% d'HR)) | $p_{sat} = 5,69 \text{ mm HG}$: (Pression de vapeur saturant (à 100% d'HR)) |
| Extérieur $t = 35^\circ\text{C}$ | Intérieur $t = 3^\circ\text{C}$ |
|  | |

Figure 1-13 : l'huile dans les canalisations

Exercice 4 :

Un compresseur d'air aspire un débit $Q = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$ sous une pression (*absolue*) $p = 700\text{KPa}$. D'où la quantité d'air comprimé par heure est 143 m^3 .

La température de l'air est $T = 20^\circ\text{C}$ et l'humidité relative $HR = 50\%$.

À 20°C le teneur en eau est la suivante : $17 \text{ g}/\text{m}^3$ pour $HR = 100\%$.

- Déterminer le volume global d'eau précipitant par heure.

Exercice 5 :

Soit un compresseur : $Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$, $T = 20^\circ\text{C}$ et $HR = 75\%$.

- L'air est comprimé à **9 bars** effectifs.
- La température dans le réservoir = **40°C**.

| | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|------|------|-----|------|------|----|----|-----|-----|-----|-----|
| $T [^\circ\text{C}]$ | -10 | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 |
| $\text{gr d'eau} / \text{m}^3$ | 2,14 | 4,84 | 9,4 | 17,3 | 30,3 | 51 | 83 | 130 | 198 | 293 | 424 |

- Déterminer la quantité d'eau condensée.

Exercice 6 :

Dans le tableau ci-dessous on vous donne la classification des airs industries :

| Classe | Description | Applications |
|---|---|---|
| IN1 Air de grade instruments : Classe ISO 2.1.1 | Élimination efficace des particules solides et de l'huile. Classe ISO 1 Le point de rosée sous pression sera maintenu. | Instrumentation, procédés de production, industrie pétrolière et gazière, industrie chimique, électronique |
| IN2 Air de grade instruments : Classe ISO 2.2.1 | Élimination efficace des particules solides et de l'huile. Classe ISO 2 Le point de rosée sous pression sera maintenu. | Instrumentation, procédés de production, industrie pétrolière et gazière, industrie chimique, électronique |
| IG4 Air de grade industriel : Classe ISO 2.4.1 | Élimination efficace des particules solides et de l'huile. Classe ISO 4. Le point de rosée sous pression ou une humidité relative de 30% (ou moins) seront maintenus. | Fabrication générale, emboutissage, utilisation des outils à air comprimé, forgeage, assemblage, peinture et finition |
| IG6 Air de grade industriel : Classe ISO 2.6.1 | Élimination efficace des particules solides et de l'huile. Classe ISO 6 Le point de rosée sous pression ou une humidité relative de 50% (ou moins) seront maintenus. | Sablage, activités ménagères, construction |

- Donner une explication des différentes classes de qualité d'air.

Chapitre 2

Traitement de l'Air Comprimé

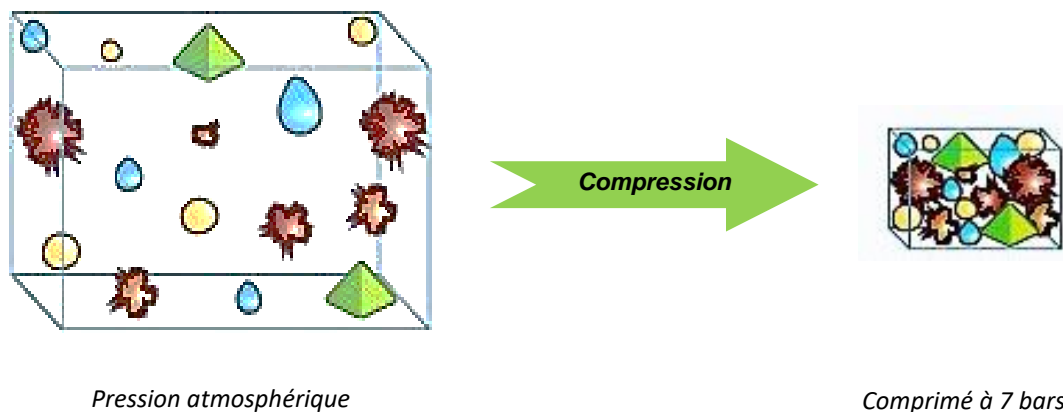


1. Condition de production de l'énergie pneumatique :

1.1 L'importance de la qualité de l'air :

1.1.1- Problématique :

L'action de comprimer l'air de l'atmosphère à **7 bar**, entraîne une augmentation de **800%** de la concentration des contaminants.







| | |
|---|--|
|  | <i>Poussière, impuretés, pollen, micro-organismes, fumée, émissions de gaz d'échappement et autres particules.</i> |
|  | <i>Humidité sous forme de vapeur d'eau.</i> |
|  | <i>Huile, hydrocarbures non brûlés de l'air ambiant et résidus huileux du refroidissement du compresseur.</i> |
|  | <i>Gaz toxiques tels que les oxydes de soufre, d'azote et les composés de chlore.</i> |

Figure 2.1 : Compression de l'air

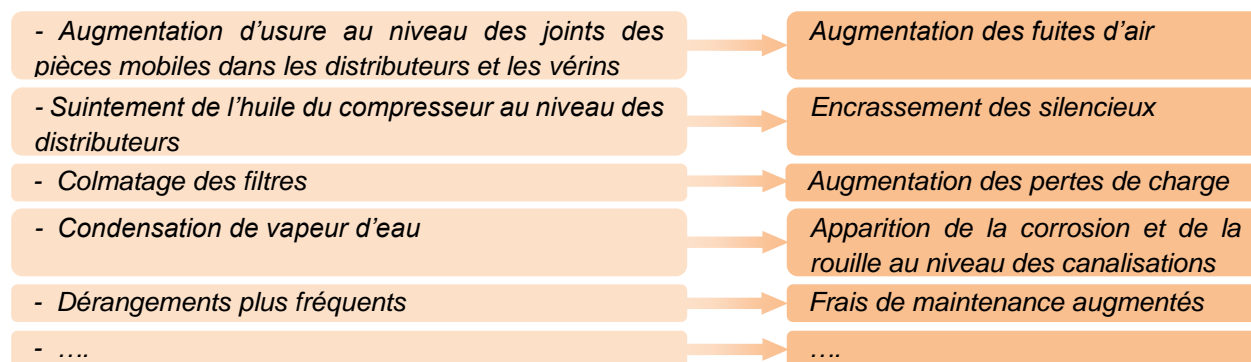
1.1.2- L'air comprimé doit être traité :

L'air comprimé contient des corps étrangers qui peuvent occasionner des dégâts dans les automatismes pneumatiques. Il s'agit de gouttelettes d'eau, de poussières, de résidus d'huile de graissage du compresseur de particules de rouille, etc ...

Une attention, particulièrement, grande doit être apportée à l'humidité contenue dans l'air qui est entraînée sous forme de vapeur d'eau vers le réseau de distribution d'air comprimé.

1.1.3- Conséquences d'utilisation d'un air mal conditionné :

Un air comprimé mal conditionné peut contribuer à augmenter le nombre de panne et à réduire la durée de vie des systèmes pneumatique. Ceci peut se manifester de plusieurs manières :



1.1.4- Solutions :

Le type de compresseur utilisé, ainsi que sa situation géographique peuvent avoir une influence plus ou moins grande sur la quantité d'impureté, d'huile et de l'eau pouvant atteindre le système pneumatique.

Pour éviter ce genre d'inconvénients, le dispositif d'alimentation en air comprimé doit comporter les éléments suivants :

- Un compresseur.
- Un réservoir d'air comprimé.
- Un sécheur.
- Des filtres (à particules, à huile, à vapeur...).
- Des séparateurs de condensât.
- Des points de purge du condensât.

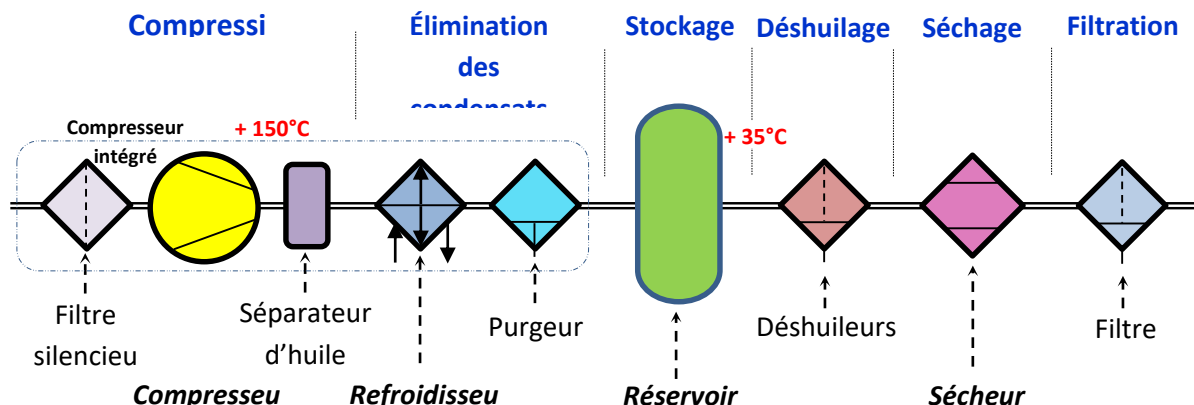


Figure 2.2 : Processus de traitement de l'air industriel

1.2 Exemple typique d'une centrale d'air comprimé :

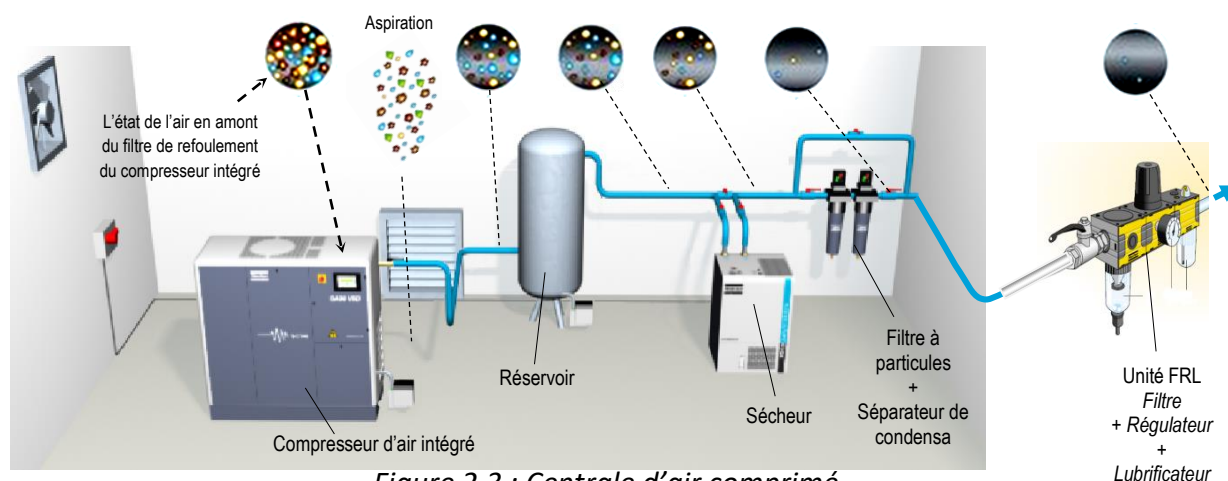


Figure 2.3 : Centrale d'air comprimé

2. Inventaire des composantes de traitement d'air :

2.1 Machine de production de l'air : (les compresseurs)

2.1.1- Définition d'un compresseur :

Un compresseur est une machine qui réduit le volume et accroît ainsi la pression d'une quantité d'air donnée par des moyens mécaniques.

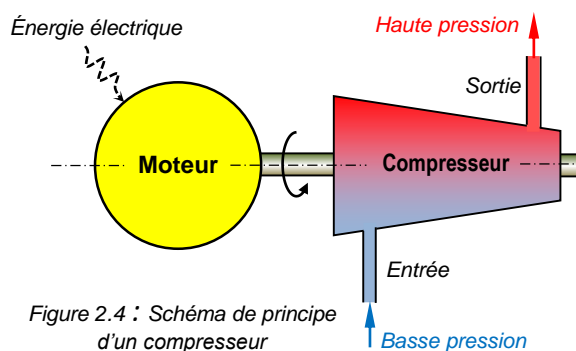
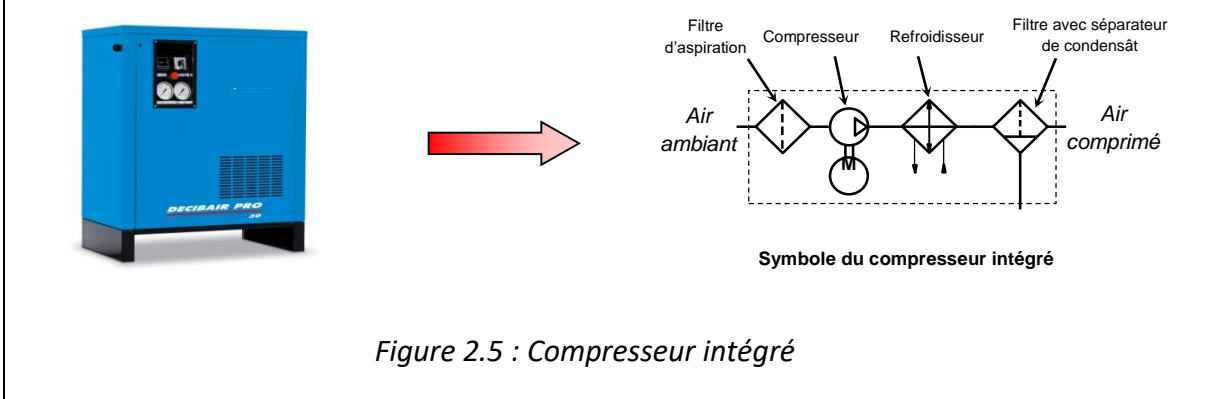


Figure 2.4 : Schéma de principe d'un compresseur

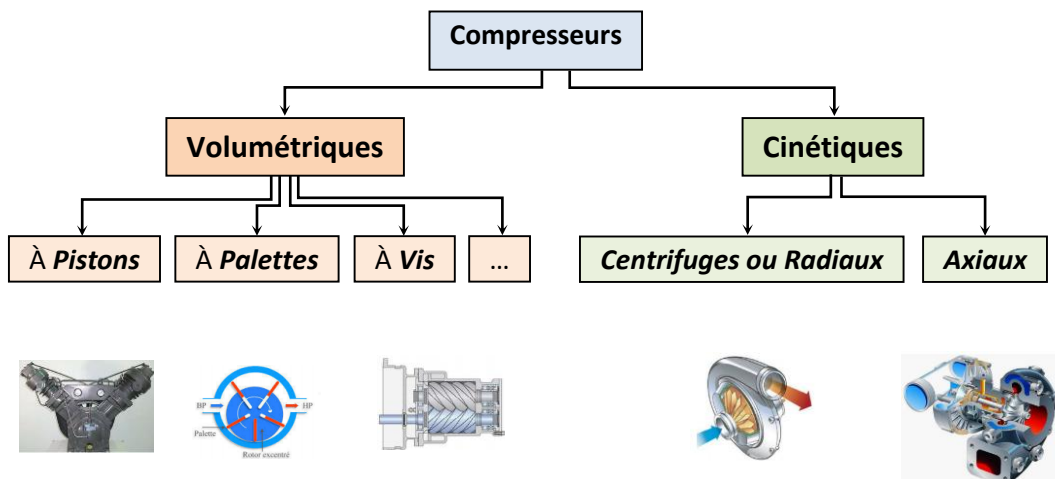
L'air ainsi comprimé possède une énergie potentielle élevée : lorsque l'on supprime la pression extérieure, l'air se dilate rapidement.

Remarque :



2.1.2- Différent type de compresseurs :

- Il existe deux types de compresseurs :



2.1.3- Domaines indicatifs des technologies de compresseurs :

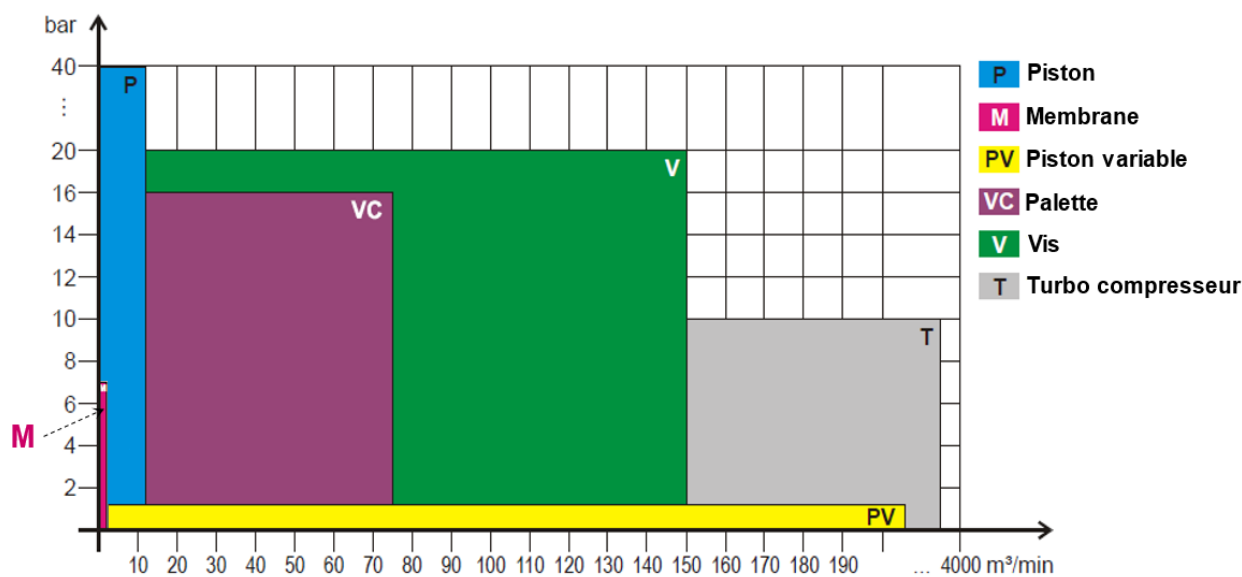
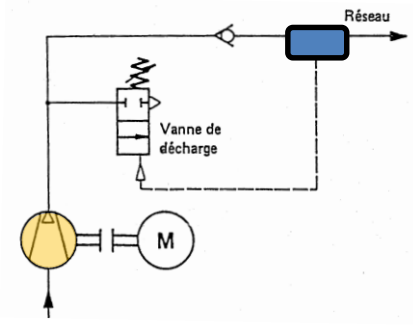
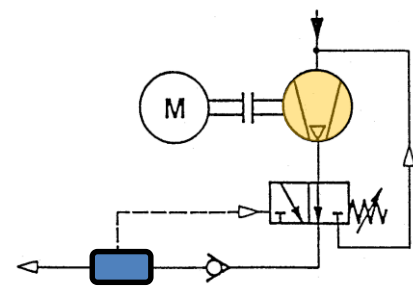
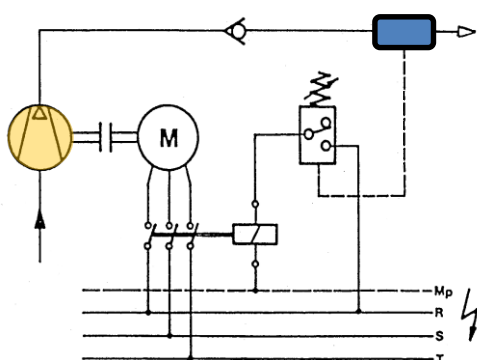
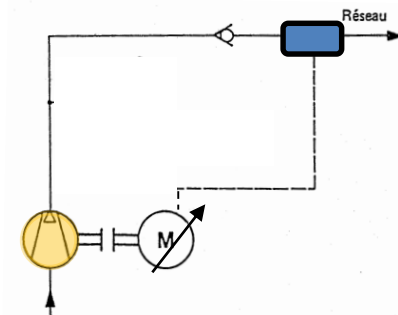


Figure 2.7 : Technologie de compresseur

2.1.4- Modes de régulation des compresseurs :

Afin d’adapter le débit d’air du compresseur aux fluctuations de la consommation, une régulation adéquate du compresseur est indispensable. Il existe à cet effet différents modes de régulation. Le débit est maintenu entre deux valeurs limites pré-réglés correspondants à la pression minimale.

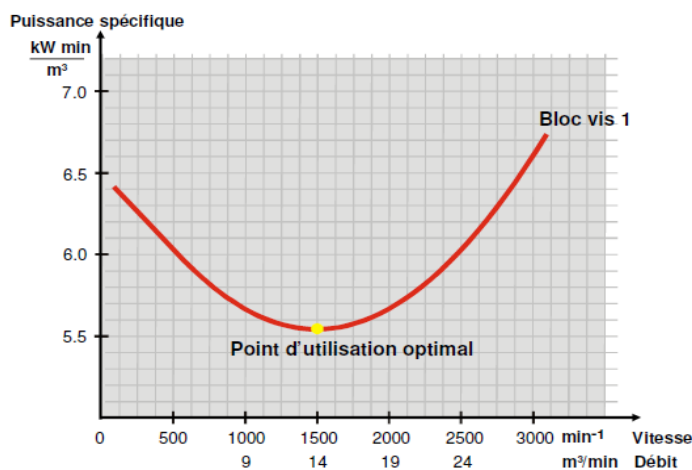
| Mode et description | Schéma d'illustration |
|--|---|
| <p>Régulation par mise à l'échappement :</p> <p>Le compresseur reste toujours en marche, au moment où la pression s'élève à une valeur dépassant celle tarée à la vanne de décharge, celle-ci devient passante et l'air s'échappe à l'atmosphère libre.</p> |  <p>Figure 2.8 : Régulation par mise à l'échappement</p> |
| <p>Régulation par isolement du circuit d'aspiration :</p> <p>Quand la pression augmente au réseau, le distributeur commute et compresseur refoule à l'endroit de l'aspiration.</p> |  <p>Figure 2.9 : Régulation par isolement du circuit d'aspiration</p> |
| <p>Régulation par marche intermittente :</p> <p>Un manocontact établit la fermeture ou l'ouverture du circuit électrique selon la valeur la pression qui lui est communiquée, ainsi le fonctionnement du compresseur se fait suivant les besoins en air comprimé.</p> |  <p>Figure 2.10 : Régulation par intermittente</p> |
| <p>Régulation par variation de vitesse de rotation :</p> <p>Un compresseur est capable d'ajuster en permanence la production d'air à la demande, en faisant varier la vitesse de rotation du moteur.</p> |  <p>Figure 2.11 : Régulation par variation de vitesse de rotation</p> |

2.1.5- Caractéristiques d'un compresseur :

▪ Grandeurs associées aux compresseurs :

- Q_V = Volume d'air atmosphérique aspiré par le compresseur en une minute.
- Le taux de compression totale est le rapport des pressions d'entrée et de sortie d'un compresseur. Ce rapport est exprimé en valeur absolue.
- Les compresseurs à vis sont économiques uniquement lorsqu'ils fonctionnent à leur point d'utilisation optimal.

$$R_t = \frac{p_2}{p_1}$$



$$P_{\text{spécifique}} = \frac{\text{Puissance } P}{\text{Capacité } Q_V} \text{ en } \left[\frac{\text{KW} \cdot \text{mn}}{\text{m}^3} \right]$$

Avec : $\left\{ \begin{array}{l} P : \text{Puissance électrique absorbée} \\ \text{par le compresseur en [KW]} \end{array} \right.$

Figure 2.12 : Point d'utilisation optimal cas compresseur à vis

▪ Choix d'un compresseur :

○ Aspects techniques :

Le compresseur doit pouvoir fournir une pression supérieure à la pression maximale d'utilisation. Son débit doit être supérieur à la somme des consommations des appareils susceptibles de fonctionner simultanément. Il est souhaitable de prévoir les appareils qui seront installés ultérieurement. Afin d'éviter une usure prématurée du compresseur, il faut lui ménager des temps d'arrêt permettant le refroidissement des pièces et de l'huile.

○ Aspects économiques :

Le prix du compresseur est lié à sa pression et à son débit, il est donc souhaitable de choisir un compresseur juste suffisant pour l'installation considérée. Ceci est en contradiction avec l'aspect technique et le choix sera compromis. À titre documentaire, on peut proposer :

$$\text{Pression compresseur} = 1,2 \times \text{pression maxi d'utilisation}$$

$$\text{Débit compresseur} = k \times \sum \text{consommations simultanées}$$

Avec $\left\{ \begin{array}{l} k = 1,5 \text{ si l'installation est bien connue ou si son évolution est bien prévisible.} \\ k = 2 \text{ à } 3 \text{ si l'évolution est mal connue.} \end{array} \right.$

2.2 Réservoir d'air :

2.2.1- Fonctions :

Le réservoir d'air est installé en aval des compresseurs pour :

- Recevoir l'air comprimé produit.
- Amortir les fluctuations sur le débit d'air et stabiliser l'alimentation du réseau.
- Refroidir l'air comprimé et séparer une part des condensats avant qu'elle soit distribuée en aval.

2.2.2- Capacité :

Plus vous consommez de l'air comprimé sur un court laps de temps, plus vous avez intérêt à choisir un réservoir de plus grande contenance qui servira de tampon pour éviter un nombre élevé de démarrage (le nombre de démarrage varie entre 4 et 20 fois par heure selon la puissance moteur).

La capacité du réservoir est fonction :

- Du débit du compresseur.
- De la consommation du réseau (influe sur le temps entre deux démarrages).
- De la différence de pression admissible à l'intérieur du réseau de distribution.
- De la longueur du réseau de distribution (volume supplémentaire).

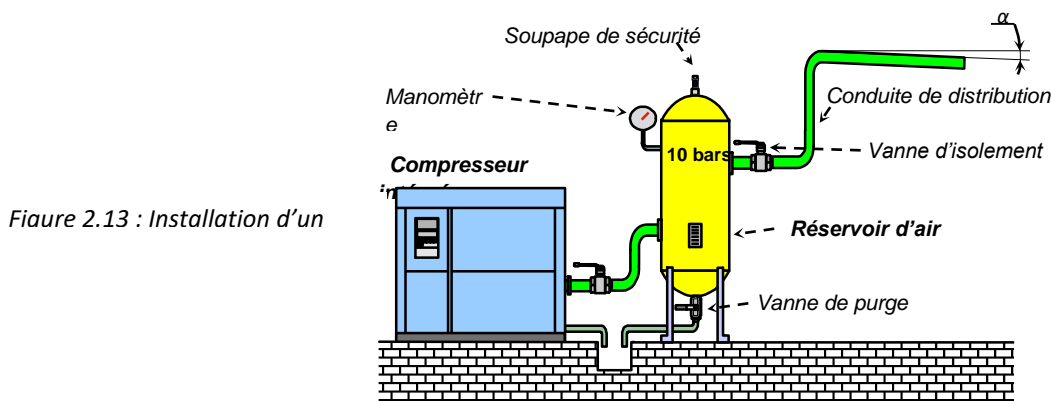
Elle se calcul par la formule empirique suivante :

$$V_r = Q_{V_{moy}} \times t \times \frac{p_a}{p_{max} - p_{min}} \times \frac{T}{T_a}$$

V_r : Capacité du réservoir en [m³]
 $Q_{V_{moy}}$: Débit moyen des compresseurs [Nm³/min]
 p_a : Pression d'aspiration en [bar] abs
 p_{max} : Pression déclenchant l'arrêt du compresseur en [bar] abs
 p_{min} : Pression déclenchant la marche du compresseur en [bar] abs
 t : Durée de la mise à vide dans un cycle en [mn]
 T : Température d'air dans le réservoir en [°K]
 T_a : Température d'air ambiant aspiré en [°K]

2.2.3- Installation :

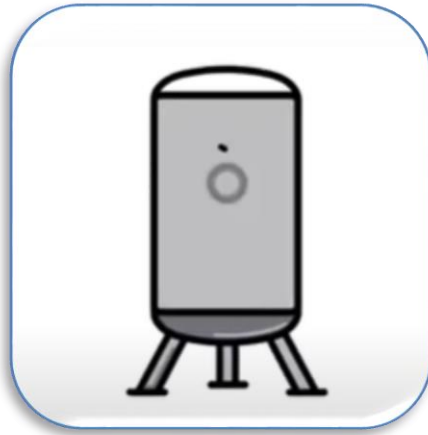
Un réservoir d'air comprimé doit comporter les éléments suivants :



Vidéos learning

Les fondamentaux pour connaitre l'air comprimé

V2



Lien hypertexte



2.3 Sécheurs :

L'air ambiant qui pénètre dans un compresseur contient une quantité substantielle de vapeur d'eau. La compression ainsi exercée accroît le volume d'eau pour un volume d'air donné.

Ce processus augmente aussi la température de l'air, ce qui augmente la capacité de l'air à retenir l'eau sous forme de vapeur.

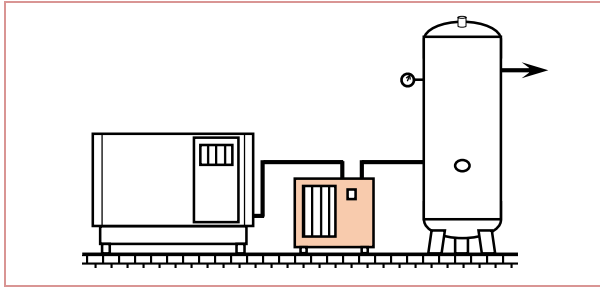
2.3.1- Types de sécheur :

La déshydratation de l'air (ou l'abaissement de l'humidité de l'air au taux voulu) peut être réalisée par :

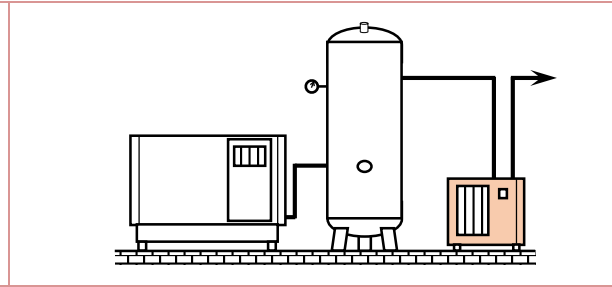
- Sécheur par réfrigération.
- Sécheur à membrane.
- Sécheur par adsorption.
- Sécheur par absorption.

2.3.2- Installation :

a. Sécheur placé avant le réservoir :



b. Sécheur placé après le réservoir :



2.4 Déshuileurs à cc

Figure 2.14 : Installation du sécheur

Les compresseurs lubrifier à l'huile délivre un air qui contient moins de 3 mg/m^3 de lubrifiant. Lorsqu'un air très propre et sans huile est nécessaire, l'utilisation d'un déshuileur est obligatoire.

Exemple d'application : Industrie alimentaire, air respirable, installation de pistelage et de peinture.

La qualité d'air qui sort du déshuileur peut contenir donc moins de $0,01 \text{ mg/m}^3$ d'huile et la taille maximale des particules ne dépasse pas le $0,01 \mu\text{m}$. Un préfiltre de $5 \mu\text{m}$ est toujours nécessaire.

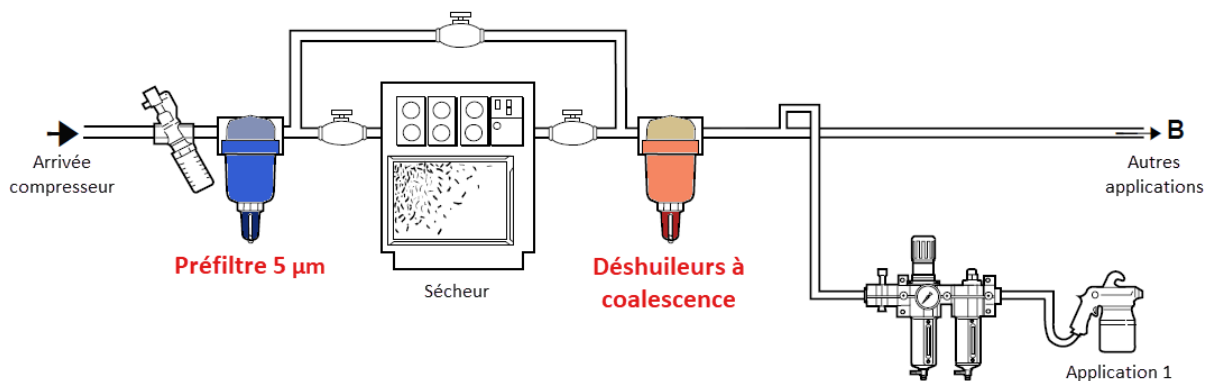


Figure 2.15 : Installation des filtres

2.4.1- Caractéristique des déshuileurs :

La surface de filtration est assez grande pour limiter la vitesse de sortie de l'air, évitant ainsi que l'huile soit retransportée. De ce fait, les débits de ces filtres sont inférieurs aux débits des filtres standards correspondant. Un indicateur de colmatage signale que l'élément filtrant doit être changé.

2.4.2- Composition de l'élément de séparation :

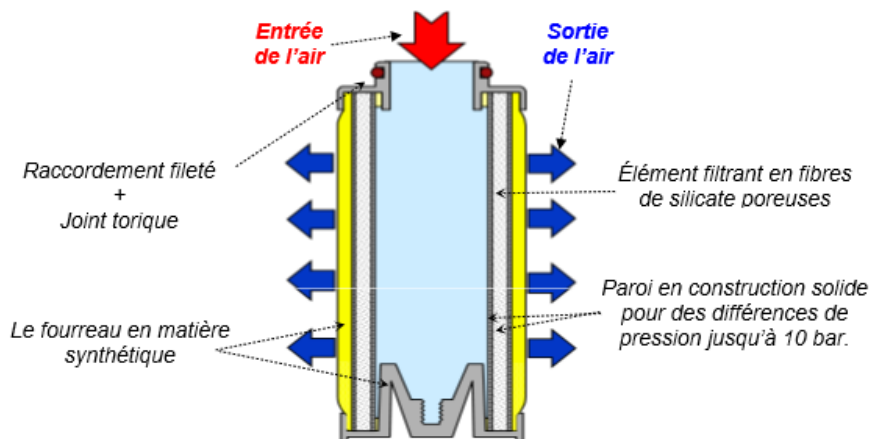


Figure 2.16 : Composition de l'élément de séparation

2.4.3- Étapes de separation :

Étape n°1 : L'air comprimé circule de l'intérieur vers l'extérieur, au travers de l'élément filtrant.

Étape n°2 : Les aérosols d'huile sont filtrés au contact de l'élément poreux en fibres de silicate.

La paroi de l'élément filtrant est composée de millions de fibres, la trame est si fine et si complexe que les aérosols d'huile ne peuvent absolument pas traverser l'élément.

Étape n°3 : Par la gravité, l'huile tombe dans la partie inférieure de la cuve.

Étape n°4 : Finalement, l'huile doit être évacuée à travers la vanne de purge.

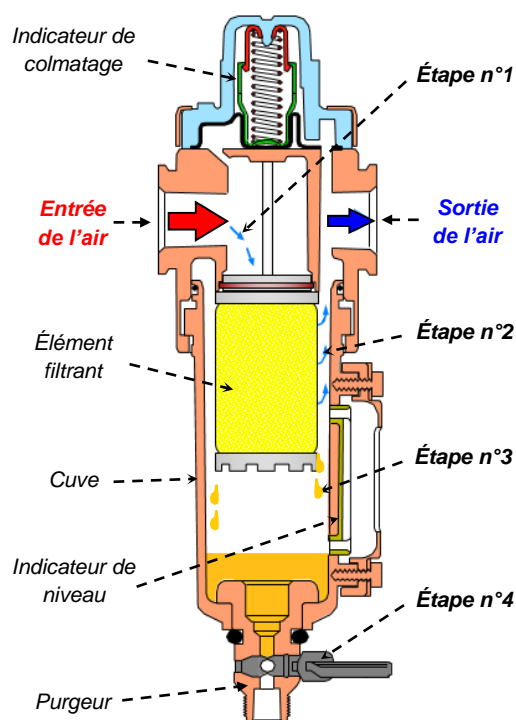


Figure 2.17 : Étapes de séparation

2.5 Le filtres à air comprimé :

Le choix d'un filtre à air comprimé est très important pour l'alimentation du réseau en air comprimé de bonne qualité. Les filtres à air se caractérisent en fonction de leur porosité. C'est elle qui détermine la taille de la plus petite particule pouvant être filtrée.

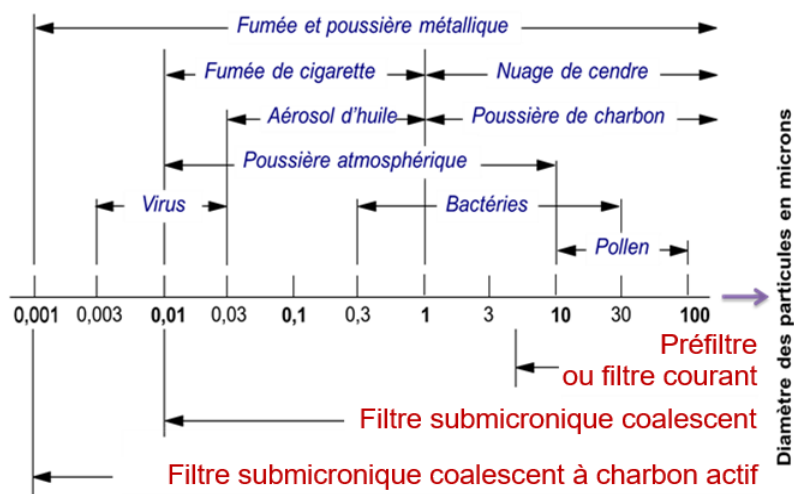


Figure 2.18 : Types de filtre

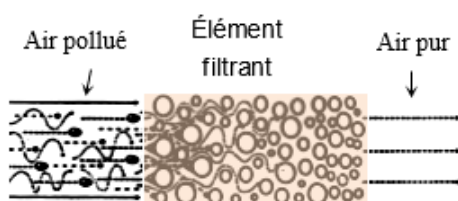


Figure 2.19 : Principe de filtration

Certaines versions de filtres sont même capables de filtrer les condensats qui doivent être vidangé avant d'atteindre le repère car il pourrait sinon être réaspiré par le flux d'air.

2.5.1- Étapes de filtration :

Étape n°1 : En entrant dans le filtre, l'air comprimé est projeté contre un déflecteur qui l'entraîne en rotation.

Étape n°2 : Les particules d'eau et les particules solides sont séparées du flux d'air par l'effet de la force centrifuge et sont projetées sur la paroi intérieure de la cuve du filtre avant de s'écouler dans le collecteur.

Étape n°3 : L'air pré-nettoyé traverse la cartouche filtrante dans laquelle doit encore avoir lieu la séparation des particules solides de taille supérieure à la taille des pores.

Étape n°4 : L'eau est évacuée à travers le purgeur.

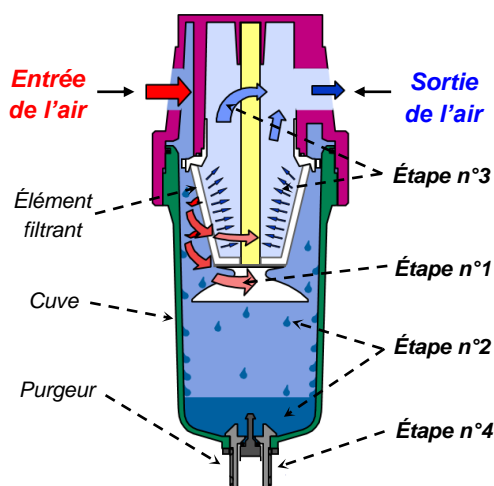


Figure 2.20 : Étapes de filtration

2.5.2- Purgeurs de condensat intégrés :

Si la quantité de condensât est relativement importante, il convient de remplacer le filtre à purgeur manuel par un filtre à purge automatique.

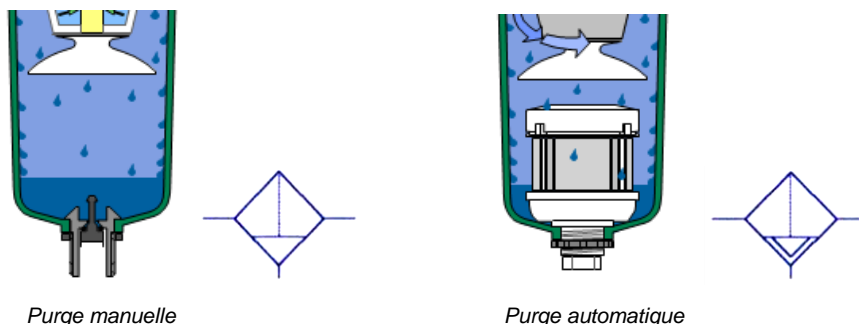


Figure 2.21 : Type de purgeur

2.5.3- Indicateur de colmatage :

Le passage de l'aire diminue si l'élément filtrant est saturé. La différence de pression avant et après cet élément fait monter la bague de signalisation rouge.

Le début de signalisation est à 0,3 bar de différence. La signalisation totale à 1 bar de différence. À ce moment, l'élément filtrant doit être remplacé.

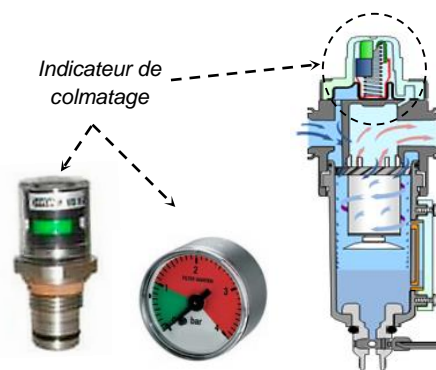
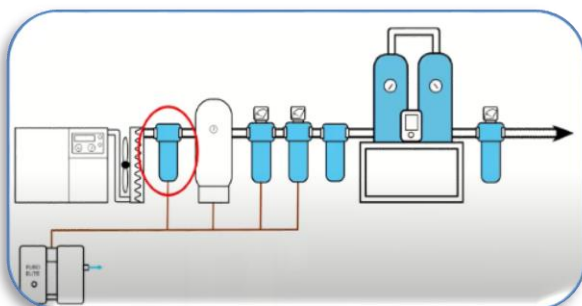


Figure 2.22 : Indicateur de colmatage

Vidéos learning

Filtration sur un réseau d'air comprimé avec un sécheur par adsorption

V3



Lien hypertexte

[WWW](#)

2.6 Unité FRL :

Avant d'utiliser l'air, il faut le filtrer, le graisser et réguler sa pression. Ainsi, avant chaque SAP (Système Automatisé de Production), on place une unité de conditionnement FRL (appelées aussi « Tête de ligne ») qui adapte l'énergie pneumatique au système.

L'unité FRL est constituée d'un Filtre, d'un Régulateur et d'un Lubrificateur.

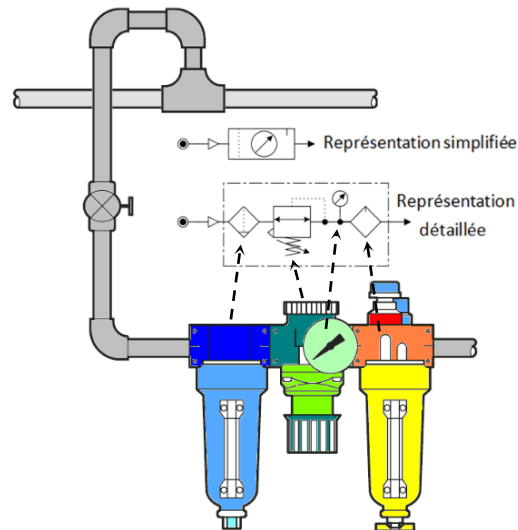


Figure 2.23 : Unité de conditionnement FRL et ses symboles

2.6.1- Filtre :

Les filtres, comme déjà vue dans le paragraphe précédent, sont conçus pour éliminer les contaminants solides et liquides.

2.6.2- Régulateur de pression :

L'air comprimé produit par le compresseur est soumis à des variations. En se répercutant sur le réseau, ces variations de pression peuvent affecter les caractéristiques de commutation des distributeurs, le facteur de marche des vérins et le réglage des réducteurs de débit et distributeurs bistables.

Afin de garantir un maintien constant du niveau de pression, on raccorde au circuit des réducteurs de pression, appelé encore manodétendeur, montés en aval du filtre et en amont du circuit d'utilisation. Le niveau de pression doit toujours être ajusté en fonction des exigences de chaque installation.

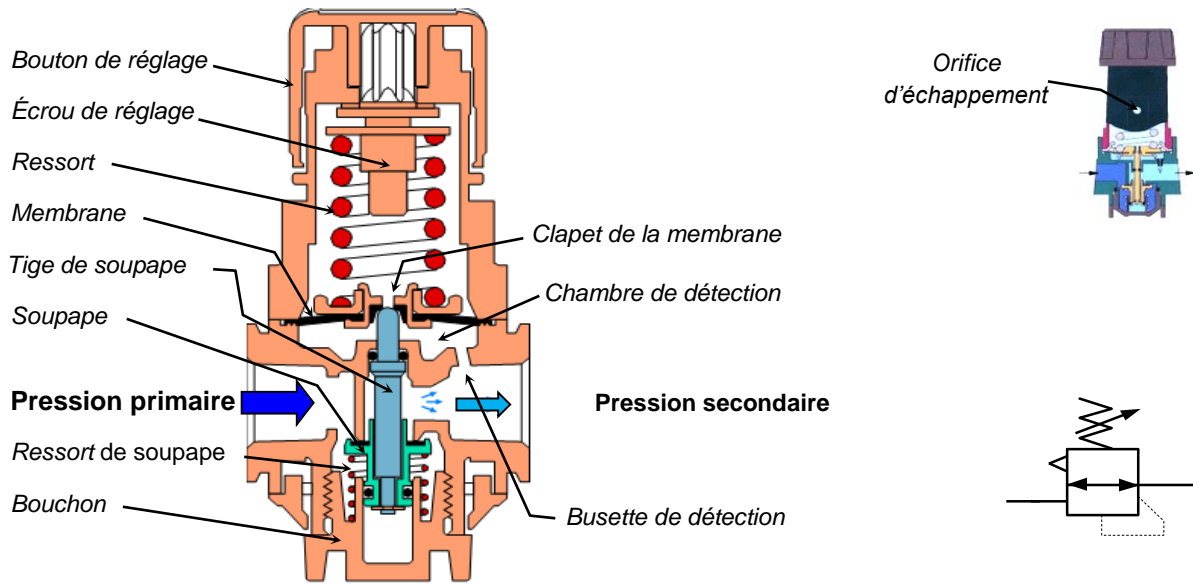
a. Composition d'un régulateur :


Figure 2.24 : Composition d'un régulateur

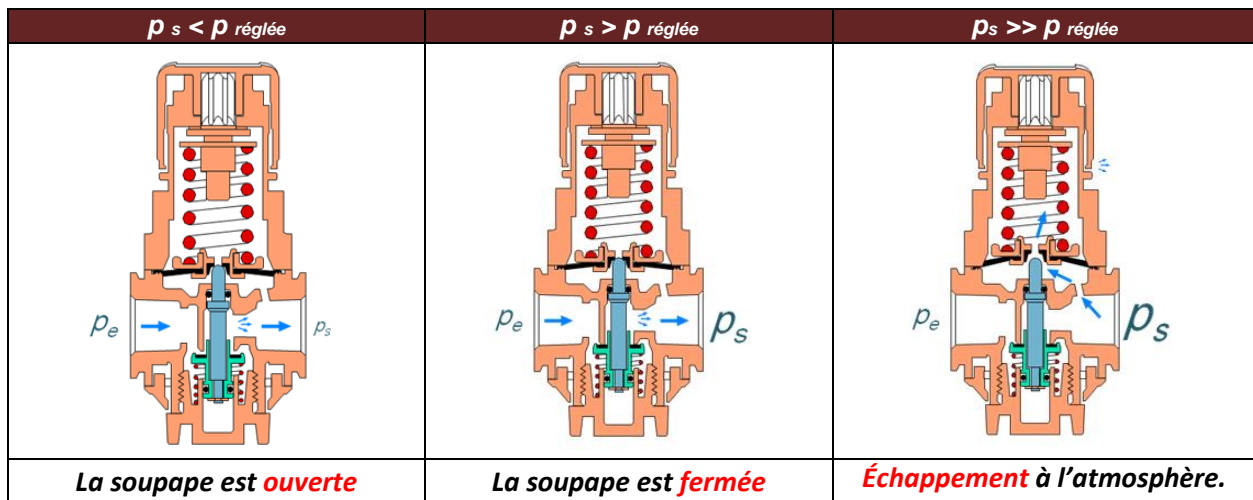
b. Principe de fonctionnement :


Figure 2.25 : Fonctionnement d'un régulateur

La pression d'entrée (**pression primaire**) du réducteur de pression est toujours supérieure à la pression de sortie (**pression secondaire**). La régulation de la pression se fait par l'intermédiaire d'une membrane. La pression de sortie s'exerçant sur un côté de la membrane s'oppose à la force d'un ressort s'exerçant de l'autre côté. La force du ressort peut être réglée par l'intermédiaire d'une vis.

Lorsque la pression secondaire augmente, (*par exemple, en cas d'alternance de charge sur le vérin*), la membrane est poussée contre le ressort, ce qui a pour effet de réduire, voire fermer complètement, la section de sortie du clapet.

Le clapet de la membrane s'ouvre et l'air comprimé s'échappe vers l'atmosphère par les orifices d'échappement pratiqués dans corps du régulateur.

Lorsque la pression secondaire baisse, le ressort ouvre la soupape.

Le fait de pouvoir obtenir, grâce à une régulation de l'air comprimé, une pression de service pré ajustée signifie donc que la soupape effectue un mouvement d'ouverture et de fermeture permanente commandé par le débit d'air. La pression de service est indiquée par un manomètre.

Vidéos learning

Filtration sur un réseau d'air comprimé avec un sécheur par adsorption

V4



Lien hypertexte



a. Perte de pression en fonction du débit :

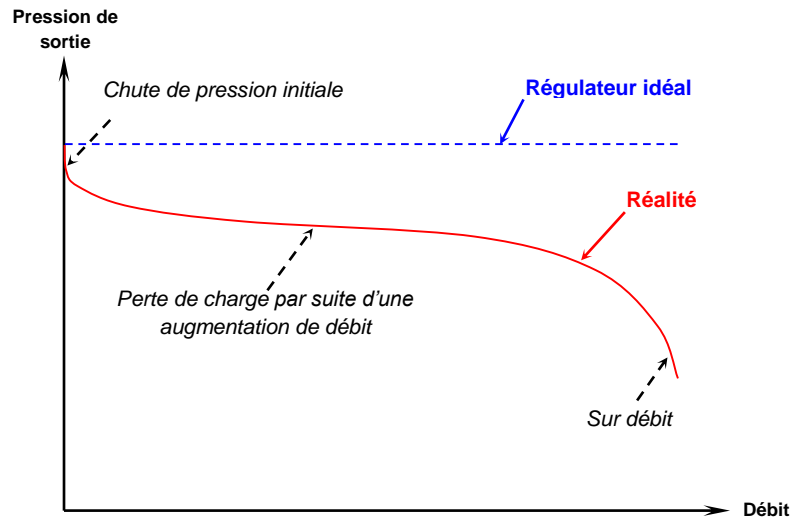


Figure 2.26 : Comportement d'un régulateur

2.6.3- Les lubrificateurs :

L'étape suivante du traitement consiste à introduire dans l'air une quantité adéquate de lubrifiant, généralement de l'huile, pour permettre aux équipements de fonctionner avec un bon rendement sans frottement ni usure excessive.

a. Fonctionnement :

L'air comprimé traverse le lubrificateur et provoque au passage d'un venturi une dépression utilisée pour aspirer l'huile arrivant par un tube vertical relié au réservoir.

L'huile passe ensuite dans une chambre où elle est pulvérisée par le flux d'air avant de continuer son parcours.

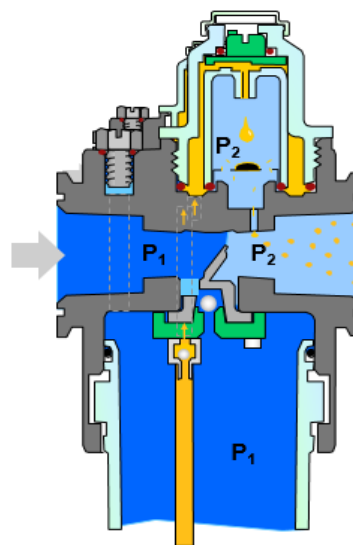


Figure 2.27 : Fonctionnement d'un lubrificateur

b. Composition :

Un lubrificateur est composé essentiellement de :

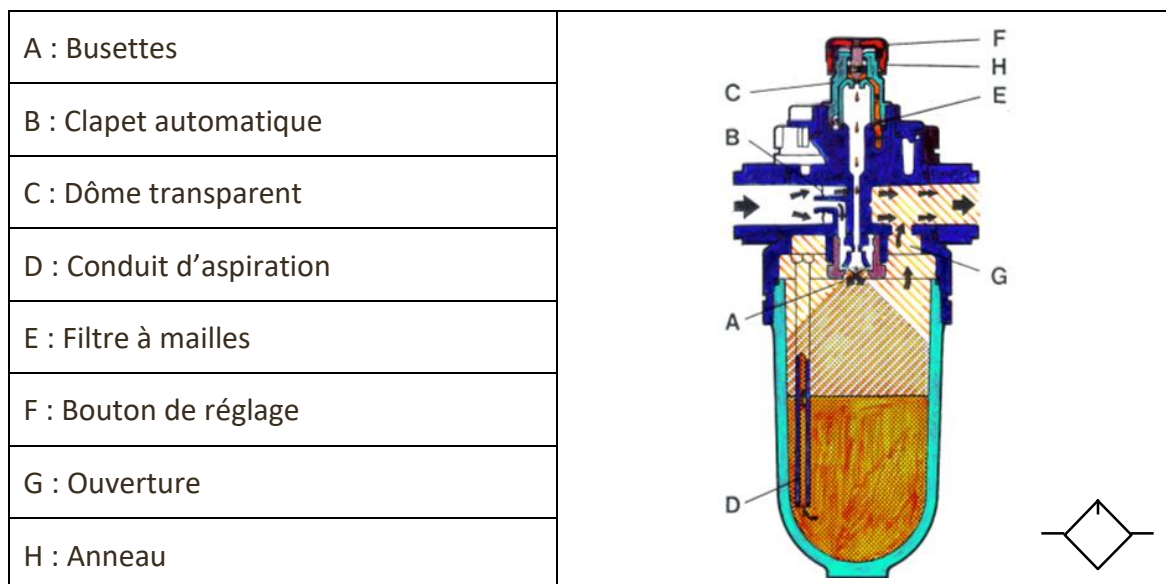


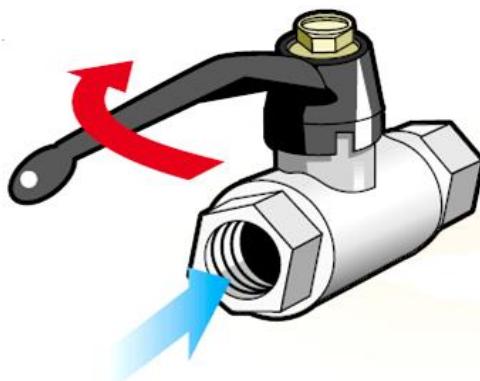
Figure 2.28 : Composition d'un lubrificateur

c. Le réglage du dosage d'huile :

À titre indicatif, le dosage est d'environ 1 à 10 gouttes par mètre cube. Pour vérifier si le dosage est correct, on peut procéder de la façon suivante : maintenir un morceau de carton à une distance de 20 cm de l'orifice de refoulement du distributeur le plus éloigné. Même au bout d'un certain temps, il ne doit pas y avoir d'écoulement d'huile sur le carton.

2.7 Vanne d'arrêt :

La vanne d'arrêt influe largement sur les performances d'un outil pneumatique, et il est préférable de choisir une vanne de type sphérique qui garantit une perte de charge négligeable. La vanne doit pouvoir être fermée ou ouverte lentement pour éviter les brusques surpressions.



Les vannes sphériques sont indispensables pour la maintenance des unités de traitement d'air : elles sont l'unique moyen de couper le flux d'air sur un système équipé d'accouplements à griffes.

Figure 2.29: Vanne sphérique

2.8 Mesure de la pression : (Manomètre)

Un manomètre est en général monté sur les régulateurs de pression. Il indique la pression de l'air comprimé transitant par le régulateur. La pression indiquée sur cette appareil est relative.

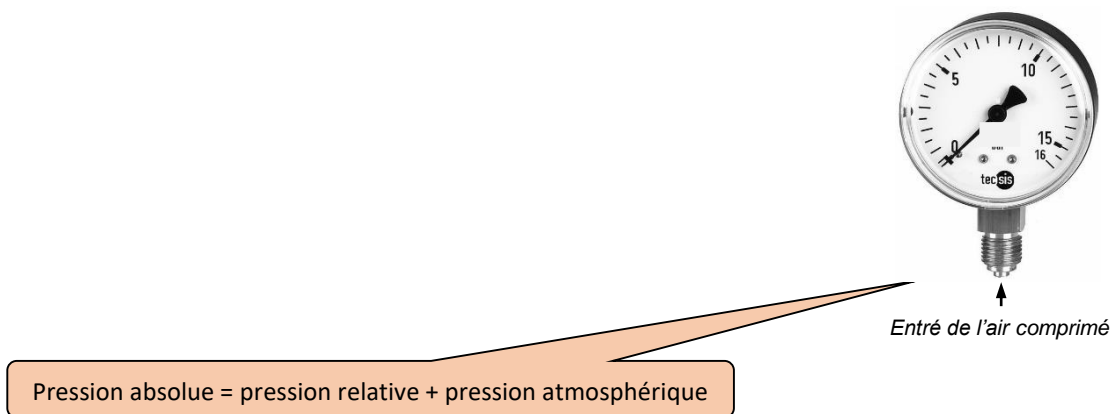


Figure 2.30 : Manomètre

3. Exercices :

Exercice 1 :

La machine représentée ci-dessous est un compresseur à piston à réservoir intégré. Cette machine permet de comprimer l'air de la pression atmosphérique vers la pression de travail.

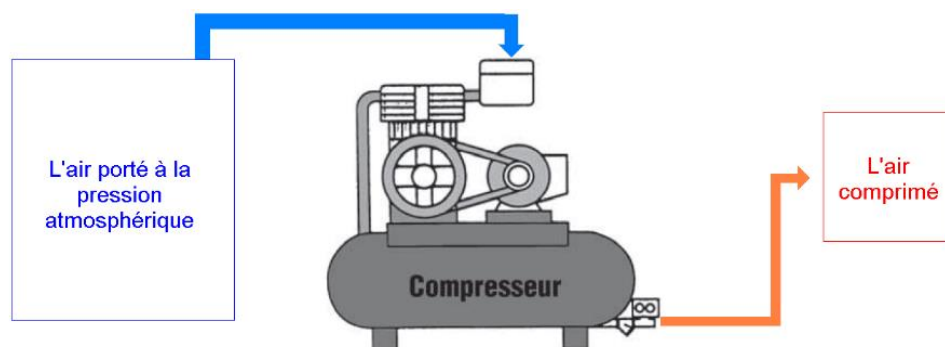


Figure 2.31 : Installation du compresseur

Sachant que la pression atmosphérique varie d'une période à une autre, calculer pour chaque période :

- 1-1/- La pression atmosphérique absolue « $p_{1\text{ abs}}$ ».
- 1-2/- La pression de sortie absolue du compresseur « $p_{2\text{ abs}}$ ».
- 1-3/- Le taux de compression « R_t ».

- On donne :

| Pression | Période 1 | Période 2 | Période 3 | Période 4 | Remarques |
|--------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------------|
| p_{atm} | 1 | 0,94 | 1,05 | 1,05 | (Donnée) |
| $p_{1\text{ re}}$ | 0 | 0 | 0 | 0 | (voir manomètre) |
| $p_{1\text{ abs}}$ | | | | | |
| $p_{2\text{ re}}$ | 4,6 | 4,6 | 5,8 | 6 | (voir manomètre) |
| $p_{2\text{ abs}}$ | | | | | |
| R_t | | | | | |

Exercice 2 :

La figure ci-dessous représente un schéma simplifié d'un compresseur à piston.

2-1/- Admettant que la soupape d'échappement s'ouvre à **8 bar**, tracer sur la figure **60 le cycle** de compression de ce compresseur.

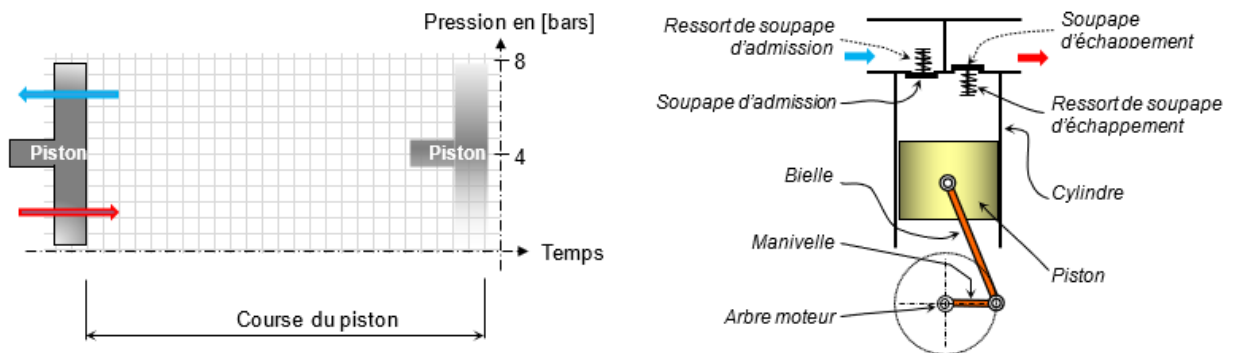


Figure 2.32 : Cycle de compression

2-2/- Après un certain nombre d'ouverture et de fermeture de la soupape d'échappement, le ressort vieilli et sa rigidité devient plus faible. Par conséquent, l'expulsion de l'air est effectuée à une pression inférieure à 8bars. Tracer sur le même graphe le nouveau cycle de compression. Conclure.

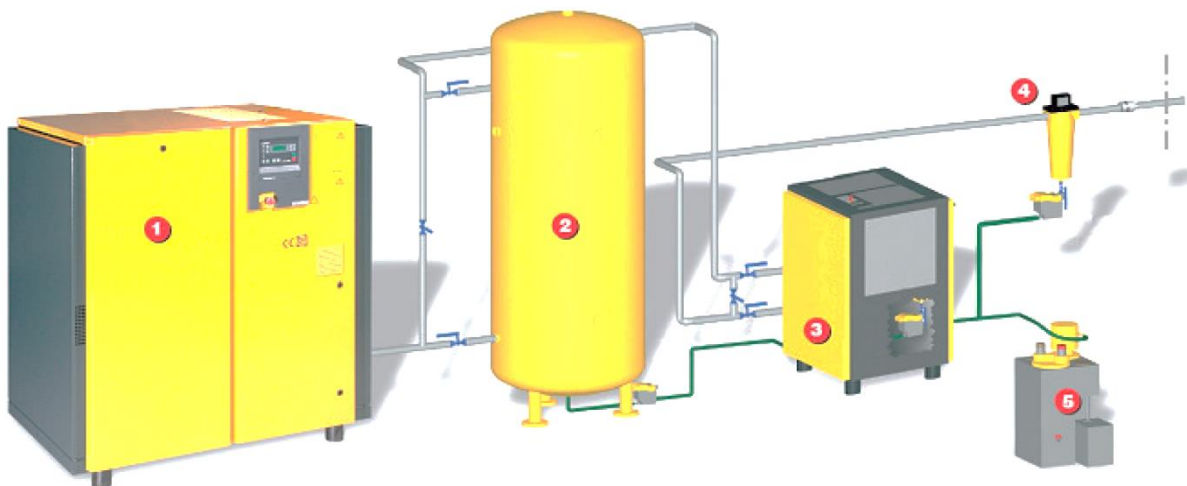
Exercice 3 :


Figure 2.33 : Centrale d'air comprimé

Notre centrale est composée essentiellement :

(1) : D'un compresseur à vis, débitant **960 m³/h** d'air à une pression de **8 bar ± 1 bar relatifs**. La pression atmosphérique \approx **1 bar absolu**.

(2) : Un réservoir.

(3) : D'un sécheur frigorifique.

(4) : Des filtres de différente taille.

(5) : D'un récupérateur de condensats.

3-1/- Déterminer le taux de compression du compresseur.

3-2/- Calculer la capacité du compresseur.

3-3/- Sachant que la puissance électrique absorbé par le bloc du compresseur est **P = 84,8 KW**, déterminer la puissance spécifique en [**KW.mn/m³**].

3-4/- Choisir le ou les blocs les plus adaptés à notre application et conclure.

3-5/- Jusqu'à quelles valeurs, le débit et la puissance électrique, peuvent remonter ? (Les conditions de performance optimale doivent être respecté).

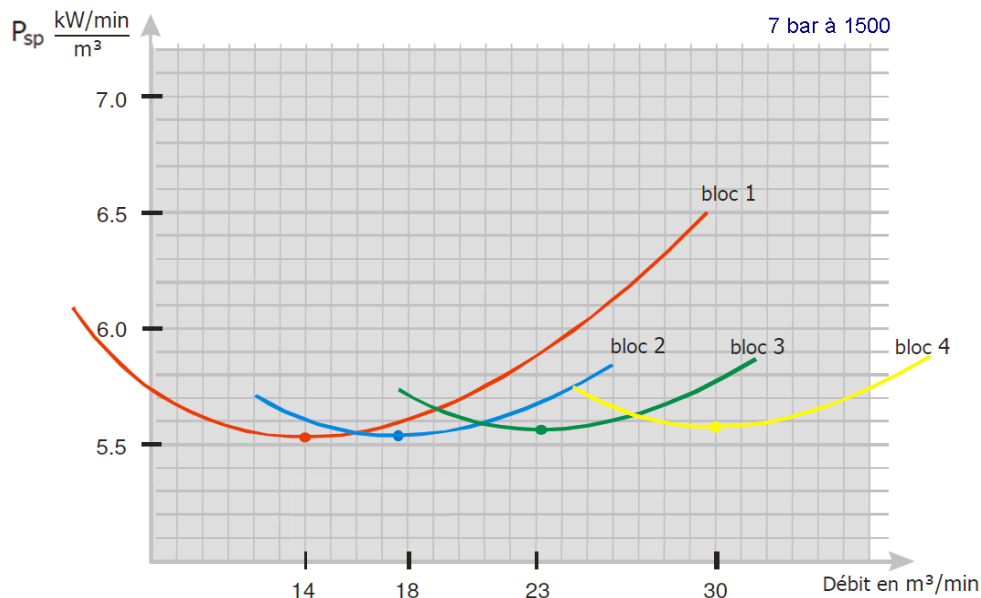


Figure 2.34 : Courbes caractéristiques des blocs

Exercice 4 :

Un réseau de distribution d'air comprimé constitué de **27 moteurs** pneumatique utilisant chacun un débit d'air de **14,4 NI/mn** et **37 vérins** simples effets consommant chacun **1,6 NI/mn.cycle** et effectuant **23 cycles par minute**. Ces vérins sont alimentés par une pression de 6 bars manométriques.

- La pression aux bornes des moteurs pneumatiques peut atteindre les 8 bars manométriques.
- L'évolution de l'installation est bien prévisible dans le temps.

4-1/- Déterminer, en [NI/mn], la consommation des récepteurs rotatifs.

4-2/- Calculer, pour un seul vérin simple effet, la consommation d'air par minute.

4-3/- En déduire la consommation d'air par minute de tous les vérins.

4-4/- Calculer, en [NI/s], la consommation totale d'air comprimé sachant que 60% moteurs et 40% des vérins fonctionnent simultanément.

4-5/- Quelle serait la pression et le débit du compresseur à choisir.

4-6/- Choisir, à partir de la documentation technique du compresseur « Atlas Copco » (voir figure ci-dessous) le compresseur le plus adapter.

| Atlas Copco | | | | | | | | | | GA 5-11 / GA 5-11 VSD | | | |
|--|---------------------|------|--------------------|----------------------|-----|------------------------------|-----|-----------------|-------------|------------------------------|-------------|---------------|-----|
| Compresseurs rotatifs à vis lubrifiées | | | | | | | | | | | | | |
| MODÈLE | Pression de service | | Débit d'air libre* | | | Puissance du moteur installé | | Niveau sonore** | Poids (kg) | | | | |
| | bar(e) | psig | NI/s | Nm ³ /min | cfm | kW | ch | | Pack | | Pack FF | | |
| | | | | | | | | | Sur châssis | Sur réservoir | Sur châssis | Sur réservoir | |
| VERSION 50 Hz | | | | | | | | | | | | | |
| GA 5 | 7,5 | 7,5 | 109 | 14,9 | 0,9 | 31,6 | 5,5 | 7,5 | 60 | 223 | 308 | 253 | 338 |
| | 8,5 | 8,5 | 123 | 13,0 | 0,8 | 27,5 | 5,5 | 7,5 | 60 | 223 | 308 | 253 | 338 |
| | 10 | 10 | 145 | 11,5 | 0,7 | 24,4 | 5,5 | 7,5 | 60 | 223 | 308 | 253 | 338 |
| | 13 | 13 | 189 | 8,4 | 0,5 | 17,8 | 5,5 | 7,5 | 60 | 223 | 308 | 253 | 338 |
| GA 7 | 7,5 | 7,5 | 109 | 20,2 | 1,2 | 42,8 | 7,5 | 10 | 61 | 237 | 322 | 267 | 352 |
| | 8,5 | 8,5 | 123 | 18,6 | 1,1 | 39,4 | 7,5 | 10 | 61 | 237 | 322 | 267 | 352 |
| | 10 | 10 | 145 | 16,6 | 1,0 | 35,2 | 7,5 | 10 | 61 | 237 | 322 | 267 | 352 |
| | 13 | 13 | 189 | 13,3 | 0,8 | 28,2 | 7,5 | 10 | 61 | 237 | 322 | 267 | 352 |
| GA 11 | 7,5 | 7,5 | 109 | 28,5 | 1,7 | 60,4 | 11 | 15 | 62 | 252 | 337 | 287 | 372 |
| | 8,5 | 8,5 | 123 | 26,5 | 1,6 | 56,1 | 11 | 15 | 62 | 252 | 337 | 287 | 372 |
| | 10 | 10 | 145 | 24,5 | 1,5 | 51,9 | 11 | 15 | 62 | 252 | 337 | 287 | 372 |
| | 13 | 13 | 189 | 19,9 | 1,2 | 42,2 | 11 | 15 | 62 | 252 | 337 | 287 | 372 |

Figure 2.35 : Caractéristiques des compresseurs

Exercice 5 :

Un compresseur d'air débit de **350 Nm³/h**. Sa durée du cycle marche-arrêt est de **5 mn**, avec un taux de charge de **80%**. Les pressions de déclenchement **p_{max} = 8,5 bar abs** et **p_{min} = 7,3 bar abs**. La pression d'aspiration est de **1 bar abs**. La température d'aspiration est de **15°C** et dans le réservoir est de **25°C**.

5-1/- Déterminer en [m³] la capacité du réservoir de stockage.

5-2/- Choisir un réservoir normalisé.

On donne :

| Réf | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|-----------------|----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|-------|
| Volume [litres] | 90 | 150 | 250 | 350 | 500 | 900 | 1000 | 2000 | 3000 | 5000 | 8000 | 10000 |

Exercice 6 :

Pour passer une pointe de consommation avec un volume de réserve de **10 m³**, un différentiel de pression de **1,7 bar**, des températures **T = 35°C** et **T_a = 20°C**, une pression **p_a = 1 bar abs**, et un débit de consommation de **1000 Nm³/h** alors que le débit de production du compresseur est de **450 Nm³/h**.

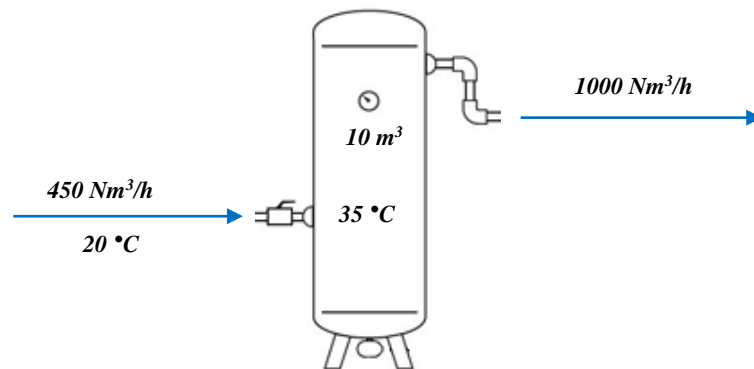


Figure 2.36 : Caractéristique de l'installation

6-1/- Calculer la durée admissible de cette pointe de consommation.

6-2/- Que doit-on faire pour doubler cette durée ?

Exercice 7 :

Soit le système pneumatique suivant :

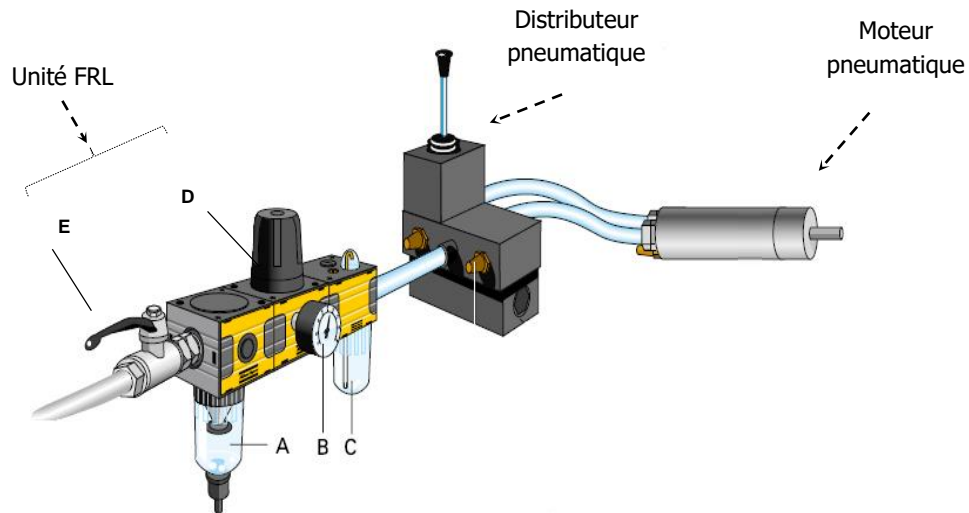


Figure 2.37 : Unité FRL

En se référant à la figure ci-dessus, donner le nom et le rôle de chacune des composants.

Exercice 8 :

La pression d'entrée $p_e = 1\text{MPa}$ et la pression réglée $p_r = 0,63\text{MPa}$.

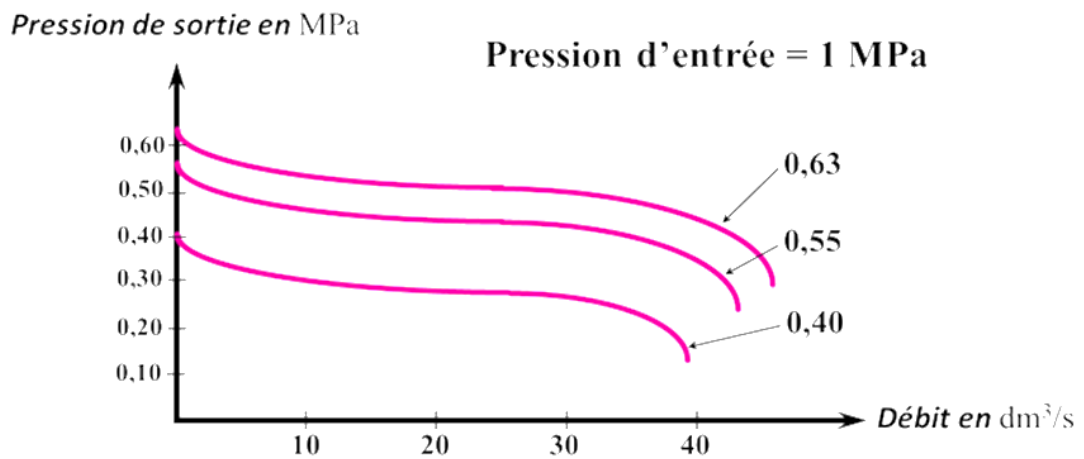


Figure 2.38 : Courbes caractéristiques du débit

8-1/- Déterminer le débit de sortie de ce régulateur pour une chute de pression de **0,1MPa** (perte de charge autorisée par rapport à la pression réglée Δp_1).

8-2/- Admettant que le débit de sortie est de **30 dm^3/s** , calculer la nouvelle valeur de perte de charge Δp_2 .

8-3/- Que devient cette valeur de Δp_3 si le débit est égal à $45 \text{ dm}^3/\text{s}$. Conclure.

Exercice 9 :

Pour optimiser la durée de vie utile et les performances du moteur pneumatique, il doit être graissés à raison de 50 mm^3 d'huile pour chaque mètre cube d'air consommé (**1000 litres**).

9-1/- Ce moteur, fonctionnant à sa puissance de sortie maximale, consomme 5 litres d'air par seconde.

9-1-a/- Calculer la consommation d'air en litre par minute : V_{air}

9-1-b/- Calculer la consommation d'huile en mm^3 par minute : V_{huile}

9-1-c/- Si on considère que :

- La capacité maximale du lubrificateur est $V_{\text{max}} = 0,22 \text{ litre}$.
- Le temps moyen de marche du moteur pneumatique est **5 heures** par jours.

Déterminer la période « T » de l'appoint (remplissage) du lubrificateur.

9-2/- La figure ci-dessous représente les courbes caractéristiques du débit des régulateurs de pression pneumatique *NORGEREN*.

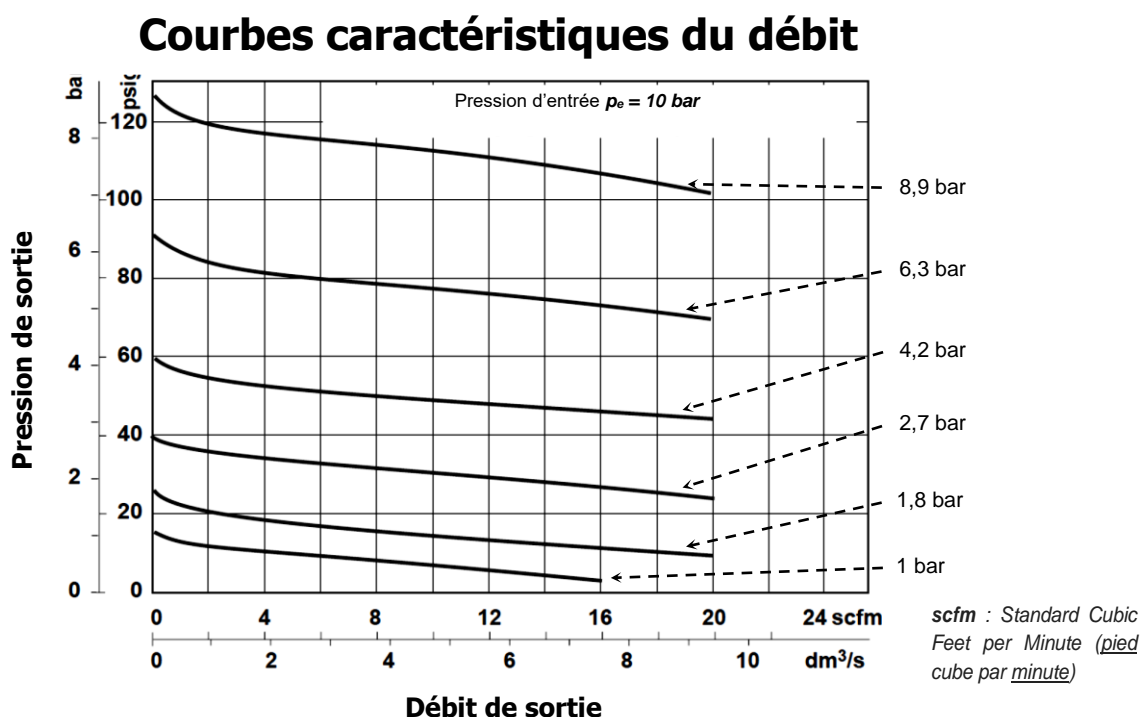


Figure 2.39 : Courbes caractéristiques du débit (NORGEREN)

9-2-a/- Sachant que le débit de fonctionnement du moteur pneumatique est de **5 l/s**, la pression maximale du régulateur adapté est **$p_{max} = 6,3 \text{ bars}$** , déterminer la pression de sortie réelle de ce régulateur. **p_s**

9-2-b/- Déterminer, pour ce régulateur, la perte de charge **Δp** .

Chapitre 3

Les Réseaux de Distribution de l'Air



1. Implantation d'un réseau de l'air comprimé :

1.1 Structure générale :

La distribution d'énergie pneumatique se fait par canalisations rigides reliées par des cols de cygnes à chaque raccordement de machine.

Cette canalisation s'installe toujours en hauteur, non seulement pour des raisons d'encombrement, mais surtout pour éviter l'engorgement des tuyaux par de l'eau de condensation.

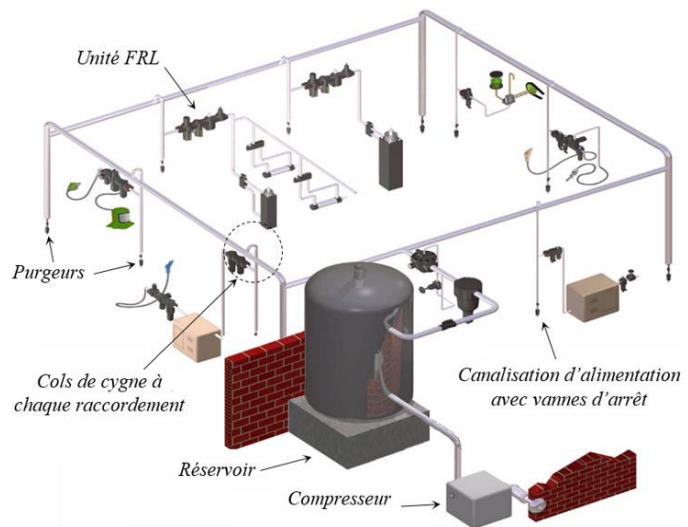


Figure 3.1 : Exemple d'implantation

1.2 Le piquage :

La dérivation, ou piquage, se situe en bout de chaîne de l'installation permanente et doit être tirée aussi près que possible de l'application pour éviter la perte de charge excessive occasionnée par l'utilisation d'un flexible trop long jusqu'à l'outil.

La distribution d'énergie pneumatique se fait par canalisations rigides reliées par des cols de cygnes pour éviter de recevoir des impuretés ou de l'eau pouvant séjourner dans les conduites.

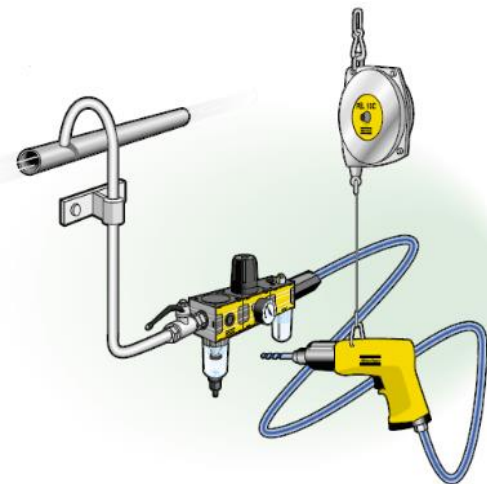


Figure 3.2 : Exemple de piquage

1.3 La pente :

Pour supprimer ces impuretés ou ces eaux stagnantes, on doit utiliser des purgeurs placés au point bas de chaque raccordement. Les

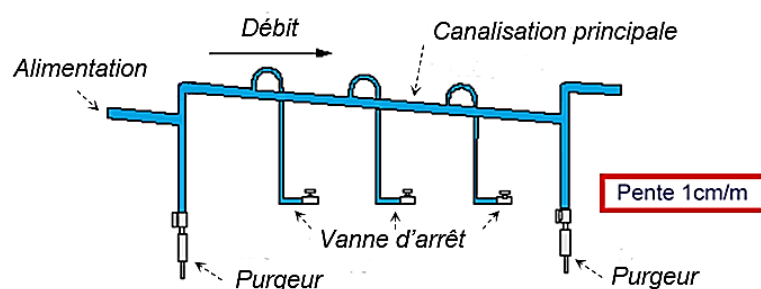


Figure 3.3 : Exemple de pente et purgeur

canalisations ont une légère pente.

1.4 Les points bas :

Pour éviter un écoulement non maîtrisé des condensats, la conduite d'air comprimé dans la partie humide est à prévoir de telle sorte que toutes les arrivées et tous les départs soient raccordés par le haut ou sur le côté.

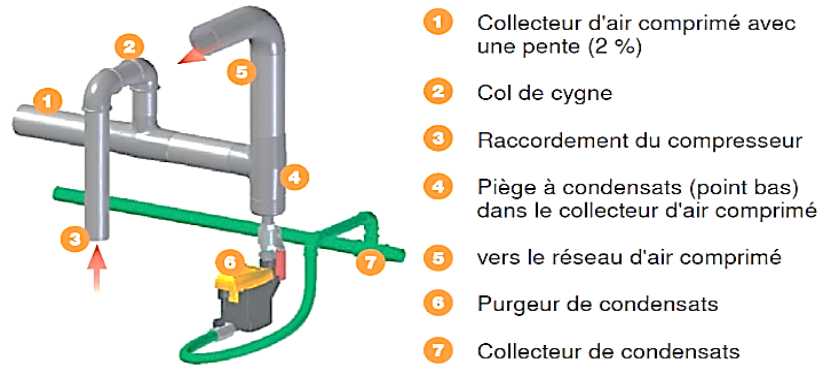


Figure 3.4 : Point bas d'un circuit pneumatique

Les condensats seront évacués de la conduite principale par des points bas prévus à cet effet, autrement dit par des piquages dirigés vers le bas.

À une vitesse du flux d'air de 2 à 3 m/s, le point bas, s'il est correctement dimensionné, est aussi efficace qu'un réservoir d'air comprimé pour évacuer les condensats présents dans la partie humide du circuit d'air comprimé.

1.5 Dispositions des réseaux d'air comprimé :

La meilleure disposition pour un réseau pneumatique à l'intérieur d'un bâtiment varie naturellement d'un cas à l'autre et elle dépend de facteurs tels que la dimension du bâtiment, le nombre d'étages, la structure de l'édifice, le nombre de points à desservir et leur emplacement.

On distingue :

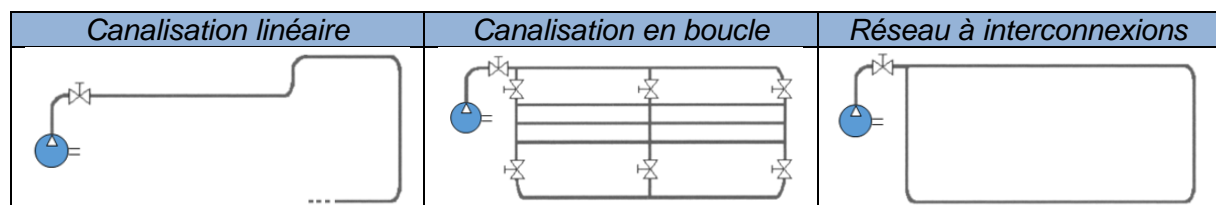


Figure 3.5 : Exemple d'un circuit pneumatique

1.6 Canalisation en boucle :

Il est préférable, en général, de placer les tuyauteries en forme de boucle fermée autour du lieu où l'air est consommé. Les déviations partent de cette boucle vers les différents endroits de consommation d'air. De cette manière, l'on obtient un débit plus uniforme puisque l'air est amené au point d'utilisation par deux voies différentes.

Un certain nombre de circuits fermés par atelier ou par étage, branchés sur une conduite de distribution principale peuvent aussi être utilisés.

Pour assurer un débit d'air suffisant dans ce type de réseau, il est préférable de placer les équipements et outils nécessitant une plus forte consommation d'air le plus près du compresseur.

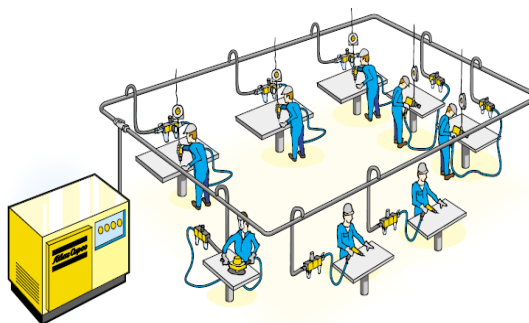


Figure 3.6 : Canalisation en boucle

Ainsi, l'outil nécessitant le débit d'air le plus important sera situé près du compresseur et l'outil au débit restreint ou occasionnel, le plus loin du compresseur.

1.7 Matériaux des canalisations :

Utilisez de préférence des canalisations en acier carbone, acier galvanisé, cuivre, acier inoxydable ou l'aluminium anodisé. Le PVC est facile à mettre en œuvre, mais ne permet pas à l'air chaud de se refroidir assez rapidement.

2. Dimensionnement des canalisations :

2.1 Perte de charge :

Le dimensionnement du réseau de tuyauterie nécessite un calcul soigneux sur la base d'une perte de charge maximale de $\Delta p \approx 1 \text{ bar}$ entre le compresseur et les outils pneumatiques, et compte tenu de l'écart de régulation du compresseur et du traitement d'air comprimé standard.

Les hypothèses de pertes de charge sont les suivantes :

| Rep | Désignation | Δp [bar] |
|---|--------------------------|------------------|
| 1 | Conduite principale | 0,03 |
| 2 | Conduite de distribution | 0,03 |
| 3 | Descente | 0,04 |
| 4 | Sécheur | 0,20 |
| 5 | Filtres | 0,20 |
| 6 | Unité FRL | 0,50 |
| Δp Total maxi | | 1 |

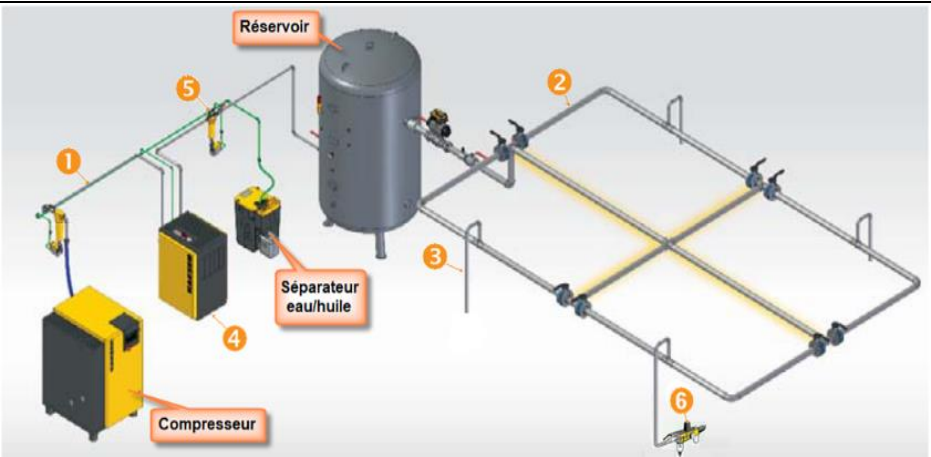


Figure 3.7 : Perte de charge dans un circuit pneumatique

2.2 Diamètre intérieur économique des canalisations :

Si la perte de charge excède cette valeur, la rentabilité du système peut être mise en cause, et la puissance disponible est inférieure aux besoins.

Le choix du diamètre doit être fait en tenant compte :

- Du débit
- De la perte de charge admissible
- De la pression de service
- De la quantité d'air nécessaire pour remplir les canalisations
- Du nombre d'étranglements sur le réseau

$$d = \sqrt[5]{\frac{1,6 \times 10^8 \times L \times Q^{1,85}}{\Delta p \times p}}$$

- d : Diamètre intérieur approximative du tube en [mm] ;
- L : Longueur du circuit en [m] ;
- Q : Débit en [m³/s] ;
- p : Pression en [bar] absolu ;
- Δp : Perte de charge dans le circuit en [bar] ;

2.3 Diagramme de détermination des tuyauteries :

2.3.1. Abaque n°1 : (Détermination des diamètres de la conduite)

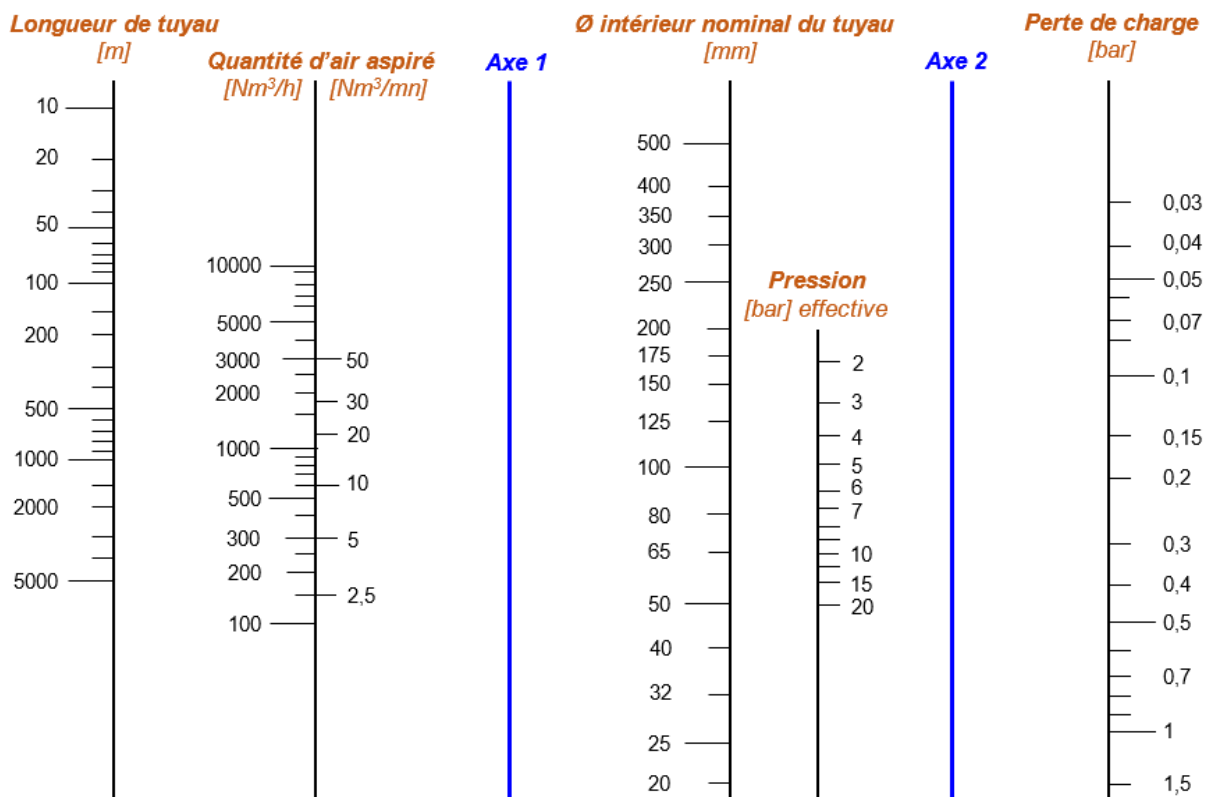


Figure 3.8 : Détermination des diamètres de la conduite

2.3.2. Abaque n°2 : Nomogramme (Longueurs des tuyaux de compensation)

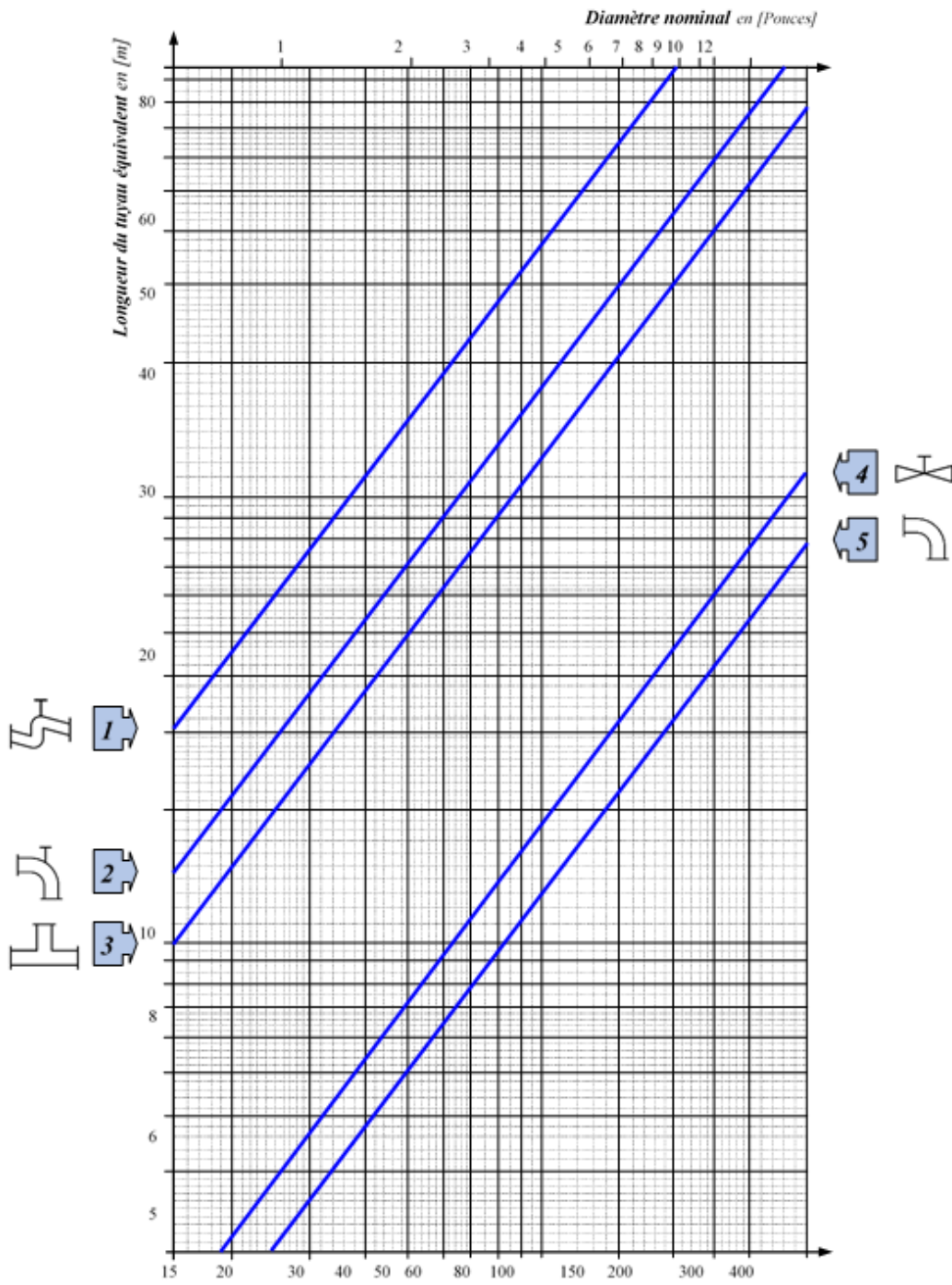


Figure 3.9 : Longueurs des tuyaux de compensation

| 1 : Vanne de passage | 2 : Vanne d'angle | 3 : Raccord en Té | 4 : Vanne-tiroir | 5 : Coude standard |
|---|---|---|--|---|
|  |  |  |  |  |

Vidéos learning

Installation réseau d'air comprimé aluminium (AIRNet diamètre 20 à 50 mm)

V5



Lien hypertexte



3. Exercices :

Exercice 1 :

Les caractéristiques du circuit pneumatique, équipé de machine automatisée, sont les suivantes :

- La pression de service $p = 6 \text{ bar effective}$.
- La consommation d'air est de $Q = 500 \text{ Nm}^3/\text{h}$.
- La perte de charge maxi admissible $\Delta p = 0,1 \text{ bar}$.

1-1/- Sachant que la longueur linéaire de l'installation est de 407 m, déterminé, analytiquement, le diamètre intérieur approximative de la conduite.

1-2/- L'installation comporte :

| Té | Vanne de passage | Coude |
|----|------------------|-------|
| 14 | 4 | 30 |

Déterminer, en utilisant l'abaque n°2, la longueur équivalente des éléments ajoutés, en déduire la longueur totale du réseau.

1-3/- Déterminer, graphiquement, la nouvelle valeur du diamètre D, en déduire sa valeur normalisée. On donne :

- **Abaque de détermination des diamètres de la conduite**

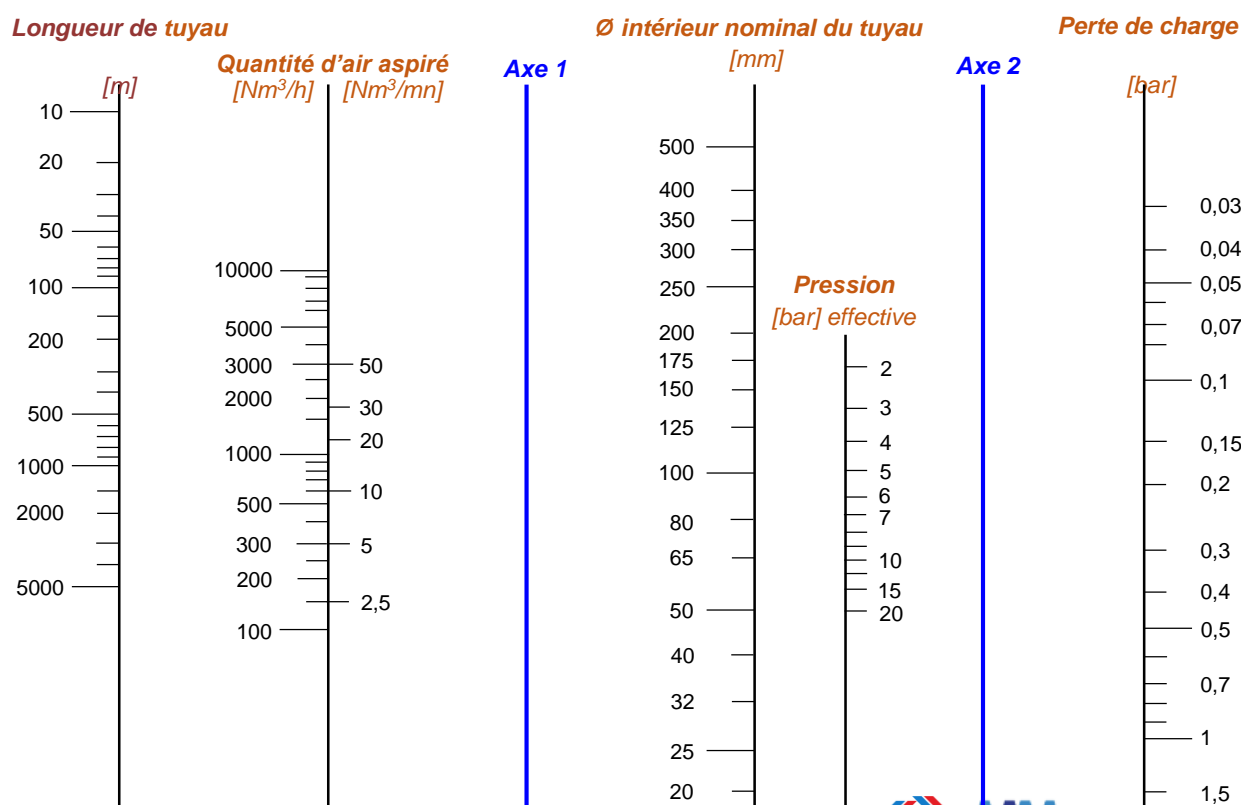


Figure 3.10 : Abaque de détermination des diamètres de la conduite

- **Tableau** : Diamètres des tuyauteries normalisés

| Correspondances des dimensions des tuyauteries | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|------|------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|--------|--------|-------|--------|---------|---------|---------|
| $\varnothing_{\text{nominal}}$ | DN6 | DN8 | DN10 | DN15 | DN20 | DN25 | DN32 | DN40 | DN50 | DN60 | DN65 | DN80 | DN90 | DN100 | DN125 | DN150 |
| $\varnothing_{\text{int}}/\varnothing_{\text{ext}}$ [mm] | 5/10 | 8/13 | 12/17 | 15/21 | 20/27 | 26/34 | 33/42 | 40/49 | 50/60 | 60/70 | 66/76 | 80/90 | 90/102 | 102/114 | 125/139 | 150/186 |
| Pouces | 1/8" | 1/4" | 3/8" | 1/2" | 3/4" | 1" | 1 1/4" | 1 1/2" | 2" | 2 1/4" | 2 1/2" | 3" | 3 1/2" | 4" | 5" | 6" |

Figure 3.11 : Diamètres des tuyauteries normalisés

Exercice 2 :

Le diamètre du circuit d'air d'une entreprise est de **90 mm** et les caractéristiques du circuit pneumatique, équipé de machine automatisée, sont les suivantes :

- La pression de service **p = 8 bar relative**.
- La perte de charge admissible **$\Delta p \approx 0,1$ bar**.
- Quantité d'air aspiré **Q = 900 Nm³/h**.

2-1/- Déterminer analytiquement la longueur totale **L_T** du réseau pneumatique.

2-2/- Sachant que :

- La longueur de la partie linéaire du circuit pneumatique est de **L_L ≈ 351,4 m**.
- La longueur équivalente au nombre de Tés utilisés est **L_{éq} (Tés) ≈ 50,25 m**.
- La longueur équivalente au nombre de Coudes utilisés est **L_{éq} (Coudes) ≈ 22 m**.
- Le nombre de composante **X** est **n_x = 5**.

a/- Déterminer la longueur équivalente aux composantes **X** : **L_{éq} (x)**.

b/- Dire de quel type de composante s'agit-il ? Justifier votre réponse.

2-3/- Vue l'évolution de l'entreprise, on introduit une transformation d'extension sur le réseau tels que :

- La longueur du circuit augmente de **L_L' = 42 m**.
- Le débit de l'air et la pression restent constants.
- Ainsi que l'ajout de machines qui nécessitent l'utilisation de : **2 Té et 6 Coudes de plus**.

a/- Déterminer la longueur équivalente des éléments ajoutés, en déduire la longueur totale du réseau.

b/- Déterminer, graphiquement, la nouvelle valeur de pression de sortie du compresseur :

2-4/- La régulation du compresseur est effectuée par la méthode indiquée ci-dessous :

a/- Donner le mode de la régulation utilisée :

b/- Sachant que la pression dans le réseau ne peut pas dépasser la valeur maximale (de la pression de service déterminée dans la question précédente) augmentée de 5%. Déterminer la pression du tarage de la vanne de décharge p_c .

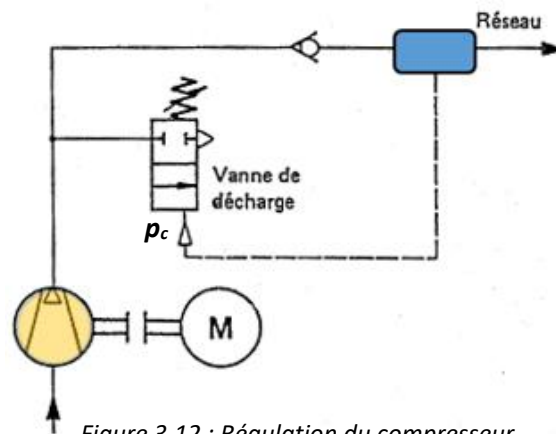


Figure 3.12 : Régulation du compresseur

Chapitre 4

Les éléments de distribution de l'énergie pneumatique et électropneumatique



1. Organes de commande (Distributeurs) :

1.1 Principe du repérage des orifices :

La distribution d'énergie pneumatique se fait par canalisations rigides reliées par des cols de cygnes à chaque raccordement de machine.

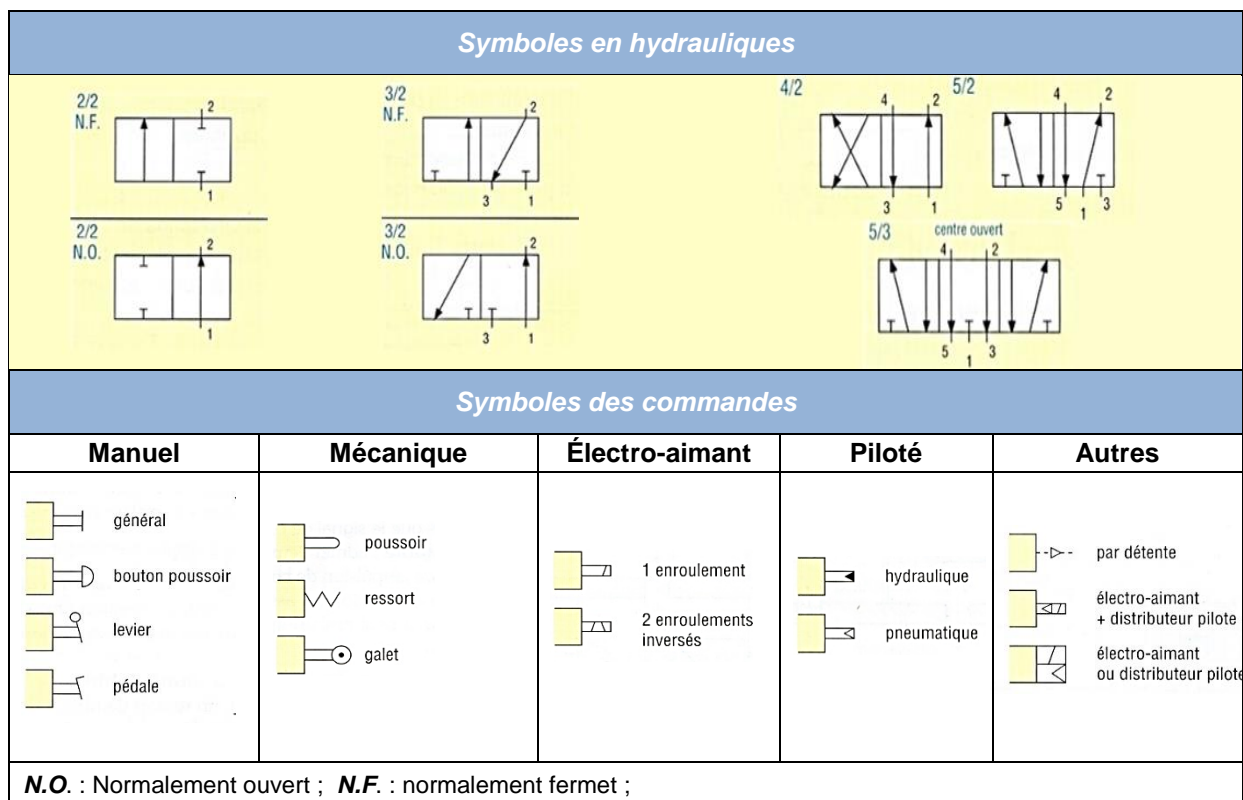


Figure 4.1 : Symbole des distributeurs

1.2 Exemples de commandes pour un distributeur 2/2 NF :

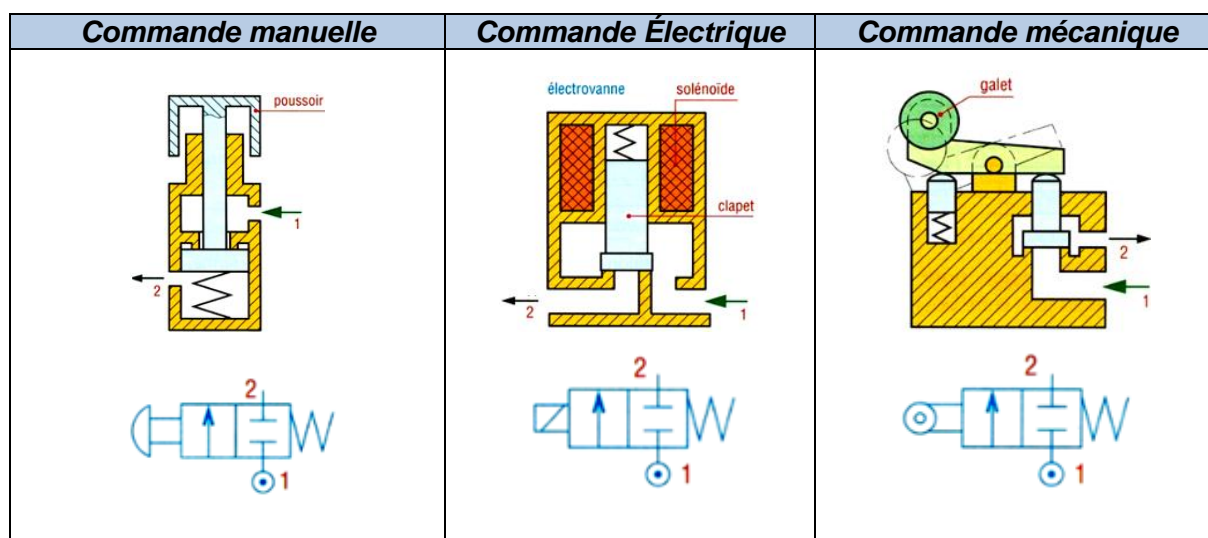


Figure 4.2 : Exemples de commandes

1.3 Sous-division des distributeurs selon la fonction et la numérotation des orifices :

| Distributeur 2/2 à clapet NF (normalement fermé) | | |
|---|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> - Au repos, ces distributeurs sont maintenus fermés par un ressort. - Ils sont surtout utilisés comme vanne d'arrêt dans un réseau d'air comprimé. - Au repos, pas de passage au départ de l'orifice 1. - L'appui sur le bouton de commande 12 relie l'orifice 2 à l'orifice 1 | | |
| Distributeur 3/2 : Pourquoi ? | | |
| <ul style="list-style-type: none"> - Un distributeur 2/2 ne peut pas être mis à l'échappement. | | |
| Distributeur 4/2 : Pourquoi ? | | |
| <ul style="list-style-type: none"> - Un distributeur 3/2 n'a qu'une seule sortie. Ceci n'est pas suffisant pour un vérin à double effet. | | |
| Distributeur 5/2 : Pourquoi ? | | |
| <ul style="list-style-type: none"> - Un distributeur à 2 sorties équipée d'un tiroir, cela devient un 5/2. | | |
| Distributeur 5/3 : Pourquoi ? | | |
| <ul style="list-style-type: none"> - Un distributeur 5/2 ne permet pas d'avoir un arrêt intermédiaire. | | |

Figure 4.3 : Sous-division des distributeurs

1.4 Voies de circulation de l'air dans un distributeur 5/2 :

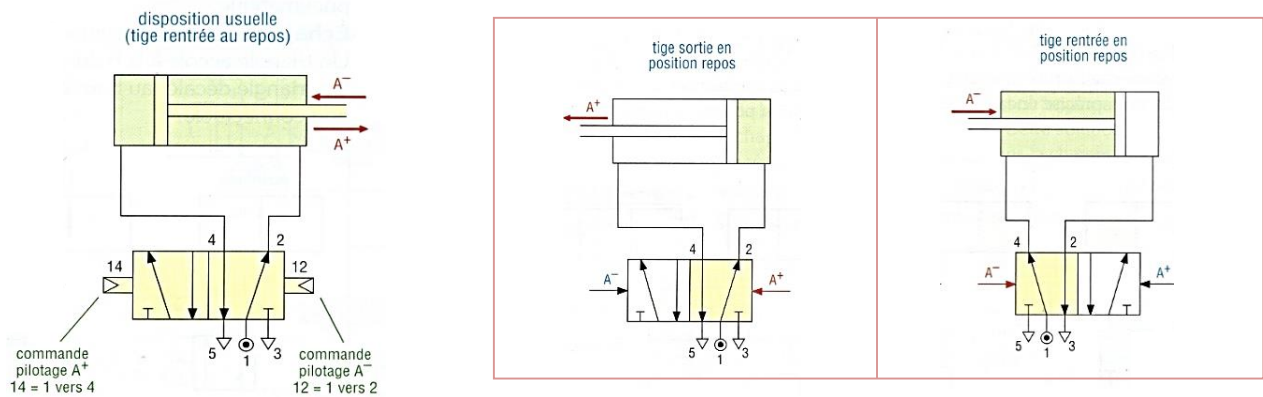
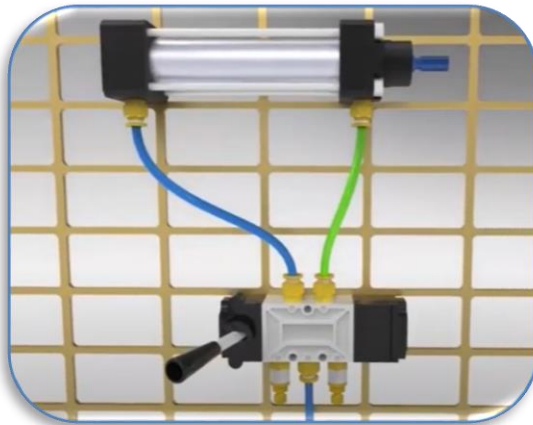


Figure 4.4 : Câblage d'un distributeur

Vidéos learning

Principe de fonctionnement d'un distributeur pneumatique et d'un vérin double effet

V5



Lien hypertexte



1.5 Choix de la commande ou du pilotage :

Ce choix concerne principalement trois familles :

1.5.1- Pilote pneumatique :

Recommandé si l'atmosphère est explosive, humide ou agressive. Ce type de pilotage est possible même avec une partie commande électrique, grâce à des interfaces électropneumatiques déportées et en armoire protégée.

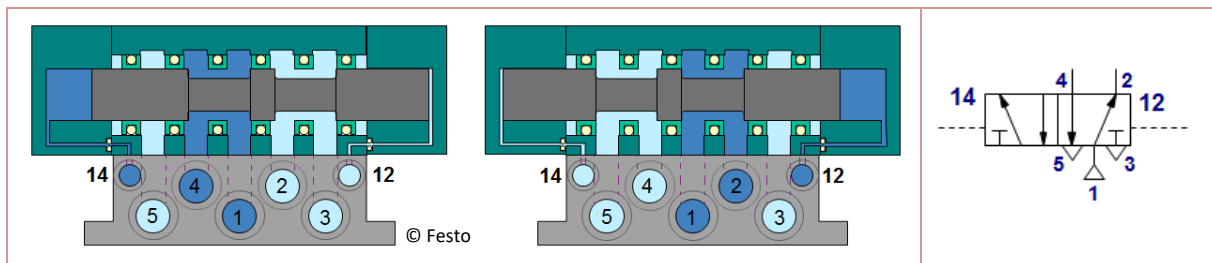


Figure 4.5 : Commande pneumatique

1.5.2- Pilote électropneumatique :

Le déplacement du tiroir du distributeur est assuré par l'air comprimé, mais celui-ci est admis par l'intermédiaire d'une mini-électrovanne à clapet. Ce type de pilotage est le plus répandu car il est adapté aux parties commandes électriques tout en assurant une consommation électrique minimale.

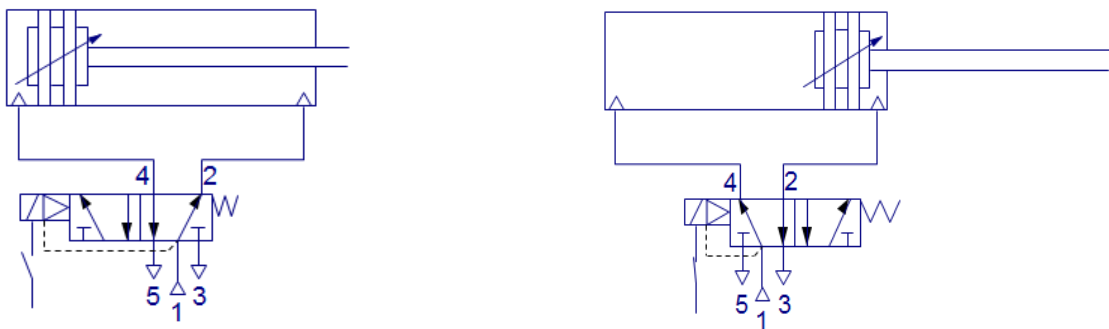


Figure 4.6 : Commande électropneumatique

1.5.3- Pilote électrique :

Le déplacement du clapet du distributeur est assuré directement par un électro-aimant. Ces pilotes sont généralement réservés aux mini-vérins, ventouses et interfaces électropneumatiques.

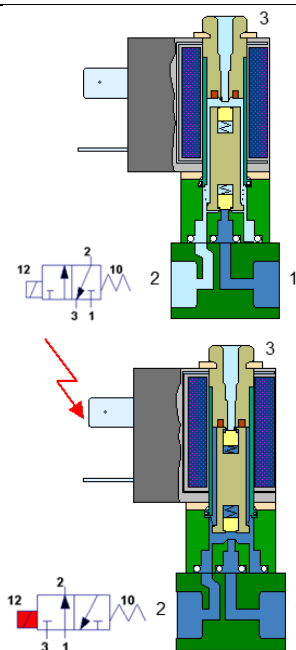


Figure 4.7 : Commande électrique

1.5.4- Commande manuelle auxiliaire :

Cette commande est utilisée pour tester le fonctionnement du vérin durant la mise en marche ou lors de la maintenance sans mise sous tension de la bobine.

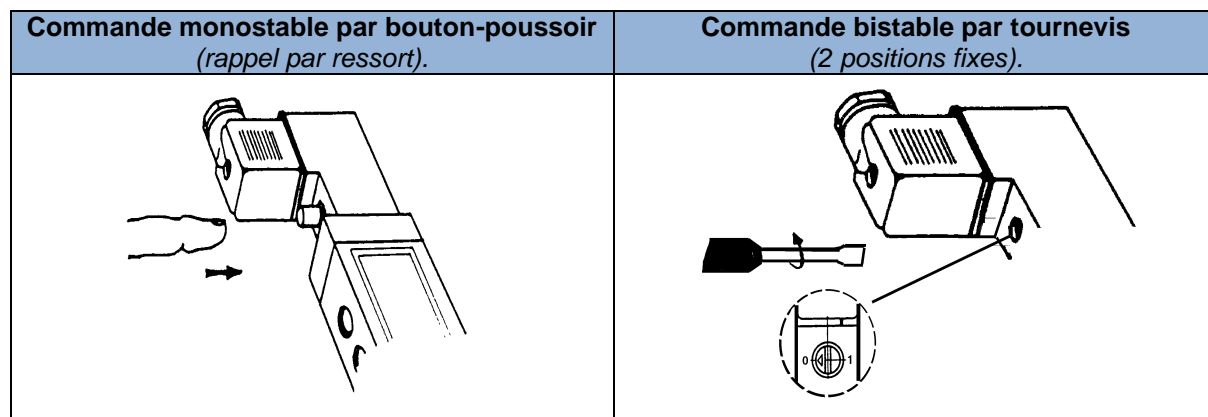


Figure 4.8 : Commande auxiliaire

Exemple : Commande par tournevis.

En position 0, le noyau est en position repos (distributeur fermé).

En actionnant la commande manuelle à l'aide d'un tournevis jusqu'à la position 1, le noyau se soulève et le distributeur est actionné.

Important ! Toujours remettre la commande auxiliaire en position 0 avant la remise en route de la machine.

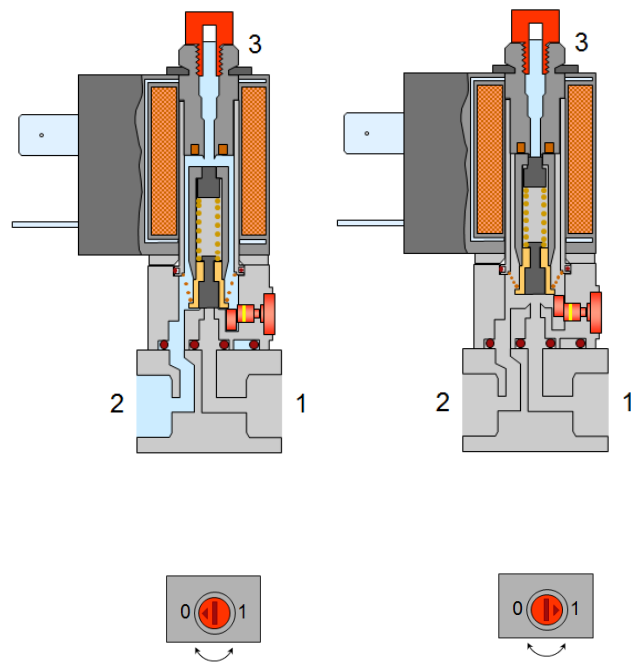


Figure 4.9 : Exemple de commande auxiliaire

1.6 Choix de la taille du distributeur :

De ce choix dépend la régularité de déplacement, la vitesse maximale et le remplissage du vérin.

1.6.1- Méthode simplifiée :

Cette méthode est adaptée aux applications les plus courantes, c'est-à-dire pour des cylindrées inférieures ou égales à 10 litres et des vitesses inférieures ou égales à 0,1 m/s et un taux de charge de 0,5 ou moins. Elle consiste à choisir un distributeur dont les orifices de raccordement sont égaux ou immédiatement inférieurs à ceux du vérin à alimenter.

1.6.2- Exemple :

Pour un vérin de 40 mm de diamètre, les orifices sont prévus pour des raccords de 1/4", le distributeur adapté aura des raccords de 1/4" ou 1/8".

⇒ Dimensionnement précis :

Il faut utiliser les abaques des constructeurs, déterminer le débit d'air traversant un distributeur et vérifier le K_v (Coefficient Ventil).

⇒ **Détermination du débit d'air, facteur K_v :**

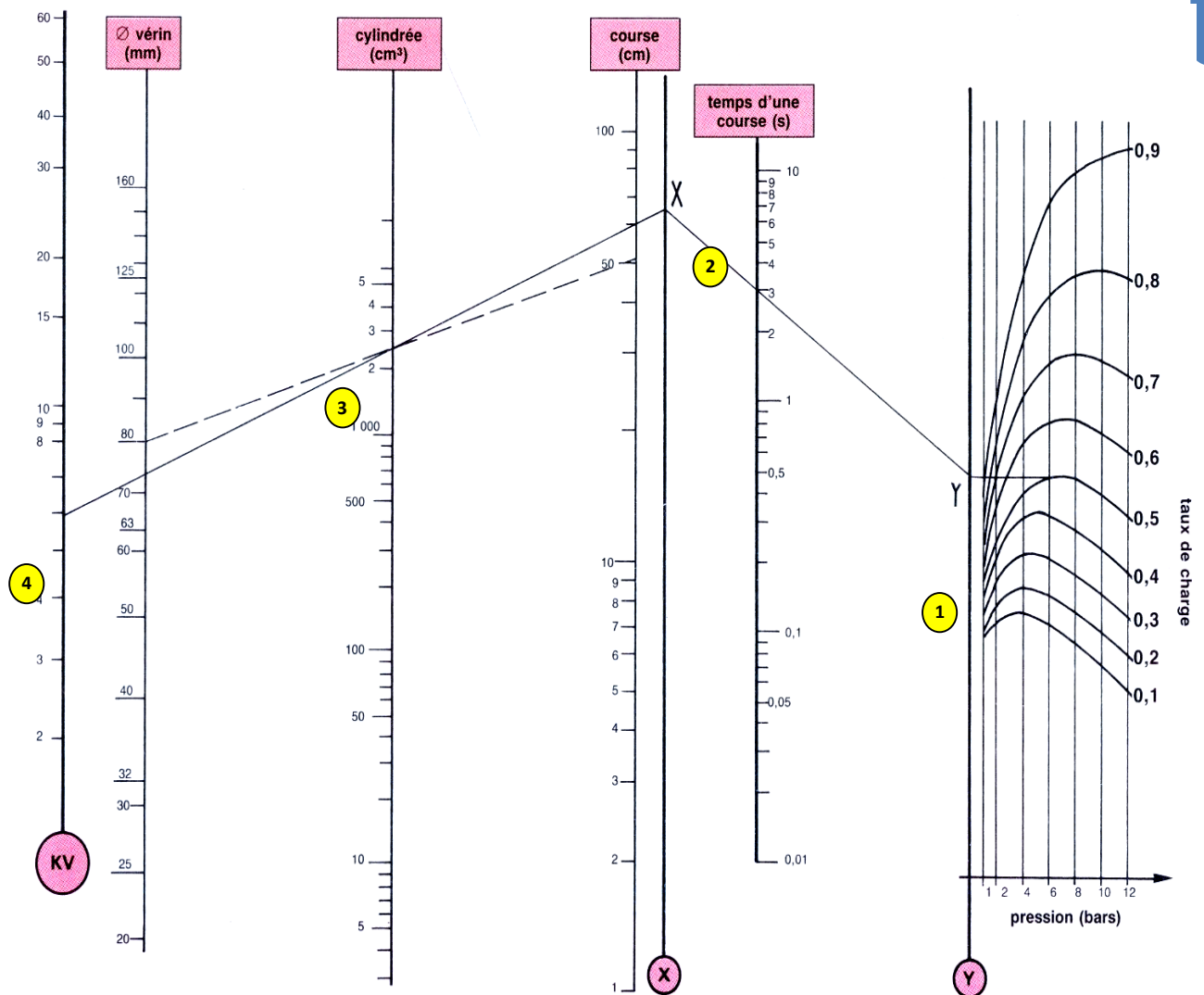
Le facteur K_v permet de déterminer le distributeur à associer à un vérin et exprime le débit d'eau en l/mn ou (dm^3/mn) traversant le distributeur sous une perte de charge de $\Delta p = 1 \text{ bar}$ (différence de pression amont/aval). Le K_v peut être exprimé en m^3/s .

C'est une caractéristique essentielle. Le débit doit être suffisant pour remplir les chambres du vérin, ou du moteur, à la cadence voulue. Il dépend des caractéristiques de celui-ci :

| | |
|---------------------------------|-----------------------------|
| <i>Diamètre du vérin.</i> | <i>D</i> |
| <i>Course du vérin.</i> | <i>C</i> |
| <i>Temps de course.</i> | <i>t</i> |
| <i>Pression d'alimentation.</i> | <i>p</i> |
| <i>Taux de charge.</i> | <i>t_c</i> |

- Les fabricants proposent des abaques pour déterminer le K_v et la taille des distributeurs.

Abaque n°1 : (Détermination de K_v)


 Figure 4.10 : Détermination de K_v

Méthode :

| | |
|-----|--|
| (1) | A partir du taux de charge et de la pression du vérin, on définit le point Y . |
| (2) | A partir du temps de course, on obtient le point X . |
| (3) | La course et le diamètre du vérin définissent sa cylindrée. |
| (4) | La droite liant le point X et le point caractérisant la cylindrée du vérin permet d'obtenir le K_v minimum du distributeur. |

2. Les organes de régulation :

2.1 Organes de régulation de pression :

a. Soupape de décharge :

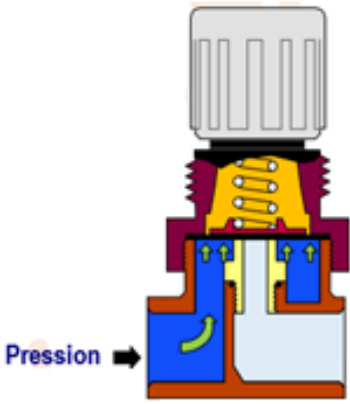
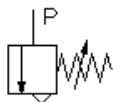
| | | |
|---|--|---|
|  | <ul style="list-style-type: none"> - Elle protège les circuits d'air comprimé contre les surpressions. et peut être utilisée dans des applications où l'air comprimé n'est pas requis en permanence. - Le ressort maintient le diaphragme fermé. - Dès que la force qui exerce la pression d'entrée « P » sur le diaphragme dépasse la force du ressort, la soupape de décharge commence à s'ouvrir. | <p style="text-align: center;">Symbole</p>  |
|---|--|---|

Figure 4.12 : Soupape de décharge

b. Régulateur de pression :

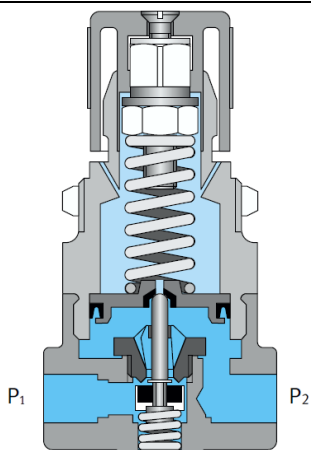
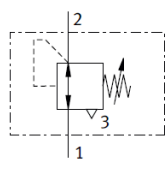
| | | |
|---|---|---|
|  | <ul style="list-style-type: none"> - Le but de la régulation de pression consiste à maintenir la pression de sortie (<i>pression secondaire (2)</i>) constante quelles que soient les variations de la pression d'entrée (<i>pression primaire (1)</i>). - Si des causes externes font monter la pression de sortie au-delà de la valeur réglée, l'air s'échappe au travers d'un orifice d'échappement (3). | <p style="text-align: center;">Symbole</p>  |
|---|---|---|

Figure 4. 13 : Régulateur de pression

2.2 Organe de régulation du débit :

a. Limiteur de débit (Soupape d'étranglement) :

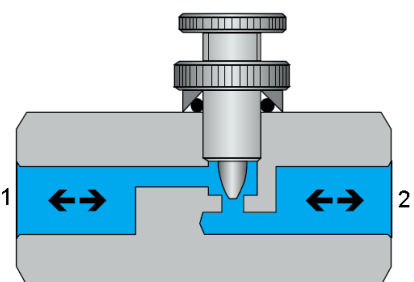

| | | |
|---|---|---|
|  | <ul style="list-style-type: none"> - Les soupapes d'étranglement sont généralement réglables et leur réglage peut être bloqué. - Elles sont utilisées pour réguler la vitesse des vérins sur lesquels elles sont si possible montées directement. | <p style="text-align: center;">Symbole</p>  |
|---|---|---|

Figure 4.14 : Limiteur de débit bidirectionnel

b. Limiteur de débit unidirectionnel (Clapet antiretour avec étranglement) :

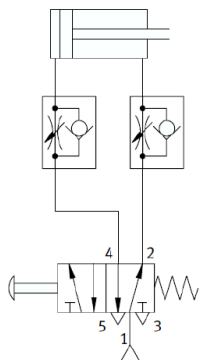
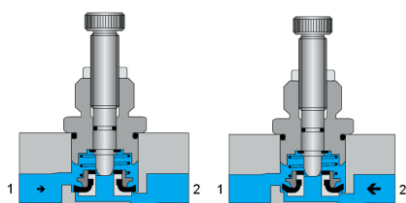

| | | |
|--|--|--|
|  | <ul style="list-style-type: none"> - Les clapets antiretour avec étranglement sont des soupapes combinées comprenant un clapet d'étranglement et un clapet antiretour. Ils sont généralement réglables.  |  |
|--|--|--|

Figure 4.15 : Limiteur de débit unidirectionnel

2.3 Les accessoires de ligne :

a. Soupape d'échappement rapide :

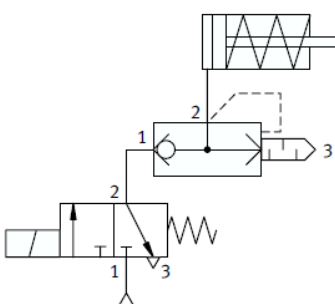
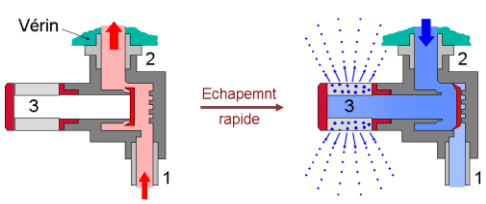
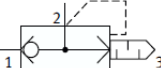
| | | |
|--|---|---|
|  <p>Afin de réduire la résistance de l'air, la soupape d'échappement rapide doit être placée directement sur le vérin ou le plus près possible de celui-ci.</p> | <p>Les soupapes d'échappement rapide servent à augmenter la vitesse du piston des vérins. Elles permettent de réduire les temps de retour longs notamment dans le cas des vérins à simple effet.</p>  | <p style="text-align: center;">Symbole</p>  |
|--|---|---|

Figure 4.16 : Soupape d'échappement rapide

b. Clapet anti-retour :

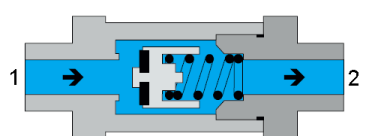
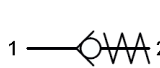
| | | |
|---|--|---|
|  | <ul style="list-style-type: none"> - Les clapets antiretour obturent le passage dans une direction et le libèrent dans le sens inverse - L'élément d'étanchéité peut être une bille, un plateau ou une membrane. | <p style="text-align: center;"><i>Symbole</i></p>  |
|---|--|---|

Figure 4.17 : Clapet anti-retour

c. Clapet anti-retour piloté :

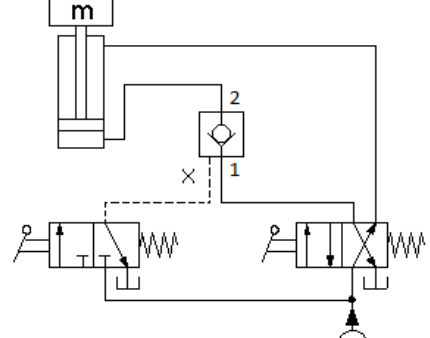
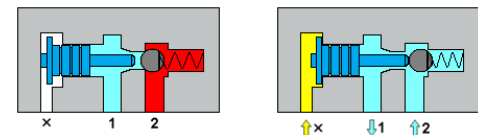
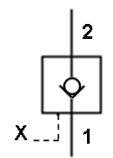
| | | |
|--|---|---|
|  | <ul style="list-style-type: none"> - Pour le clapet antiretour déverrouillable, le passage dans le sens obturé peut être libéré par un raccord de commande (X) supplémentaire.  | <p style="text-align: center;"><i>Symbole</i></p>  |
|--|---|---|

Figure 4.17 : Clapet anti-retour piloté

d. Sélecteur à deux clapets (fonction ET) :

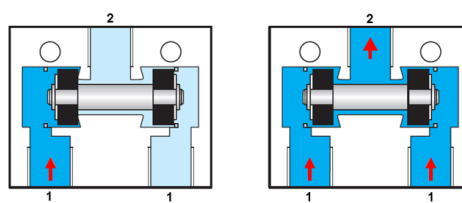
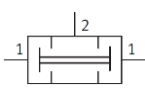
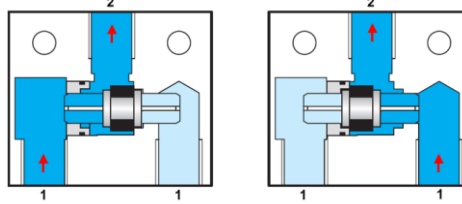
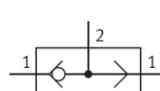
| | | |
|---|---|---|
|  <p>Le sélecteur à deux clapets s'utilise principalement dans des commandes de verrouillage, fonction de contrôle ou combinaison logique ET.</p> | <p>Le sélecteur à deux entrées (1 et 1) et une sortie (2). Il ne débite qu'en présence de deux signaux d'entrée.</p> <p>La présence d'un signal sur une seule des deux entrées bloque le passage en raison des forces différentielles s'exerçant sur le tiroir.</p> | <p style="text-align: center;"><i>Symbole</i></p>  |
|---|---|---|

Figure 4.18 : Fonction ET

e. Sélecteur de circuit (fonction OU) :

| | | |
|---|--|---|
|  | <p>Le sélecteur possède deux entrées (1 et 1) et une sortie (2). Quand de l'air comprimé est appliqué à l'une des deux entrées, le piston obture l'autre et l'air passe de (1) vers (2). Et Inversement.</p> | <p style="text-align: center;"><i>Symbole</i></p>  |
|---|--|---|

| | | |
|--|---|--|
| | Ce sélecteur est utilisé pour actionner un vérin ou un organe de commande de puit deux point ou plus. | |
|--|---|--|

Figure 4.19 : Fonction OU

2.4 Les accessoires groupés :

a. Soupape séquentielle :

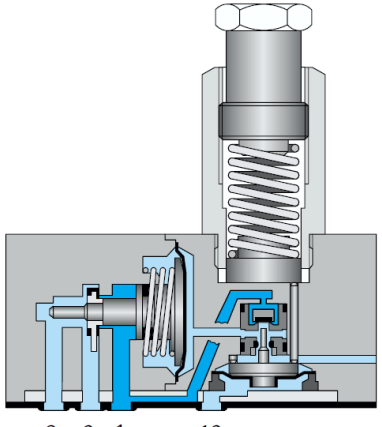
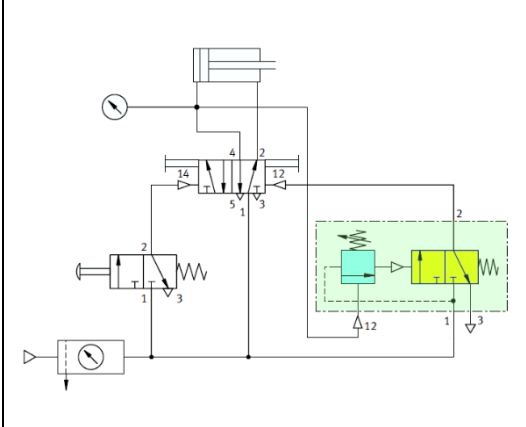
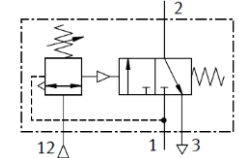
| | |
|---|---|
|  |  |
| <p>La soupape de commutation manométrique change de position lorsque la pression de commande est atteinte au raccord (12). Le passage de (1) vers (2) est libéré.</p> <p>Lorsque le signal (12) a été enlevé, un ressort de rappel ramène la soupape à sa position de départ ; l'orifice (1) est obturé. La pression du signal de commande peut être réglée en continu avec une vis de réglage.</p> | <p>Symbole</p>  |

Figure 4.20 : Soupape séquentielle

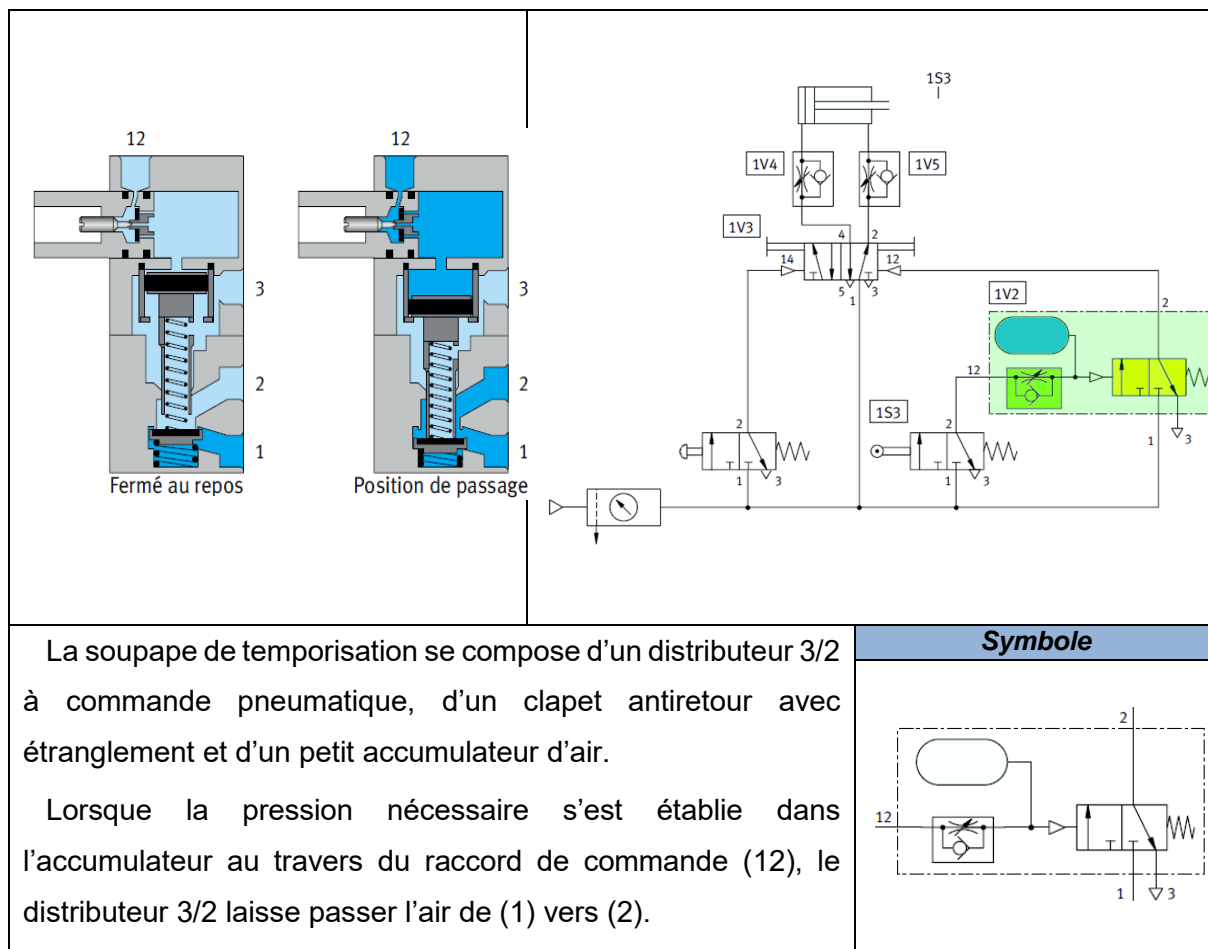
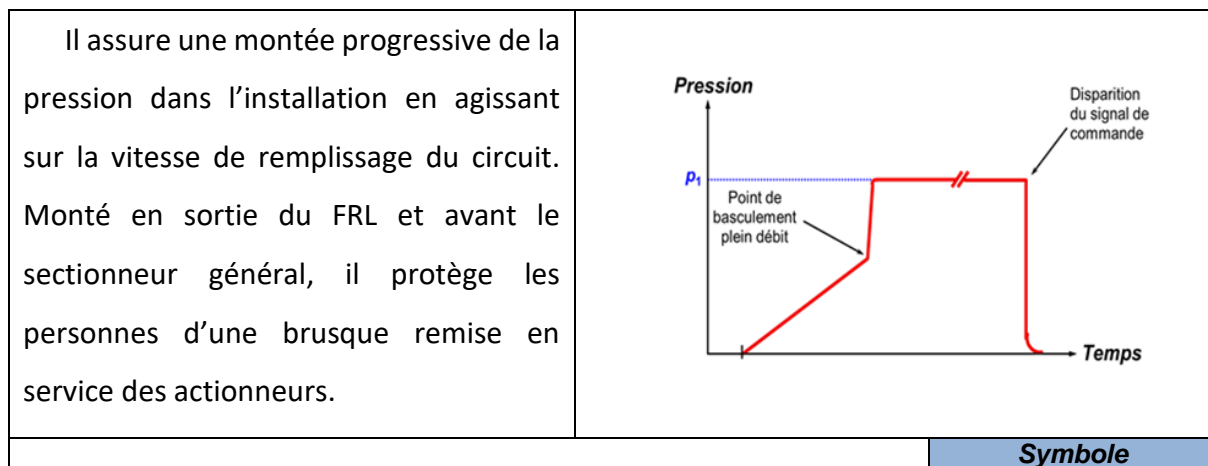
b. Temporisateur (NF) :


Figure 4.21 : Temporisateur

2.5 Autres accessoires :
a. Démarreur progressif :


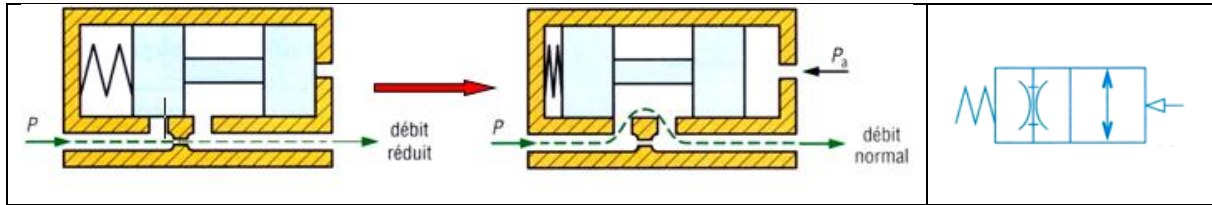


Figure 4.22 : Démarreur progressif

b. Échangeur air/huile :

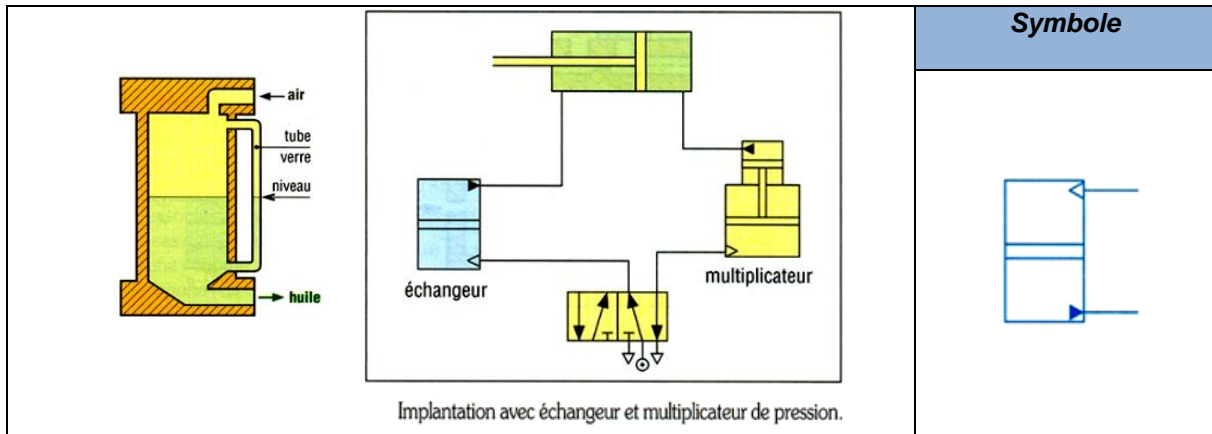


Figure 4.23 : Échangeur

2.6 Séquenceur pneumatique :

Le séquenceur pneumatique représente un moyen de réalisation des automatismes séquentiels. Le séquenceur pneumatique est une association linéaire de modules. Chaque module est construit à partir d'une mémoire bistable et de portes logiques. À chaque pas du cycle de fonctionnement d'une séquence correspond un module du séquenceur.



Figure 4.24 : Séquenceur

La réalisation pratique d'un séquenceur pneumatique se fait par le branchement en cascade de plusieurs modules. On installe les modules sur des plaques d'embase ou on les fixe sur un profilé DIN à l'aide d'attaches métalliques.

De plus, des plaques d'extrémité doivent être placées au début et à la fin de la chaîne. La plaque de tête sert à alimenter le séquenceur et à diriger le signal du début du cycle vers le premier module. La plaque de queue capte le signal de la fin du cycle et le renvoie vers le signal de début du cycle, comme le montre la figure ci-dessous.

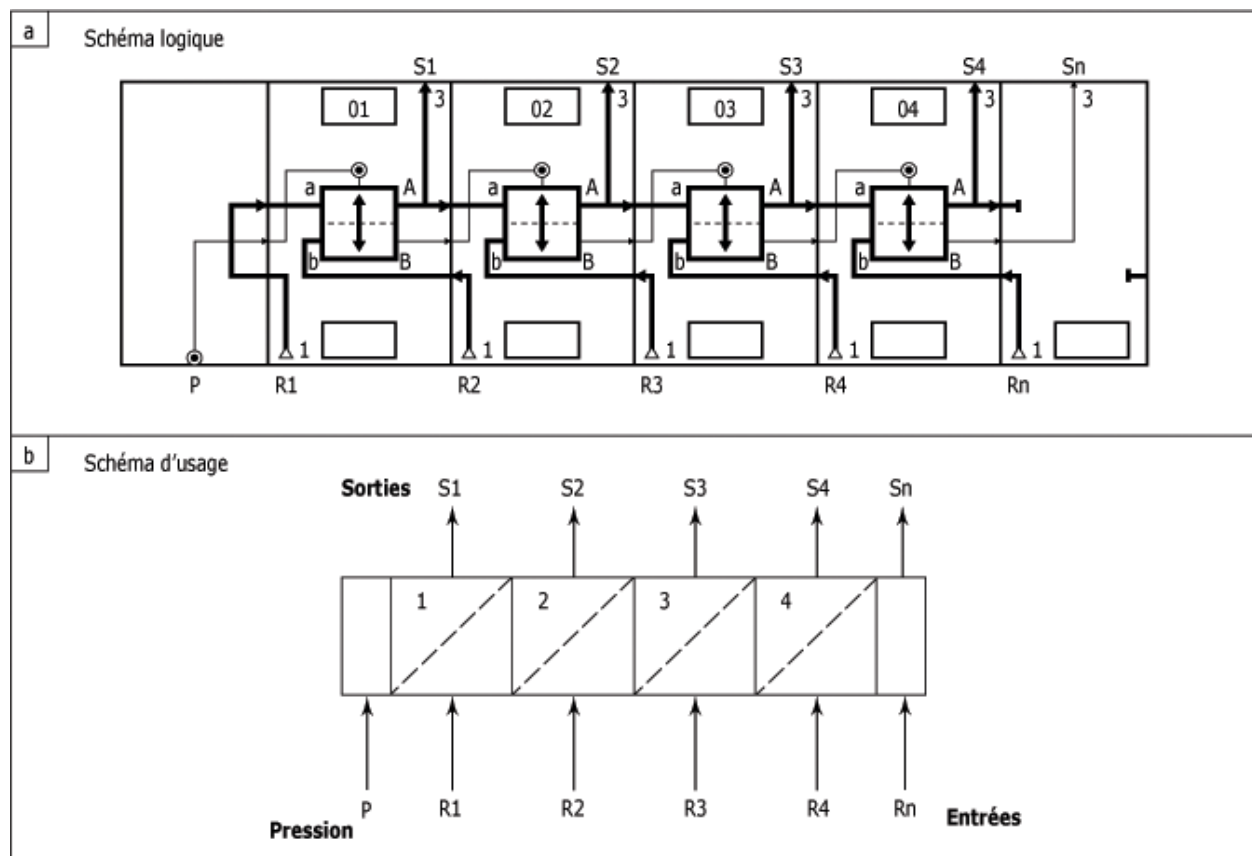


Figure 4.25 : Schéma logique et d'usage

La séquence de vérins à double effet de la figure ci-dessous d'un cycle simple compte six pas de commande. Outre les plaques d'extrémité de tête et de queue, l'ensemble du séquenceur comptera aussi six modules.

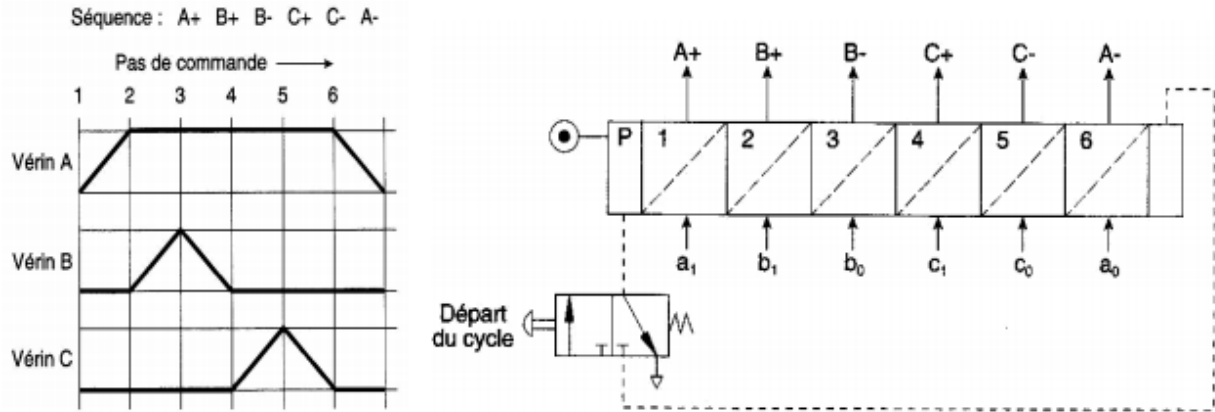


Figure 4.26 : Schéma de montage partiel

Il suffit ensuite de relier les sorties aux orifices de pilotage des préactionneurs pour commander chacun des vérins. Quant à eux, les signaux d'entrée proviennent des capteurs de fin de course qui envoient un signal de retour pour indiquer que le mouvement a été effectué.

La figure ci-dessous montre le schéma de montage complet de cette séquence.

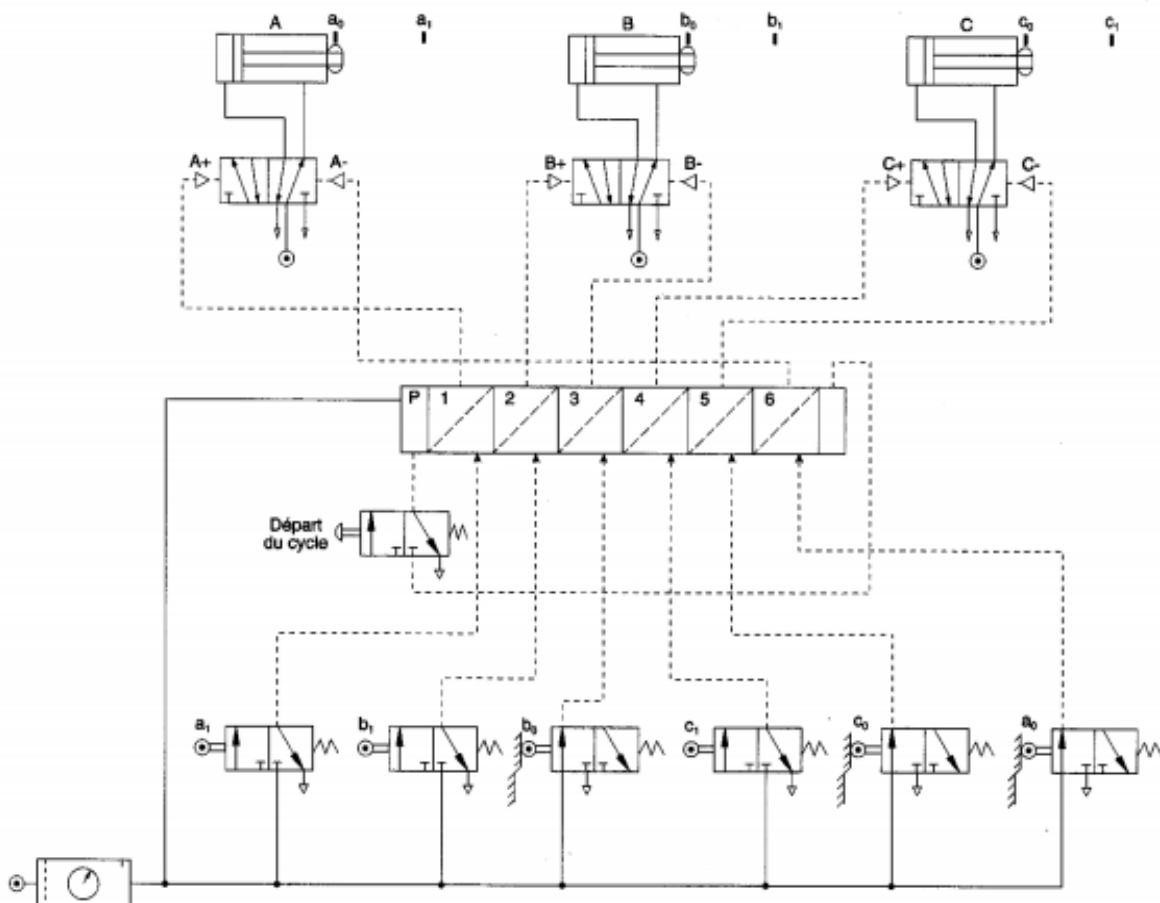


Figure 4.27 : Schéma de montage complet

3. Exercices :

Exercice 1 :

La tige d'un vérin à double effet doit sortir après l'appui sur un bouton poussoir et de nouveau rentrer après le relâchement du bouton poussoir.

Le vérin a un diamètre de 25 mm et nécessite par conséquent une quantité réduite d'air comprimé.

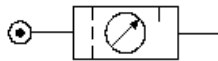
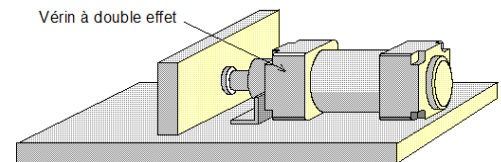
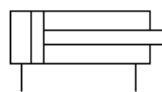
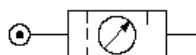


Figure 4.28 : Etude de cas n°1

Exercice 2 :

Un vérin à double effet doit sortir après l'appui sur un bouton poussoir et de nouveau rentrer lorsque le bouton poussoir a été relâché.

Le vérin a un diamètre de 250 mm et nécessite par conséquent une quantité comparativement importante d'air comprimé.



Exercice 3 :

Une station de transfert soulève des pièces d'un convoyeur. La tige du vérin doit sortir lorsqu'un distributeur 3/2 à levier à rouleau est actionné par la pièce et un bouton poussoir activé par l'opérateur. Lorsque le bouton poussoir a été relâché, la tige du vérin doit revenir à sa position de départ.

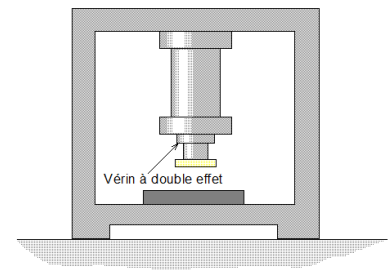


Figure 4.29 : Etude de cas n°2

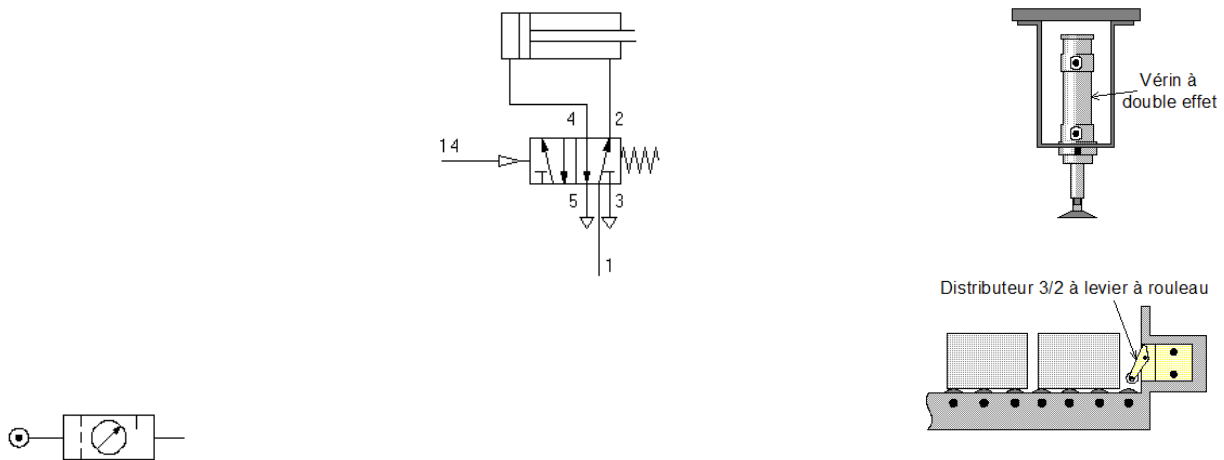


Figure 4.30 : Etude de cas n°3

Exercice 4 :

Un vérin à double effet est utilisé pour retirer des pièces dans un magasin. La tige du vérin doit sortir en position finale après l'appui sur un bouton poussoir ou sur une pédale.

Lorsque la position finale a été atteinte, la tige du vérin doit de nouveau rentrer. Un distributeur à levier à rouleau doit être utilisé pour détecter la position finale.

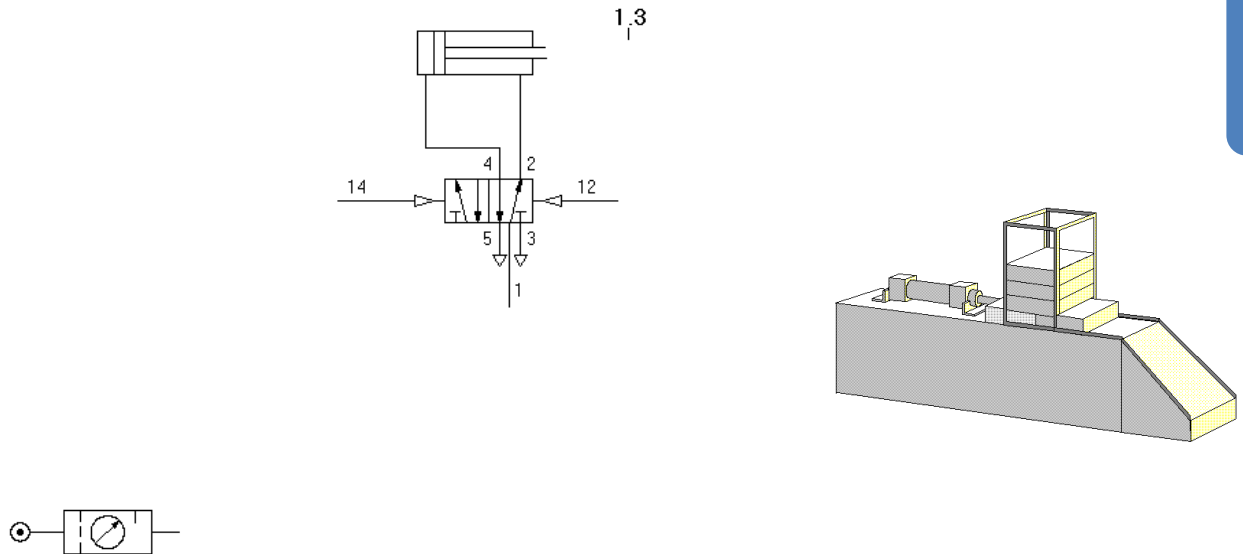


Figure 4.31 : Etude de cas n°4

Exercice 5 :

Pour prélever des pièces dans un magasin (reprendre le système de l'exercice 4), la tige du vérin à double effet doit sortir en position finale après l'appui sur un bouton poussoir puis de nouveau rentrer automatiquement.

L'arrivée à la position finale avant doit être détectée par un distributeur à levier à rouleau.

La sortie de la tige du vérin ne doit pas prendre fin au relâchement du bouton poussoir.

La vitesse du piston doit pouvoir être réglée dans les deux sens de déplacement.

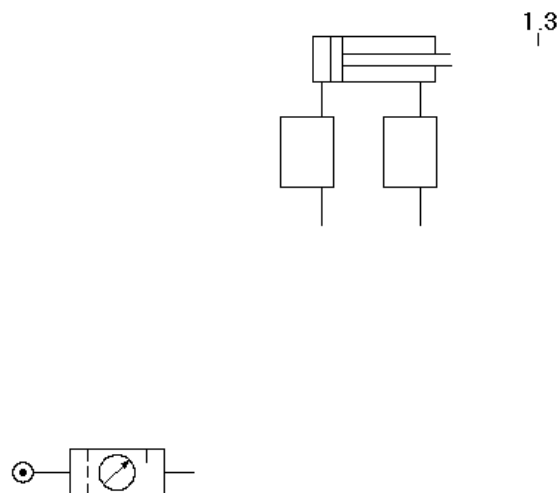


Figure 4.32 : Etude de cas n°5

Exercice 6 :

- Lorsqu'un bouton poussoir est actionné et qu'une pièce est présente, le poinçon d'un dispositif de pliage doit sortir et plier un matériau plat. Le poinçon est actionné par un vérin à double effet.

- Une soupape d'échappement rapide doit être utilisée pour accroître la vitesse de sortie. La vitesse de rentrée doit pouvoir être réglable. Lors du relâchement du bouton poussoir, le poinçon doit revenir à sa position de départ.

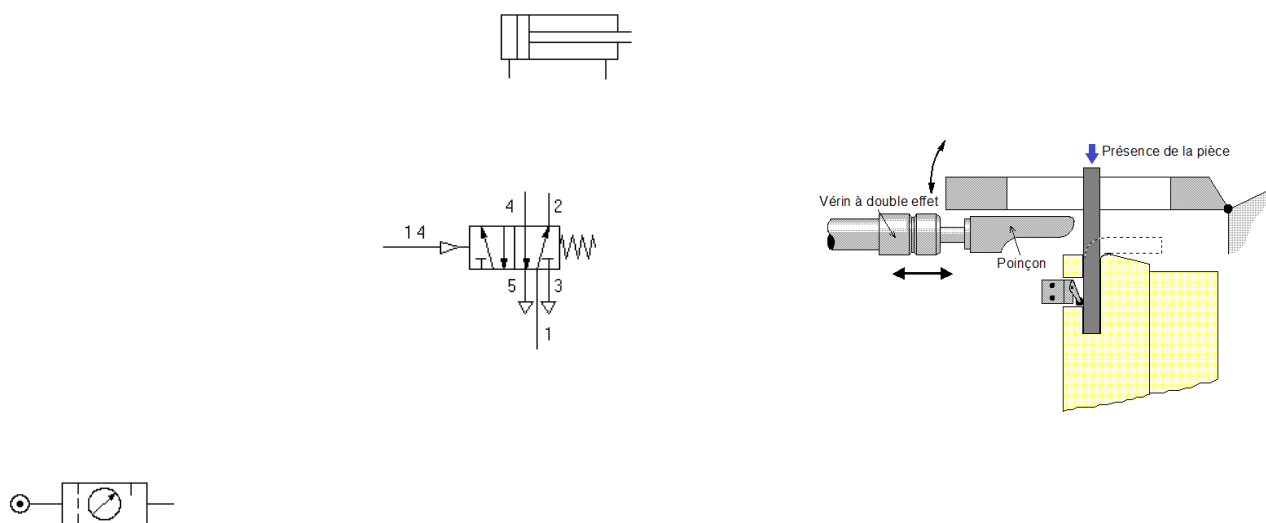
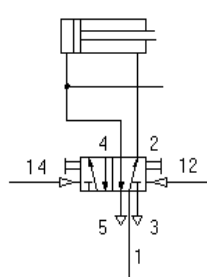


Figure 4.33: Etude de cas n°6

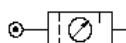
Exercice 7 :

Une pièce est marquée par un poinçon actionné par un vérin à double effet. Lorsque la pression de marquage prescrite est atteinte, la tige du vérin doit rentrer automatiquement.

La position de marquage doit être détectée avec un distributeur à levier à rouleau. Le signal de rentrée doit être produit uniquement lorsque la tige du vérin a atteint la position de marquage.



La pression dans le cylindre doit être indiquée par un manomètre



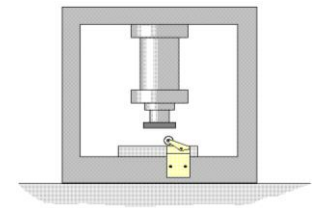


Figure 4.34 : Etude de cas n°7

Exercice 8 :

Un vérin à double effet est utilisé pour presser et coller des pièces. Sa tige sorte, lentement, après l'appui sur un bouton poussoir et la présence de la plaque presseuse en position initiale.

Lorsque la position de pressage est atteinte, la tige du vérin doit revenir en arrière automatiquement au bout d'environ 6 secondes. La vitesse de rentrée doit être rapide mais réglable.

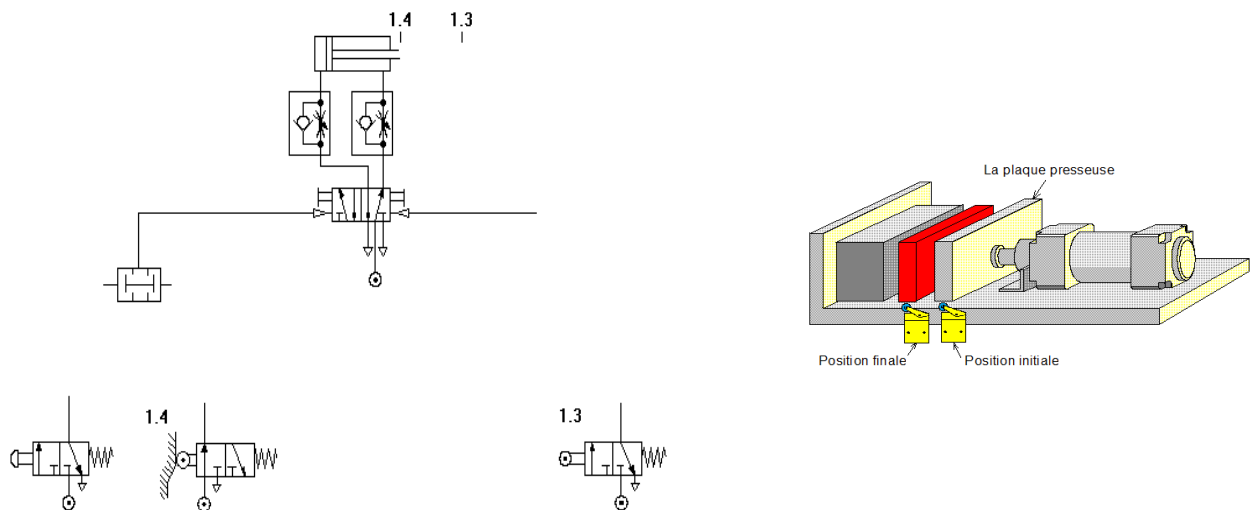
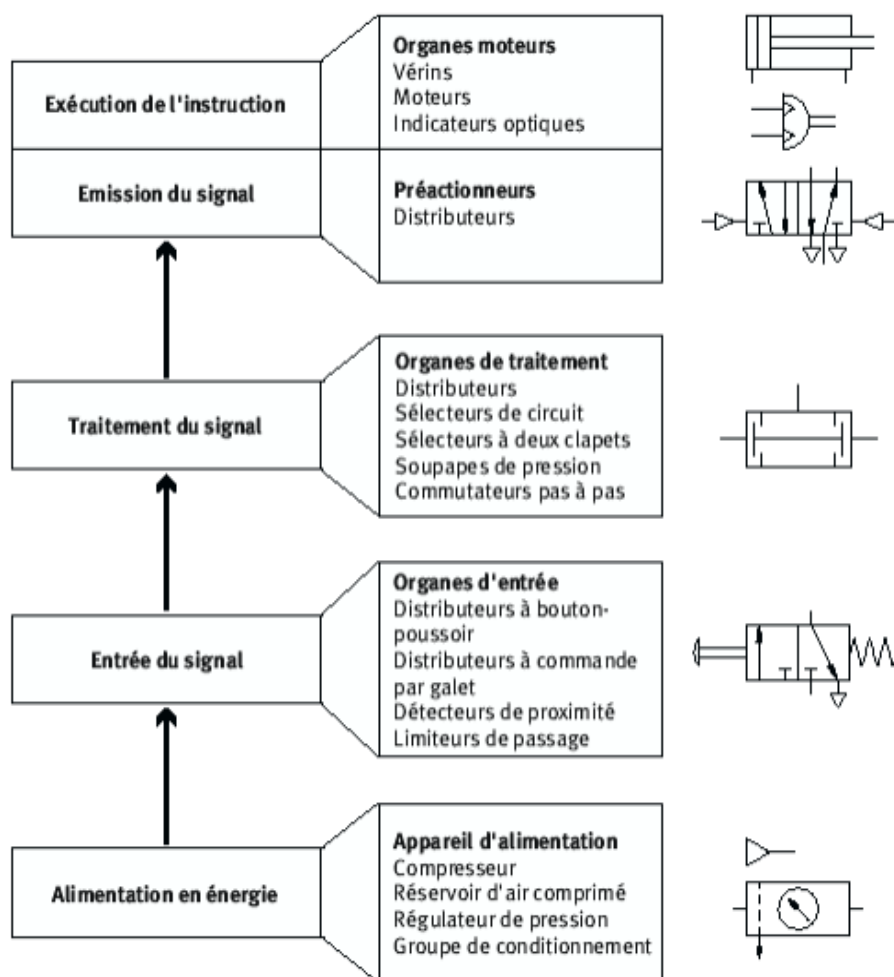


Figure 4.35 : Etude de cas n°8

Chapitre 5

Les Circuits Electropneumatiques (de commande)



1. Composantes des circuits électropneumatiques :

1.1 Principe du champ magnétique :

Selon le principe de l'électromagnétisme, une bobine constituée de plusieurs spires de fil de cuivre produit un champ magnétique à l'intérieur de son noyau lorsqu'elle est parcourue par un courant I . De plus on a découvert que les lignes de force magnétique traversent plus facilement une barre de fer doux que l'air libre. Donc en ajoutant cette barre on renforce l'action magnétique. Si l'on permet à la barre de fer de se déplacer, elle suivra les lignes de force ; plus les lignes de force magnétique seront fortes, plus la tige aura une force de poussé élevée, permettant de transformer l'énergie électrique en mouvement linéaire mécanique. Ce phénomène est l'origine, en autres, des solénoïdes et des bobines des relais.

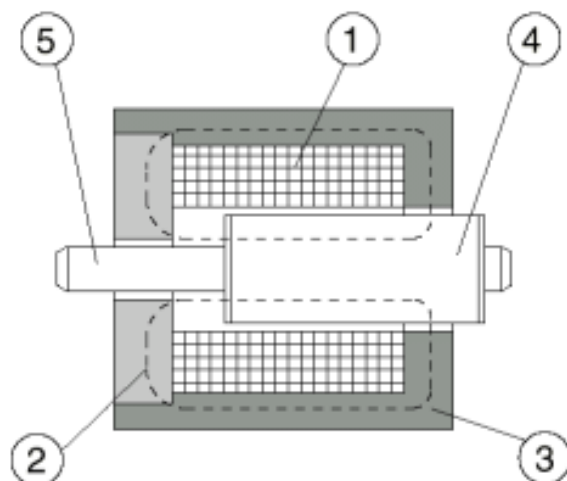


Figure 5.1 : Solénoïdes

Un solénoïde est constitué d'un plongeur en forme de « T » qui se déplace à l'intérieur d'un champ magnétique. Le magnétisme est créé par une bobine enroulée autour d'une structure en forme de « C ».

A l'état de repos, le plongeur est généralement repoussé par un ressort, de sorte qu'il y a un espace entre la structure et le plongeur. Comme aucune alimentation n'excite la bobine, il n'y a pas des lignes de force qui tentent à tirer le plongeur. Lorsque la bobine devient énergisante, des lignes de forces sont créées. Lignes de forces de la structure et les deux parties du solénoïde deviennent soudées ensemble par une force magnétique. Sous l'effet du déplacement du plongeur, une tige permet d'actionner un mécanisme quelconque. Ce principe est l'origine des électrodistributeurs et des relais.

1.2 Électrodistributeurs :

On appelle électrodistributeur un distributeur pneumatique commandé à l'aide d'un signal électrique. On compte principalement deux sortes : A pilotage électrique A pilotage électropneumatique.

Distributeur typique

- **Dénomination des composants d'un distributeur 5/2 à commande électropneumatique et rappel par ressort**

- (1) Bobine (15 mm)
- (2) Piston
- (3) Tiroir avec douille
- (4) Corps
- (5) Ressort de rappel
- (6) Orifices de raccordement 2, 4
- (7) Indicateur de pression
- (8) Commande manuelle auxiliaire
- (9) Raccordements électriques

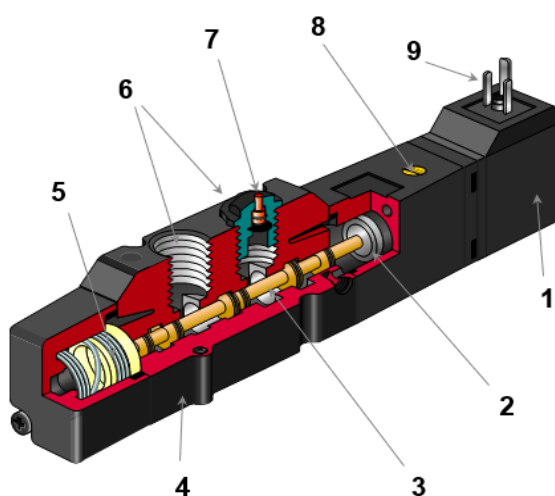


Figure 5.2 : Vue en coupe d'un distributeur

Pilotage électrique :

Sur un électrodistributeur à pilotage électrique, l'action de la tige reliée au plongeur du solénoïde agit directement sur le tiroir du distributeur. Autrement dit, la force du champ magnétique déplace le tiroir de l'électrodistributeur.

Pour que le distributeur enclenché il faut maintenir une tension aux bornes du solénoïde sans quoi le ressort placé du côté opposé du solénoïde replacera le tiroir du distributeur à l'état de repos.

Le modèle d'électrodistributeur illustré se classe parmi les distributeurs monostable, car il est muni d'un ressort de rappel. Il existe des électrodistributeurs dits bistable, car ils ont la capacité de mémoriser leur état.

▪ **Pilotage électropneumatique :**

L'expression « pilotage électropneumatique » signifie que par le déplacement de sa tige, le solénoïde ouvre le passage à l'air comprimé afin de piloter le tiroir du distributeur.

Autrement dit, c'est l'air qui déplace le tiroir du distributeur sous la commande de signal électrique.

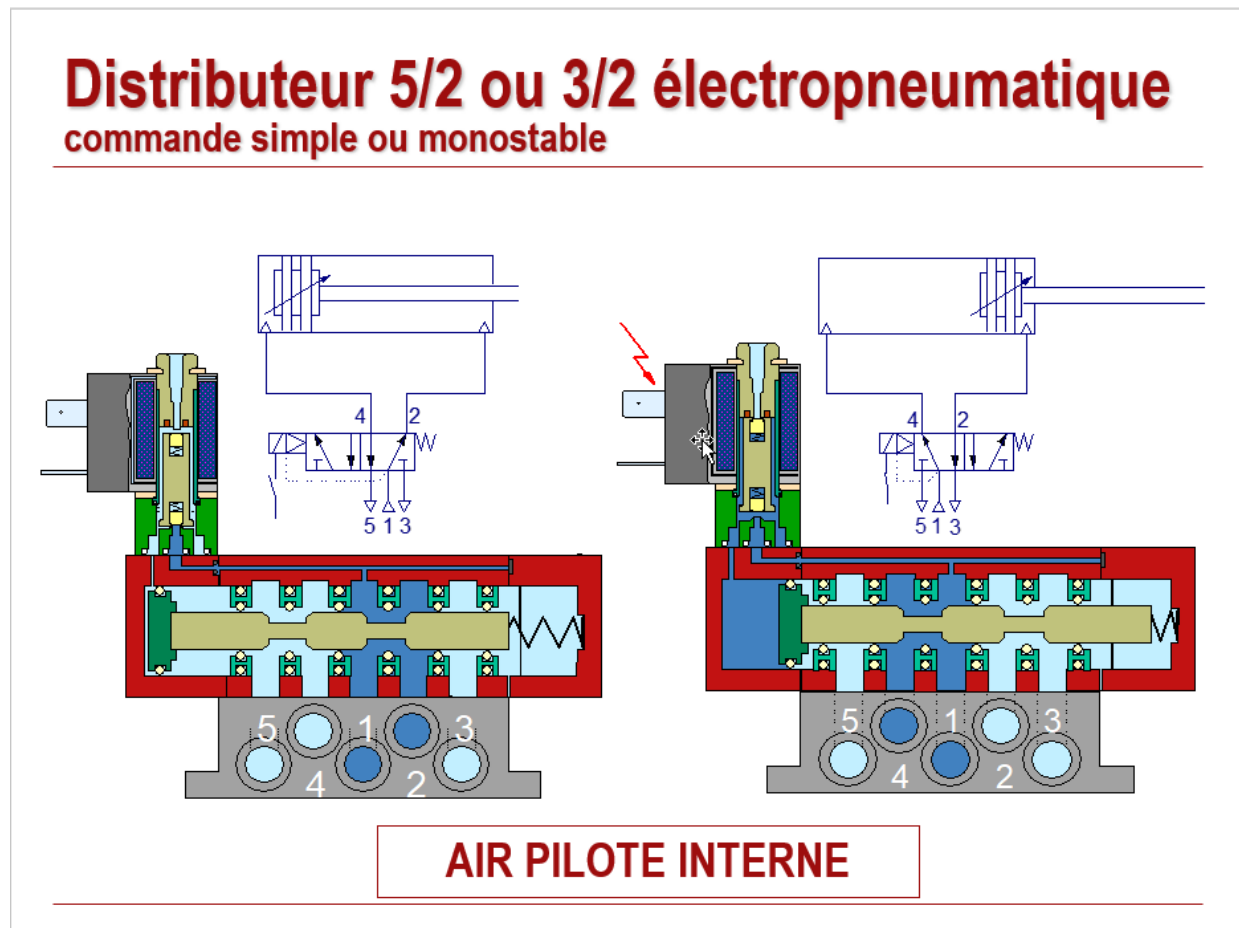


Figure 5.3 : Distributeur électropneumatique

Noter qu'avec ce genre de distributeur, il faut absolument que la pression de l'air soit présente avant l'application du signal de commande électrique.

2. Circuits fondamentaux :

- Commander un vérin simple effet

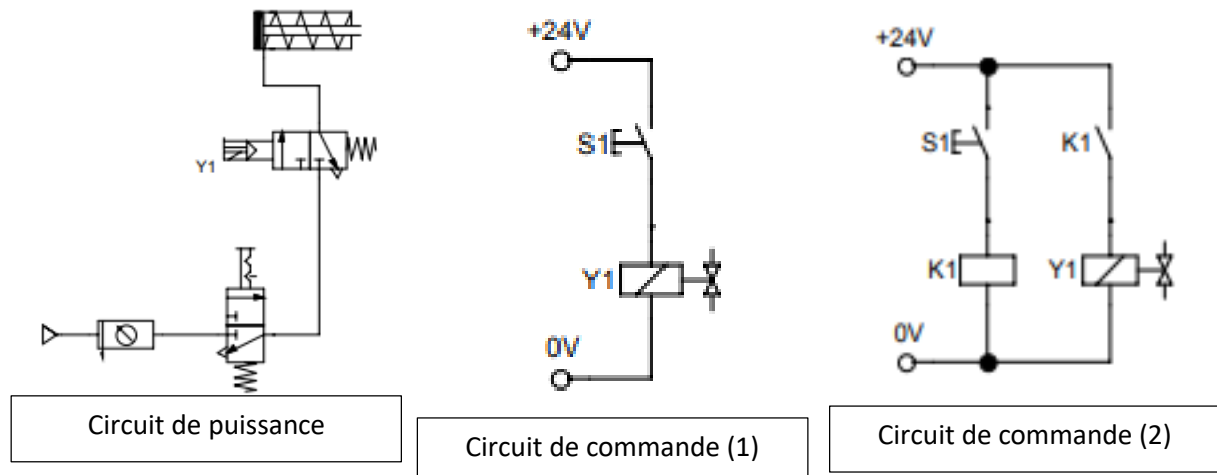


Figure 5.4 : Commande d'un vérin simple effet

- Commander un vérin à double effet

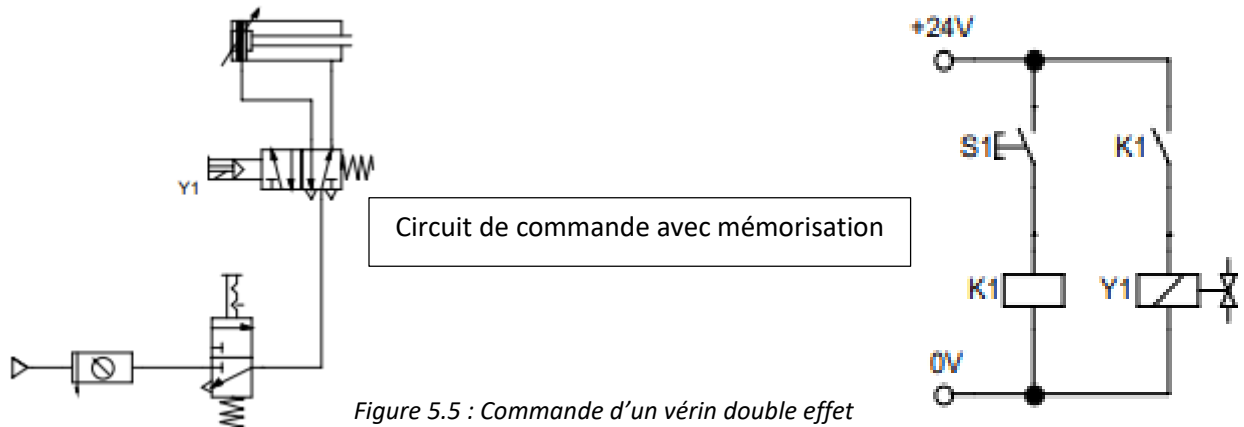


Figure 5.5 : Commande d'un vérin double effet

- Commander en série d'un vérin simple effet et d'un vérin à double effet

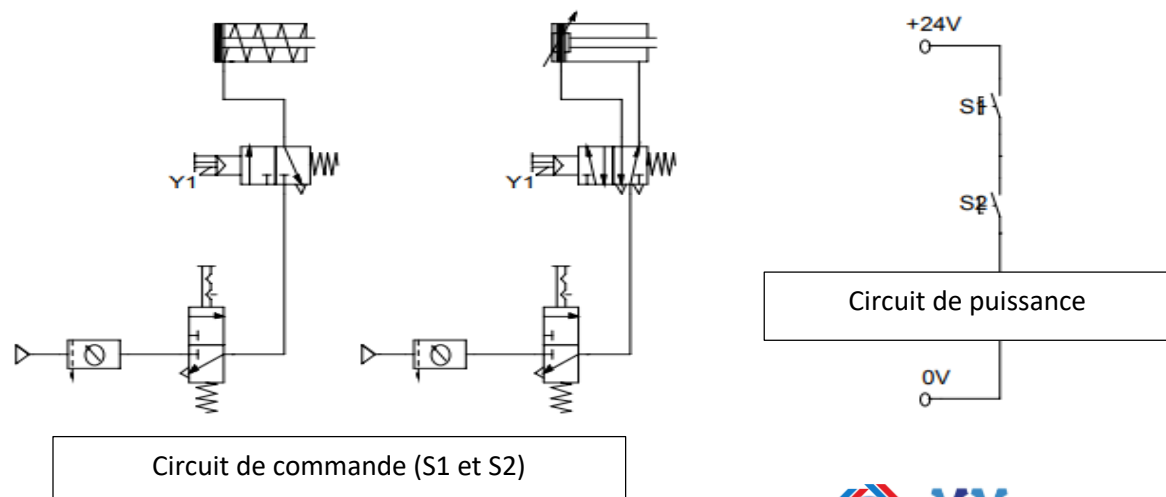


Figure 5.6 : Commande en série

- Commander en parallèle d'un vérin simple effet et d'un vérin à double effet

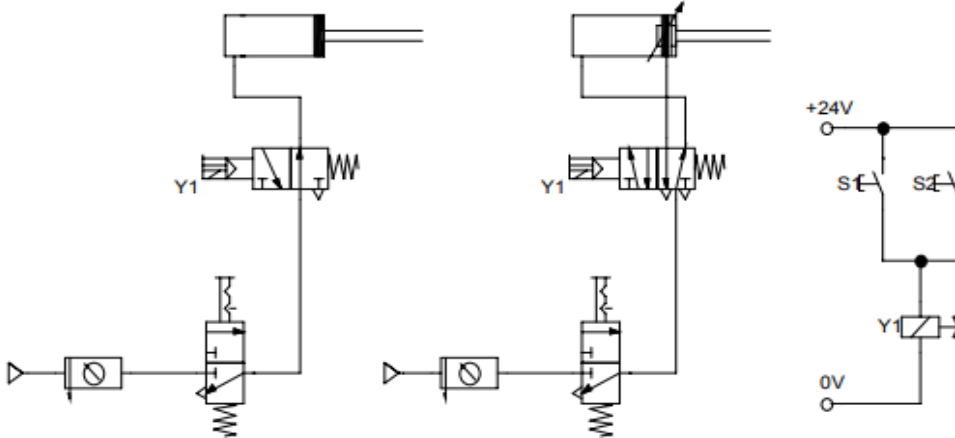


Figure 5.7 : Commande en parallèle

- Inversion automatique d'un vérin

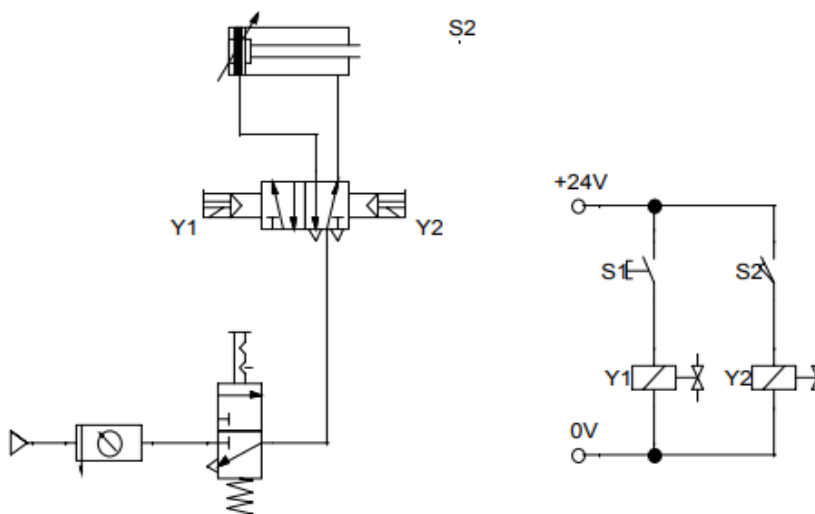


Figure 5.8 : Inversion automatique d'un vérin

- Mouvement va-et-vient d'un vérin double effet

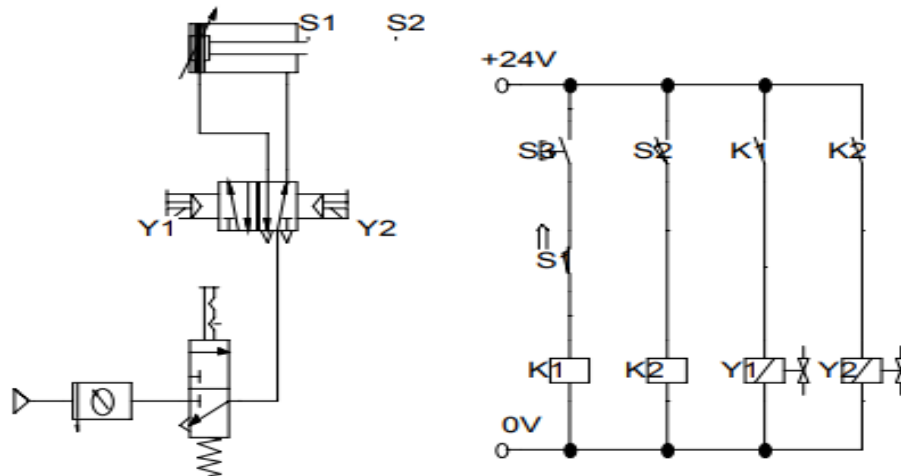


Figure 5.9 : Va et vient d'un vérin

- Commande d'un vérin par un circuit de maintien

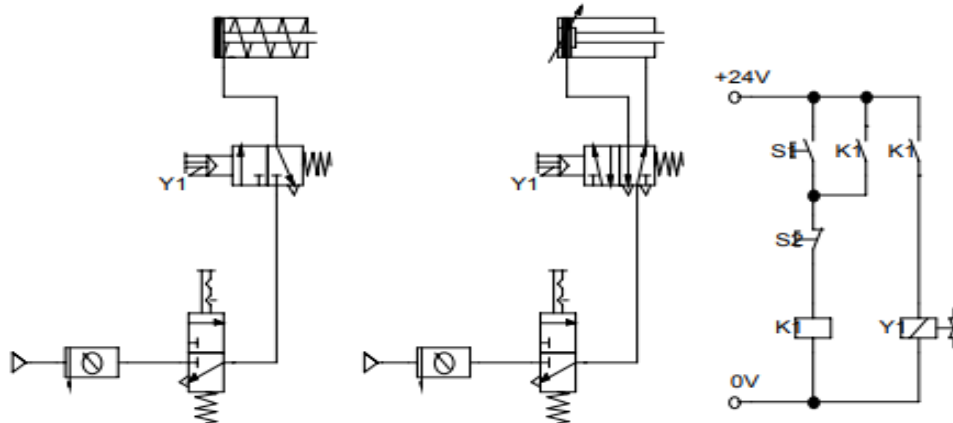


Figure 5.10 : Commande par circuit de maintien

- Bloqueurs :

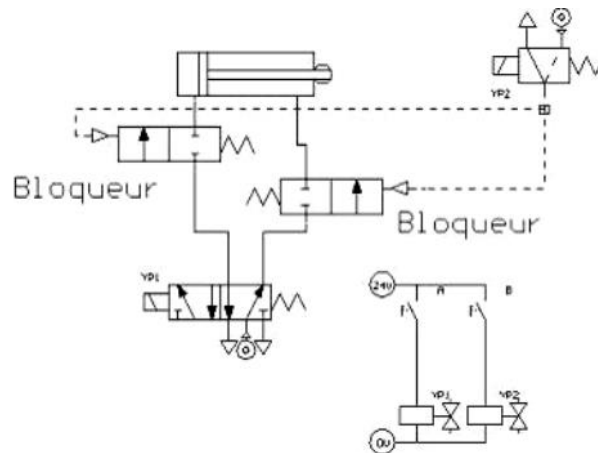


Figure 5.11 : Bloqueur

- Technique du vide : Venturi

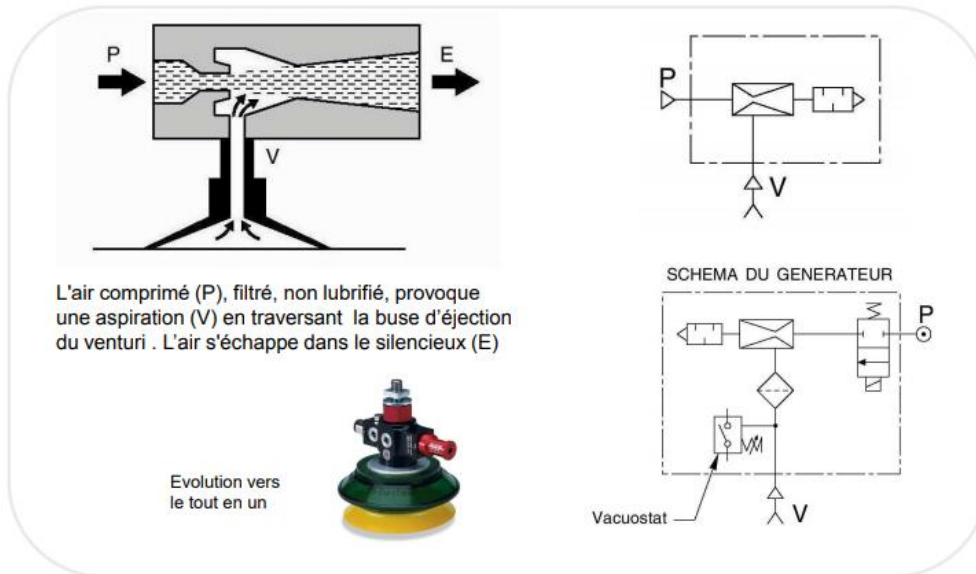


Figure 5.12 : Venturi

- Principe du contre soufflage

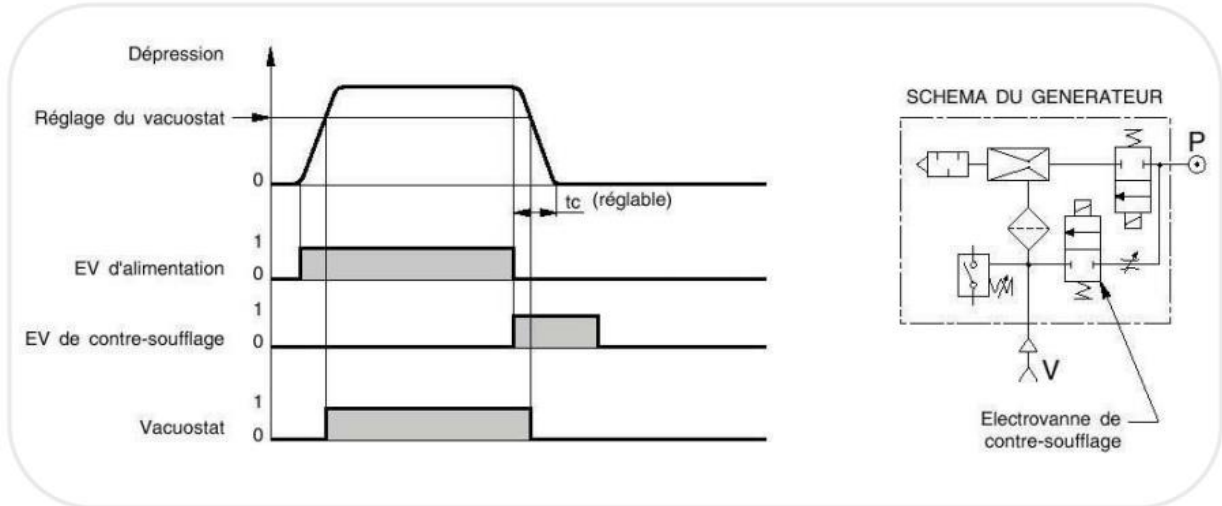


Figure 5.13 : Contre soufflage

Symbolisation pneumatique - COMPOSANTS PNEUMATIQUES

EXEMPLES DES PRINCIPAUX SYMBOLES PRESENTES DANS CE CATALOGUE

| orifices/positions | fonction | commande pneumatique | | | commande électropneumatique (1) | | | |
|--------------------|-------------|----------------------|--|--------------|---------------------------------|---|----------------------------|---------------------|
| | | symbole | commande | rappel | symbole | commande | rappel | |
| 3/2 | Cde directe | NF | - | - | - | | électrique | ressort |
| | | NO | - | - | - | | électrique | ressort |
| | | U | - | - | - | | électrique | ressort |
| | Cde pilotée | NF | | pneumatique | ressort | | électro-pneumatique | ressort |
| | | NF | | pneumatique | pneumatique | | électro-pneumatique | électro-pneumatique |
| | | NO | | pneumatique | ressort | | électro-pneumatique | ressort |
| 4/2 | | | pneumatique | ressort | | électro-pneumatique | ressort | |
| 5/2 | | | pneumatique | ressort | | électro-pneumatique | ressort | |
| | | | pneumatique | différentiel | | électro-pneumatique | pneumatique différentiel | |
| | | | pneumatique | pneumatique | | électro-pneumatique | pneumatique | |
| | | - | - | - | | électro-pneumatique | électropneum. différentiel | |
| | | - | - | - | | électro-pneumatique | électro-pneumatique | |
| 5/3 | W1 | | centre fermé (W1) commandes pneumatiques | | | centre fermé (W1) commandes électropneumatiques | | |
| | W2 | | centre ouvert à la pression (W2) commandes pneumatiques | | | centre ouvert à la pression (W2) commandes électropneumatiques | | |
| | W3 | | centre ouvert à l'échappement (W3) commandes pneumatiques | | | centre ouvert à l'échappement (W3) commandes électropneumatiques | | |

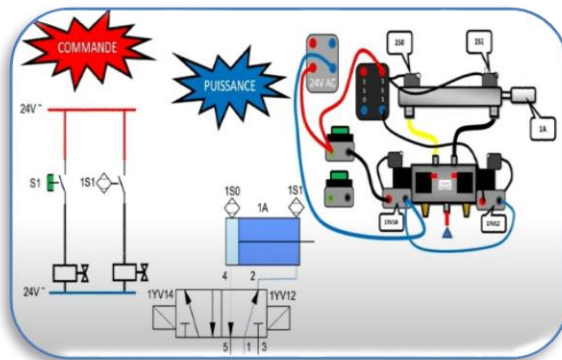
(1) Avec commandes manuelles sur pilotes électriques

Figure 5.14 : Symbolisation pneumatique

Vidéos learning

Câblage électropneumatique

V6



Lien hypertexte



Chapitre 6

Les récepteurs pneumatiques



Les actionneurs pneumatiques convertissent l'énergie de puissance pneumatique en énergie mécanique de translation, de rotation ou d'aspiration.

Parmi les actionneurs pneumatiques, on retrouve principalement les **vérins**, les **moteurs** et les **ventouses**.

1. Les vérins pneumatiques :

1.1 Définition et fonction :

Les vérins pneumatiques transforment l'énergie d'un fluide sous pression en une énergie mécanique de translation. Ils utilisent l'air comprimé, de **2 à 10 bars** en usage courant. Ils peuvent soulever, pousser, tirer, serrer, tourner, bloquer, percuter, ...

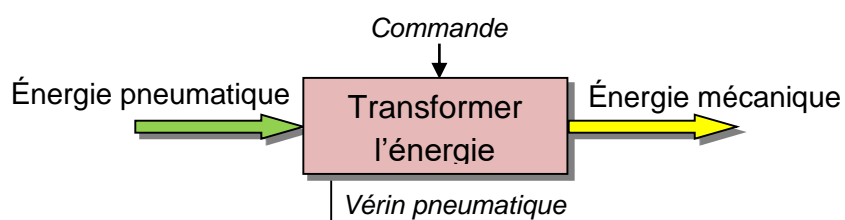
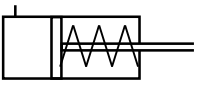

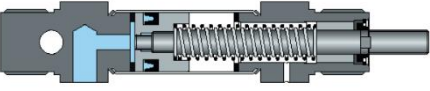
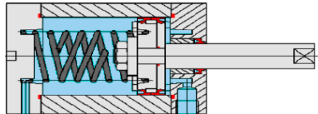
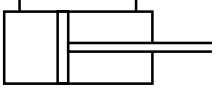
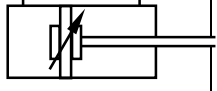
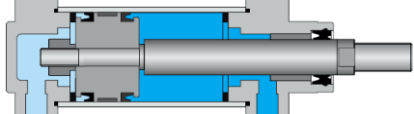
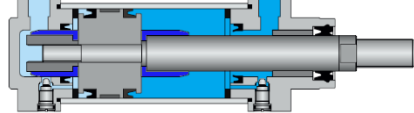
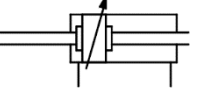
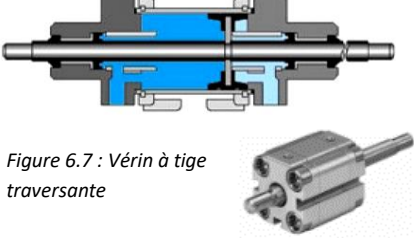


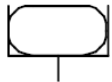
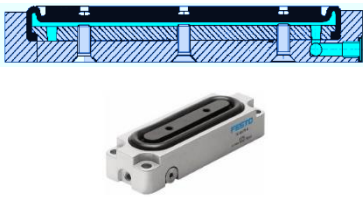
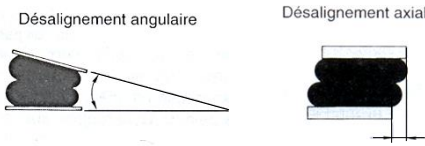
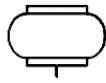
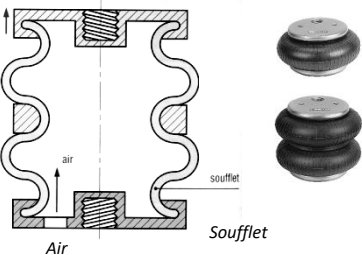


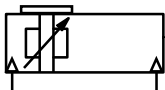
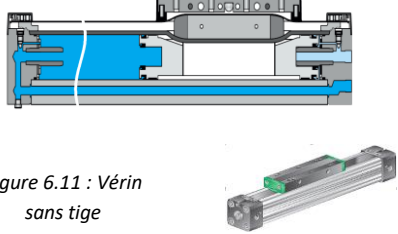
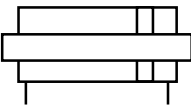

Figure 6.1 : Modélisation du vérin pneumatique



Figure 6.2 : Vérin pneumatique

1.2 Principaux types de vérins :

| | Symboles | Schémas |
|---|--|---|
| Vérin simple effet | | |
| <p>La pression exerce une force sur le piston. Par suite de cette force le piston fait sortir la tige du piston hors du vérin. Quand la pression chute le ressort incorporé du vérin fait retourner le vérin en position de repos.</p> <p>Le vérin à traction est principalement utilisé sur les systèmes de freinage pour les camions.</p> |   |  <p style="text-align: center;"><i>Figure 6.3 : Vérin à pousser</i></p>  <p style="text-align: center;"><i>Figure 6.4 : Vérin à traction</i></p> |
| Vérin double effet | | |
| <p>Dans un vérin double effet, le piston se déplace dans les deux sens grâce à la pression de l'air comprimé.</p> <p>Un piston qui bute contre une des culasses avec une vitesse trop élevée peut endommager le vérin.</p> <p>C'est pourquoi il est préférable de freiner la vitesse du piston avant que celui-ci n'atteigne la fin de sa course.</p> <p>Pour cela il est à conseiller d'utiliser des vérins avec amortisseurs de fin de courses réglables.</p> |   |  <p style="text-align: center;"><i>Figure 6.5 : Sans amortisseur de fin de cours</i></p>  <p style="text-align: center;"><i>Figure 6.6 : Avec amortisseur de fin de cours</i></p> |
| Vérins spéciaux | | |
| Vérin à tige traversante : |  |  <p style="text-align: center;"><i>Figure 6.7 : Vérin à tige traversante</i></p> |
| Vérin à membrane : | | |

| | | |
|--|---|---|
| <p>Étant donné que la course ne dépasse pas quelques millimètres, ces modules sont presque uniquement utilisés pour des opérations de serrage.</p> |  |  <p>Figure 6.8 : Vérin à membrane</p> |
| <p>Vérin à soufflet :</p> <p>C'est un vérin simple qui permet d'avoir un désalignement axial et angulaire.</p> <p>Désalignement angulaire Désalignement axial</p>  |  |  <p>Figure 6.9 : Vérin à soufflet</p> |
| <p>Muscle pneumatique :</p> <p>En ajoutant de l'air comprimé, les fibres de la paroi du vérin se contractent, ce qui crée une force de traction entre les deux extrémités.</p> |  |  <p>Figure 6.10 : Vérin muscle</p> |
| <p>Vérin sans tige :</p> <p>C'est un vérin double effet pneumatique. Il est deux fois moins encombrant qu'un vérin classique à tige, l'espace d'implantation est divisé par 2.</p> |  |  <p>Figure 6.11 : Vérin sans tige</p> |
| <p>➔ Propriétés : pas de rotation de la tige ; vitesse de déplacement pouvant être élevées (3 m/s et plus) ; courses possibles très grandes (7 m et plus) ; pas de problème lié au flambage de la tige ; efforts et vitesses identiques dans les deux sens mais étanchéité plus fragile.</p> | | |
| <p>Vérins à tige creuse :</p> <p>C'est un vérin particulier dont la tige est creuse. Cette tige de piston creuse permet ainsi le passage de câbles ou de fluides.</p> <p>Utilisation : Il est utilisé dans les applications de préhension par le vide en fixant la ventouse directement en bout de tige, l'aspiration se faisant à travers la tige du vérin.</p> |  |  <p>Figure 6.12 : Vérin à tige creuse</p> |
| <p>Vérin rotatif :</p> | | |

À crémaillère → l'énergie du fluide est transformée en mouvement de rotation. L'angle de rotation peut varier de 90° à 360°. Les amortissements sont possibles.

À palette → Un certain nombre de palettes sont mis en mouvement grâce à la poussée d'huile provenant de l'orifice d'admission l'autre orifice est mis à la bêche. Les fuites internes augmentent avec la pression de service.

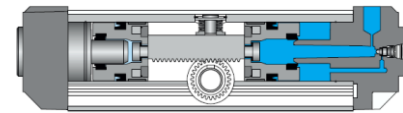
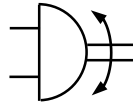
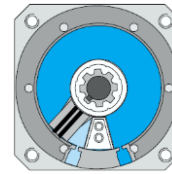


Figure 6.13 : Vérin rotatif



1.3 Éléments constitutifs d'un vérin double effets :

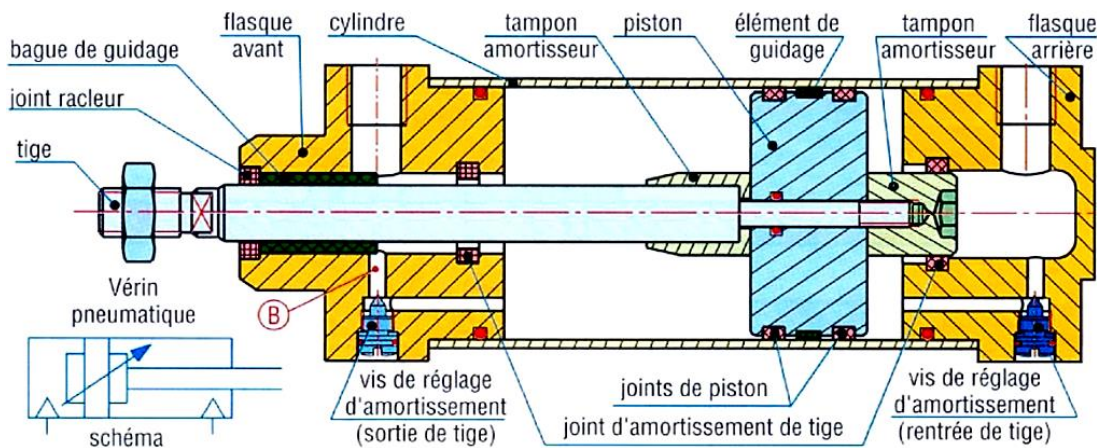


Figure 6-14. : Composition d'un vérin pneumatique

1.4 Contre pression d'échappement :

Elle est employée pour régler et réguler (*maintenir constante*) la vitesse de la tige ; le réglage est obtenu par des régleurs placés à l'échappement. Cette contre-pression, de 30 à 40 % de la valeur de la pression de démarrage en pneumatique, amène un effort antagoniste

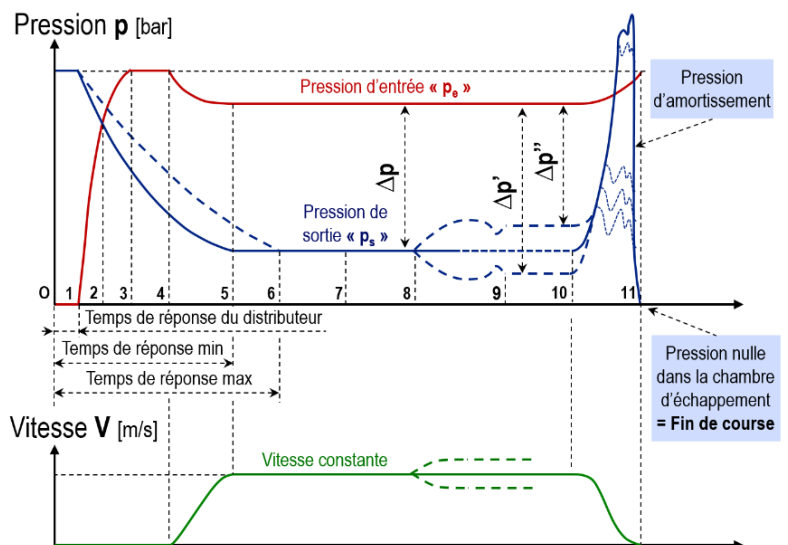
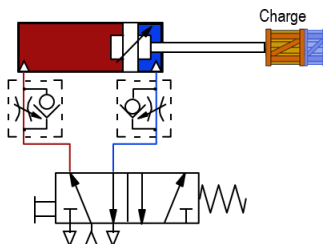


Figure 6-15. : Les différentes pressions mises en jeu dans un vérin

1.4.1- Description des courbes :

| La courbe p_e | La courbe p_s |
|---|---|
| L'évolution de la pression dans la chambre d'admission du côté opposé à la tige. | L'évolution de la contre-pression dans la chambre à l'échappement du côté de la tige. |
| <p>La pression monte progressivement puis atteint le seuil maximal inférieur ou égal à la pression d'utilisation p.</p> <p>La pression au moment du démarrage dépend de l'effort résistant à l'extrémité de la tige. Puis la sortie de tige a lieu. La pression chute alors dans la chambre A et sa valeur va dépendre de la vitesse du vérin. En fin de course, la pression remonte à la valeur p.</p> | <p>La pression chute de la valeur p à la valeur de la contre-pression. Elle se maintient à cette valeur pendant la course et devient nulle après l'arrêt du vérin.</p> <p>Si le vérin est amorti en fin de course, la pression augmente énormément puis recèdent vers zéros.</p> |

1.4.2- Remarques :

| | |
|-------------------------------|---|
| - La pression de démarrage | - C'est la pression nécessaire à la mise en mouvement de la charge. |
| - La pression motrice, | - C'est celle qu'il faut pour maintenir le mouvement à vitesse constante. |
| - La pression d'amortissement | - C'est celle qui freine la charge en fin de course. |
| - La pression efficace | - C'est la pression réellement utile pour déplacer la charge (celle qui donne F_{charge}). |

1.5 Remarque : (Bilan des efforts exercés)

$$F_{th} = F_d + F_{frottements} + F_{contre-pression}$$

1.6 Grandeurs associées :

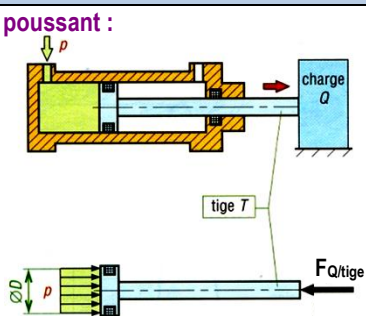
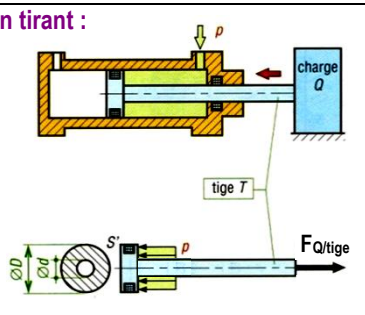
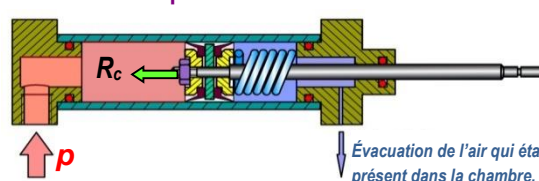
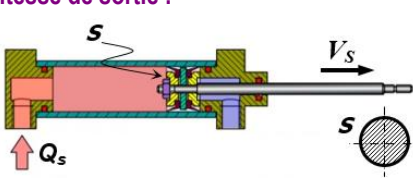
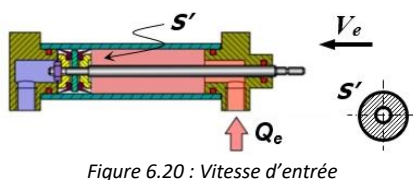
| Grandeurs | Définitions | Symboles | Observation et formules |
|------------------|--|------------|--|
| Effort théorique | <p>En poussant :</p>  | $F_{th p}$ | $F_{th p} = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$ |

Figure 6.16 : Effort en poussant

| | | | |
|--|---|---|---|
| | <p>En tirant :</p>  <p>Figure 6.17 : Effort en tirant</p> | $F_{th t}$ | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 10px;"> Efforts en [daN] ou en [N] Diamètres en [cm] ou en [m]. Pression en [bar] ou en [Pa] </div> $F_{th t} = p \cdot S' = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$ |
| | <p>Pour un vérin simple effet :</p>  <p>Figure 6.18 : Cas d'un vérin simple effet</p> | $F_{th} = p \cdot S - R_c$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> R_c : Réaction du ressort </div> | |

| | | | |
|---------|---|-------|---|
| Vitesse | <p>Vitesse de sortie :</p>  <p>Figure 6.19 : Vitesse de sortie</p> | V_s | $V_s = \frac{Q_s}{S}$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> V_s et V_e sont en [m/s] Q_s et Q_e sont en [m³/s] S et S' sont en [m²] </div> |
| | <p>Vitesse de retour :</p>  <p>Figure 6.20 : Vitesse d'entrée</p> | V_e | $V_e = \frac{Q_e}{S'}$ |

| | | | |
|------------|---|----------|--|
| Puissances | <p>Puissance mécanique : (utile)</p> $P_m = \frac{W}{t} \rightarrow P_m = \frac{F \times C}{t}$ | P_m | $P_m = F \times V$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 5px;"> P_m : puissance mécanique [W]. V : vitesse de la tige [m/s]. F : effort utile du vérin [N]. </div> |
| | <p>Puissance pneumatique : (dépendée)</p> <p>- Pour transporter de la puissance, le fluide pneumatique doit se déplacer sous pression.</p> | P_{pn} | $P_{pn} = p \times Q_v$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 5px;"> P_{pn} : puissance pneumatique [W]. p : pression [Pa]. Q_v : débit [m³/s]. </div> |

| | | | |
|-----------------------------------|---|----------|---|
| Taux de charge ou Rendement | <p>Rendement mécanique :</p> <p>Les frottements internes au vérin (<i>joint d'étanchéité et bague de guidage</i>) amènent une perte d'énergie et abaissent le rendement mécanique.</p> | η_m | La majorité des constructeurs indique cette valeur, qui varie entre 0,85 et 0,95. Nous adopterons une valeur moyenne de rendement mécanique : |
|-----------------------------------|---|----------|---|

| | | | |
|---|---|----------|--|
| global | | | $\eta_m = 0,9$ |
| | <p>Rendement pneumatique :</p> <p>La présence d'une contre pression, obligatoire pour la régulation de vitesse, s'opposant au travail moteur de l'actionneur. Cette perte de puissance abaisse le rendement pneumatique.</p> | η_p | <p>Pour ce faire, une valeur expérimentale maximale de rendement pneumatique est caractérisée par :</p> <p>$\eta_p = 0,75$</p> |
| | <p>Taux de charge ou rendement global :</p> <p>Si l'on cumule ces deux pertes, on obtient un rendement global du vérin. Ce rendement est le plus souvent appelé taux de charge (t_c).</p> | t_c | <p>$t_c = \eta_m \times \eta_p$</p> <p>→ En pratique :</p> <p>$0,5 \leq \text{taux de charge } t_c \leq 0,75$</p> |
| <p>- Le taux de charge optimal pour dimensionner un vérin pneumatique est $t_c = 0,6$</p> <p>- Si t_c est petit ($t_c < 0,5$) le vérin est peu chargé et sa durée de vie est grande.</p> <p>- Si t_c est grand ($t_c > 0,75$) le vérin est chargé et sa durée de vie est courte.</p> | | | |

1.7 Détermination d'un vérin pneumatique :

1.7.1- Charge dynamique appliquée aux vérins :

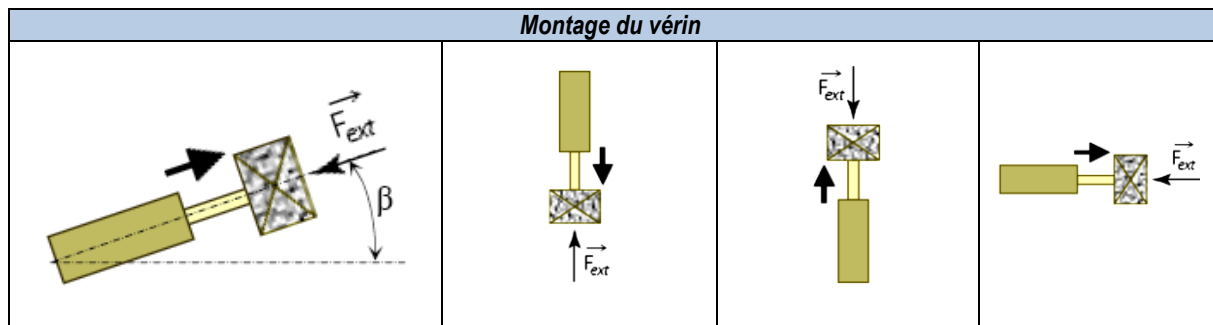


Figure 6.21 : Charge dynamique appliquée aux vérins

| Calcul de la charge dynamique | | | |
|--|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------|
| $C_d = F_{ext} + m.g.\sin \beta + m.a$ | $C_d = F_{ext} - m.g + m.a$ | $C_d = F_{ext} + m.g + m.a$ | $C_d = F_{ext} + m.a$ |
| L'accélération au démarrage | | | |
| $5 < a < 10 \text{ m/s}^2$ | | | |

1.7.2- Charge statique appliquée aux vérins :

| Calcul de la charge statique | | | |
|----------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------|
| $C_S = F_{ext} + m.g.\sin \beta$ | $C_S = F_{ext} - m.g$ | $C_S = F_{ext} + m.g$ | $C_S = F_{ext}$ |

1.7.3- Charge limite développée par le vérin :

| Effort statique (Sans déplacement) | | Effort dynamique (Lors d'un déplacement) | |
|---------------------------------------|------------------------------------|---|-----------------------------------|
| Effort développé en poussant | Effort développé en tirant | Effort développé en poussant | Effort développé en tirant |
| $F_{sp} = F_{th\ p} \times \eta_m$ | $F_{st} = F_{th\ t} \times \eta_m$ | $F_{dp} = F_{th\ p} \times t_c$ | $F_{dt} = F_{th\ t} \times t_c$ |

1.7.4- Détermination des diamètres du vérin :

a. Méthode analytique :

Pour que le vérin résiste au chargement extérieur, il faut que :

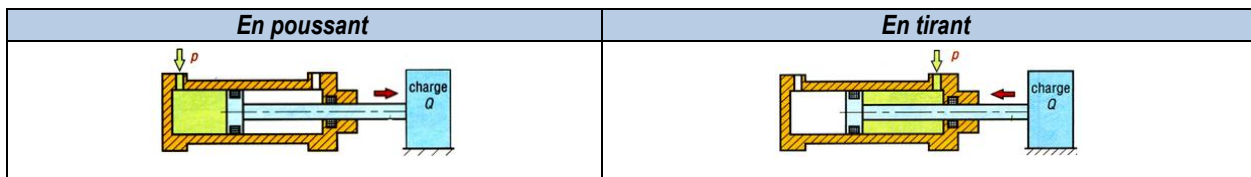


Figure 6.22 : Déplacement de la charge

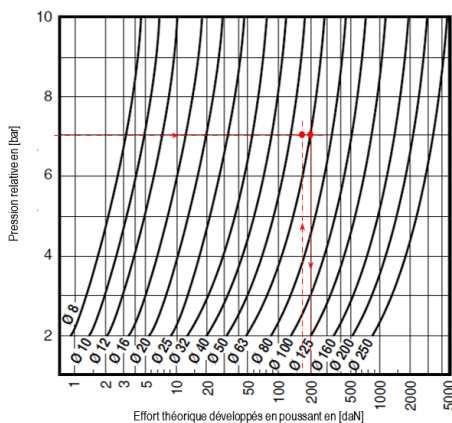
| En statique | |
|---|---|
| $C_s \leq F_{sp} \Rightarrow D^2 \geq \frac{4 \cdot C_s}{\pi \cdot \eta_m \cdot p}$ | $C_s \leq F_{st} \Rightarrow D^2 - d^2 \geq \frac{4 \cdot C_s}{\pi \cdot \eta_m \cdot p}$ |

| En dynamique | |
|--|--|
| $C_d \leq F_{dp} \Rightarrow D^2 \geq \frac{4 \cdot C_d}{\pi \cdot t_c \cdot p}$ | $C_d \leq F_{dt} \Rightarrow D^2 - d^2 \geq \frac{4 \cdot C_d}{\pi \cdot t_c \cdot p}$ |

b. Méthode graphique :

Les abaques n°1 et 2 peuvent être utilisé pour la détermination des diamètres du vérin en fonction de la charge appliquée et de la pression.

Abaque 1 : Relation : (Effort statique développées en sortie de tige - Pression - Diamètre du piston D)



Abaque 2 : Relation : (Effort statique développées en rentrée de tige - Pression - Diamètre du piston D - Diamètre de la tige d)

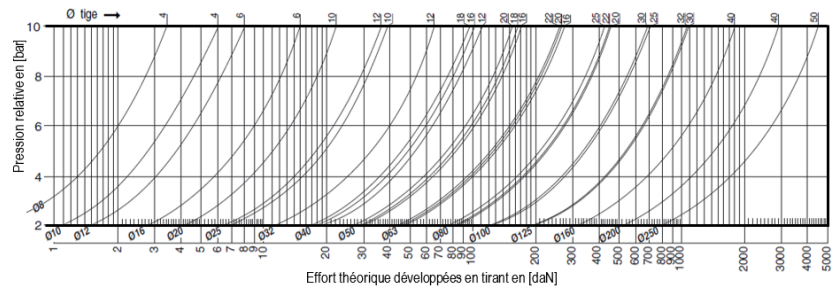


Figure 6-23. : Les abaques de détermination des diamètres

1.8 Vérification des vérins :

1.8.1- Vérification des vérins au flambage :

a. Méthode analytique :

On doit connaître le travail à effectuer par le vérin (*effort à vaincre et distance parcouru*) et le mode de montage (*type de fixation*). Alors la tige doit résister au flambage.

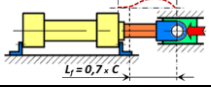
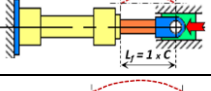
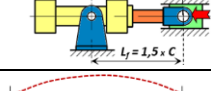
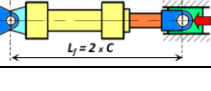
| Fixation du cylindre | Longueur libre de flambage L_f | Fixation de la tige |
|-------------------------------|---|---------------------|
| Patte arrière et patte avant |  (a) | Articulation guidée |
| Bride arrière |  (b) | |
| Tourillon central |  (c) | |
| Chape et articulation arrière |  (d) | |

Figure 6-24. : Flambage des tiges des vérins

On calcule alors l'effort critique d'Euler par la formule suivante :

$$F_C = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_f^2}$$

$$L_f = K \cdot C$$

E : Module de Young du matériau de la tige $E = 2.10^5 \text{ N/mm}^2$ pour l'acier.
 L_f : Longueur libre de flambage, elle dépend de la course et du mode de fixation du vérin.
 K : Coefficient de type de montage.

Si « s » représente le coefficient de sécurité, la condition de résistance au flambage est :

$$s \cdot C_i < F_C \quad \Rightarrow \quad d^4 > \frac{64 \cdot s \cdot C_i \cdot L_f^2}{\pi^3 \cdot E} \quad \text{où} \quad C^2 < \frac{d^4 \cdot \pi^3 \cdot E}{64 \cdot s \cdot C_i \cdot K^2}$$

C_i : effort statique ou dynamique développé par le vérin.

1.8.2- Vérification des vérins à l'amortissement de fin de course :

Les vérins sont généralement équipés d'un système d'amortissement en fin de courses (*tige rentrée, tige sortie*). Il faudra s'assurer que l'amortissement est suffisant. Dans le cas contraire, il faudra y adjoindre des amortisseurs extérieurs ou passer à un diamètre supérieur.

a. Types du vérin amorti :

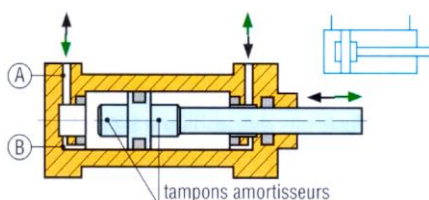


Figure 6-25. Vérin double effet à amortissement non réglable.

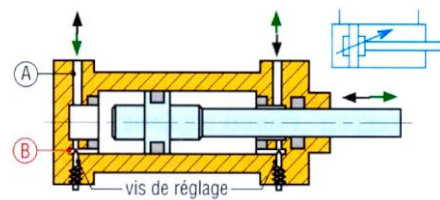


Figure 6-26. : Vérin double effet à amortissement réglable.

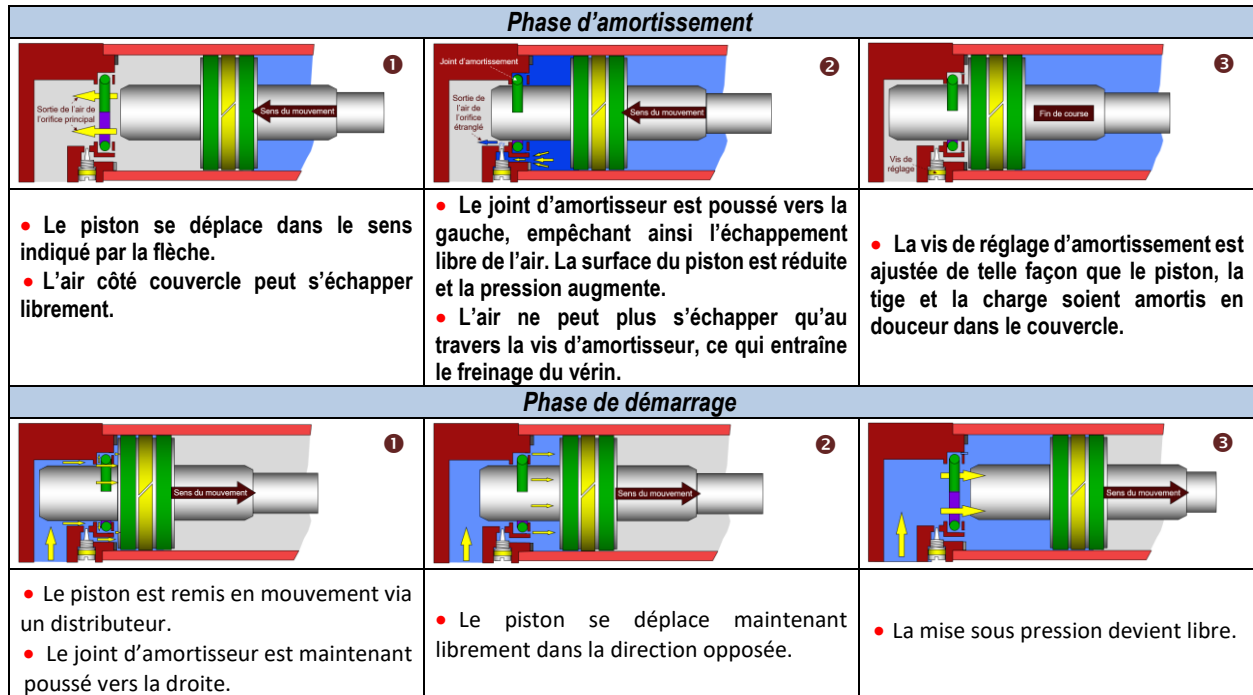
b. Cycle d'amortissement :


Figure 6-27. : Cycle d'amortissement

c. Vérification de l'énergie d'amortissement :

Il faut que : $E < E_{a \text{ Max}}$ Avec : $\begin{cases} E : \text{Énergie cinétique de fin de course.} \\ E_{a \text{ max}} : \text{Énergie d'amortissement maximale fixée par le constructeur.} \end{cases}$

| | | |
|---------------|----------------|------------------|
| Vérin oblique | Vérin vertical | Vérin horizontal |
|---------------|----------------|------------------|

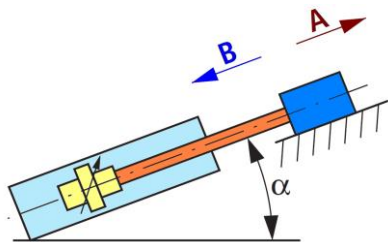
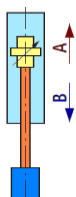
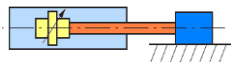
| | | |
|---|---|---|
|  |  |  |
| $E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot V_{moy}^2 - M \cdot g \cdot L_a \cdot \sin \alpha : (\text{Sens A})$ $E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot V_{moy}^2 + M \cdot g \cdot L_a \cdot \sin \alpha : (\text{Sens B})$ | $E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot V_{moy}^2 - M \cdot g \cdot L_a : (\text{Sens A})$ $E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot V_{moy}^2 + M \cdot g \cdot L_a : (\text{Sens B})$ | $E = \frac{1}{2} \cdot M \cdot V_{moy}^2$ |
| Avec $\rightarrow M$: Masse (charge + piston + tige) en [Kg]; V_{moy} : Vitesse moyenne en [m/s]; L_a : Longueur d'amortissement en [m] | | |

Figure 6-28. : Amortissement des vérins

1.9 Consommation d'air comprimé :

Pour disposer de la quantité d'air nécessaire ou pour faire le bilan des frais d'énergie, il importe de connaître avec précision la consommation en air de l'installation.

Pour une pression de service « p » déterminée, pour une section « S » du piston, une section « s » de la tige et une course utile « C_u » donnés (*inférieur à la course totale « C_t » du vérin*), la consommation d'air se calcule comme suit :

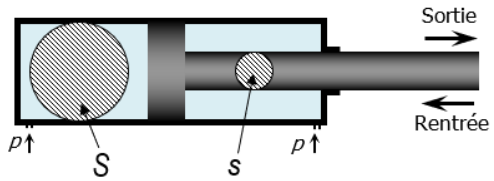
| | |
|---|---|
|  | |
| Consommation d'air par cycle (Sortie / Rentrée) | = Volume engendré par la course du piston, pendant ce cycle, ramené aux conditions normales atmosphériques. $(p \cdot V = p_a \cdot V_a)$ |
| Remarque : La valeur de la contre pression d'échappement est égale à la pression atmosphérique : $(p_{contre\ pression} \approx p_{atm})$. | |

Figure 6-29. : Consommation d'air par cycle

1.9.1- Phase sortie de tige :

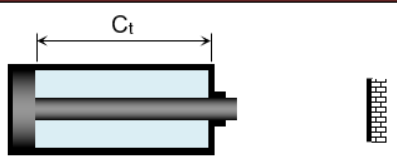
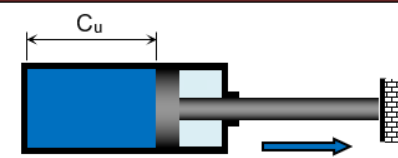
| Situation initiale | | Situation finale | |
|---|---------------|--|--|
|  | |  | |
| Volume atmosphérique d'air consommé en sortie de tige à l'état initial : | $V_{aiS} = 0$ | Volume atmosphérique d'air consommé en sortie de tige à l'état final : | $V_{afS} = S \times C_u \times \left(\frac{p}{P_a} \right)$ |
| Volume atmosphérique d'air consommé en sortie de tige $\Rightarrow V_{aS} = V_{afS} - V_{aiS} = S \times C_u \times \left(\frac{P}{P_a} \right)$ | | | |

Figure 6-30 : Consommation pendant la phase de sortie

1.9.2- Phase rentrée de tige :

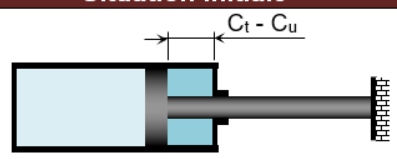
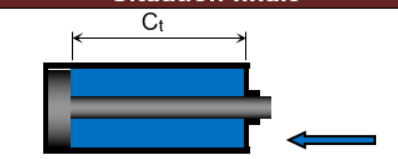
| Situation initiale | | Situation finale | |
|---|--|--|--|
|  | |  | |
| Volume atmosphérique d'air consommé en rentrée de tige à l'état initial : | $V_{aiR} = (S - s) \times (C_t - C_u) \times \left(\frac{P_a}{P} \right)$ | Volume atmosphérique d'air consommé en rentrée de tige à l'état final : | $V_{afR} = (S - s) \times C_t \times \left(\frac{P}{P_a} \right)$ |
| Volume atmosphérique d'air consommé en rentrée de tige $\Rightarrow V_{aR} = V_{afR} - V_{aiR} = (S - s) \times \left[C_t \times \left(\frac{P}{P_a} \right) - (C_t - C_u) \right]$ | | | |

Figure 6-30 : Consommation pendant la phase de retour

1.9.3- Consommation pour un aller-retour du vérin :

$$V_{av} = V_{aS} + V_{aR} = \left\{ S \times C_u \times \left(\frac{P}{P_a} \right) \right\} + \left\{ (S - s) \times \left[C_t \times \left(\frac{P}{P_a} \right) - (C_t - C_u) \right] \right\}$$

1.9.4- Méthode graphique : (D'après le constructeur SMC)

Les abaques n°4 et 5 peuvent être utile pour calculer la consommation en air comprimée pour un aller-retour d'un vérin pneumatique.

1.10 Démarche de dimensionnement :

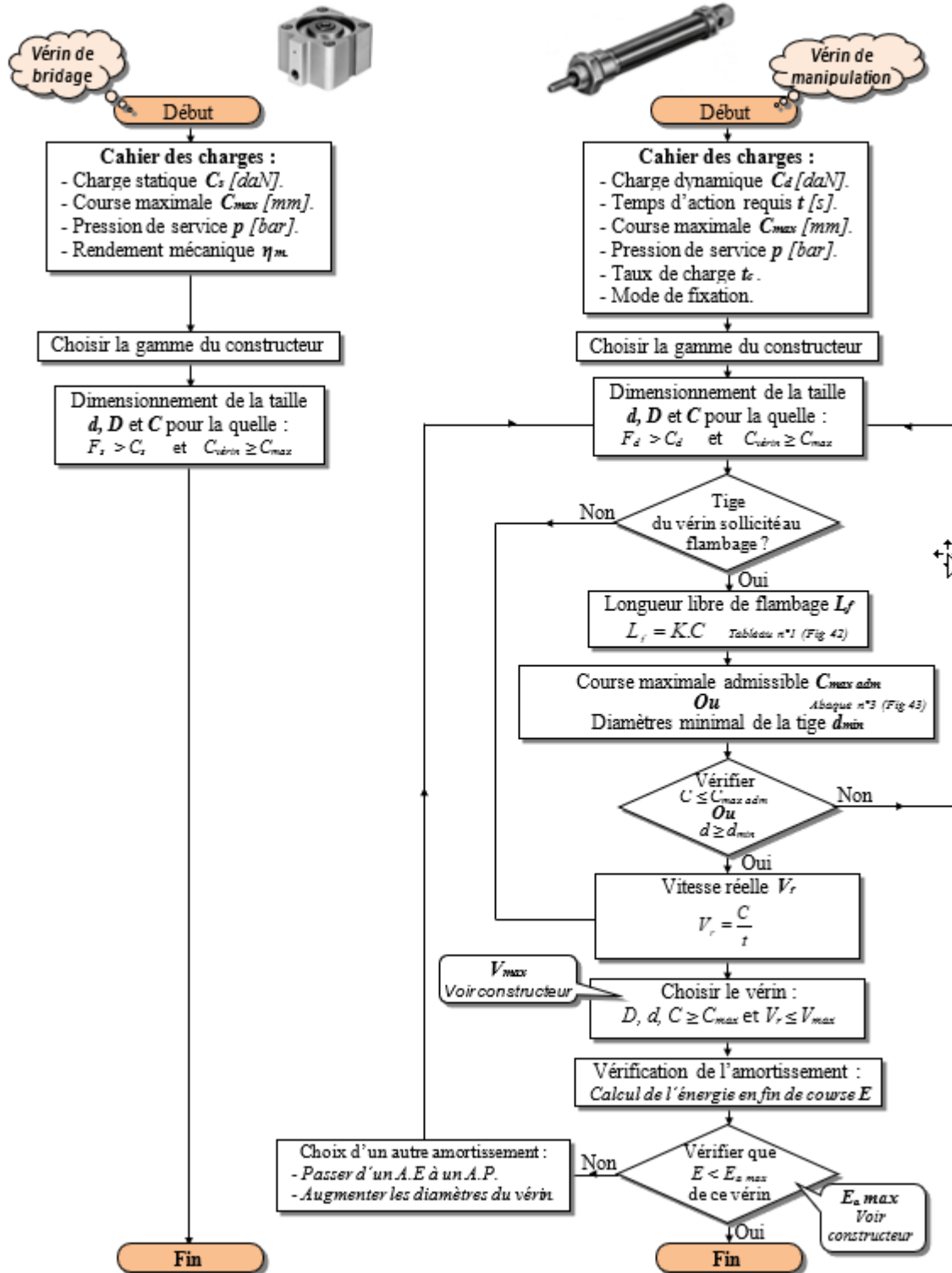


Figure 6-31 : Démarche de dimensionnement

1.11 Annexes de calcul des vérins :

1.11.1- Annexe n°1 :

Abaque 1 : Relation : (Effort statique développées en sortie de tige - Pression – Diamètre du piston D)

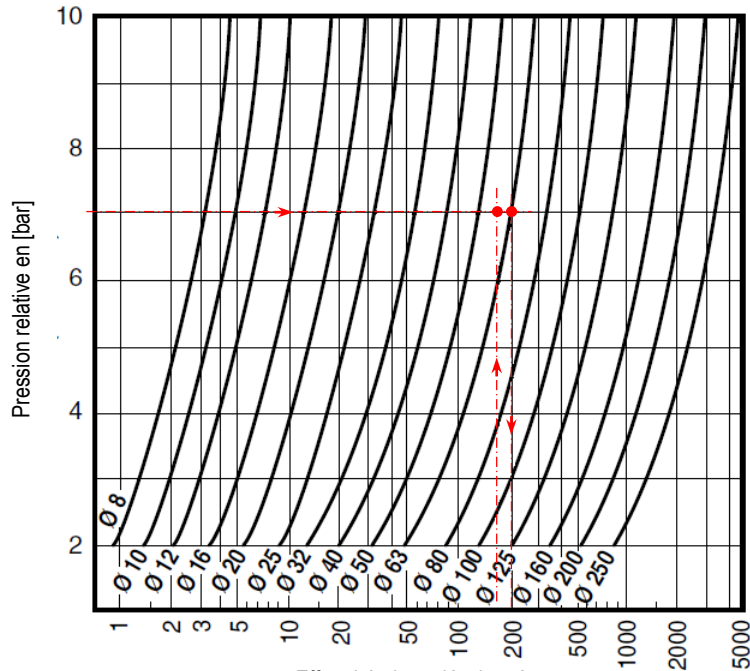


Figure 6-31 : Effort théorique développés en poussant

Exemple : Définition d'un vérin pour soulever une charge de **127 daN** à une pression de **7 bar relatifs**.

Solution : Comménçant par un taux de charge **tc = 0,75**. Si le vérin travail en poussant, alors :

$$\text{Effort théorique en poussant} = \frac{\text{Charge réelle}}{\text{Taux de charge}} \quad \text{AN : } F_{th\ p} = 127/0,75 = 169,33 \text{ daN}$$

Dans l'abaque, définir le point de rencontre entre l'effort dynamique ainsi calculé et la pression d'alimentation. Le diamètre du vérin nécessaire sera celui dont la courbe qui passe par ce point ou celui développant un effort immédiatement supérieur.

Dans l'exemple cité : Le point de rencontre est situé entre la courbe (**Φ 50 mm**) et la courbe (**Φ 63 mm**). Le vérin recommandé est celui dans le **Φ 63 mm** qui développe un effort de **200 daN**.

A **7 bar** le taux de charge réel est de : $\frac{127}{200} \times 100 = 63,5 \%$

1.11.2- Annexe n°2 :

Abaque 2 : Relation : (Effort statique développées en rentrée de tige - Pression – Diamètre du piston D - Diamètre de la tige d)

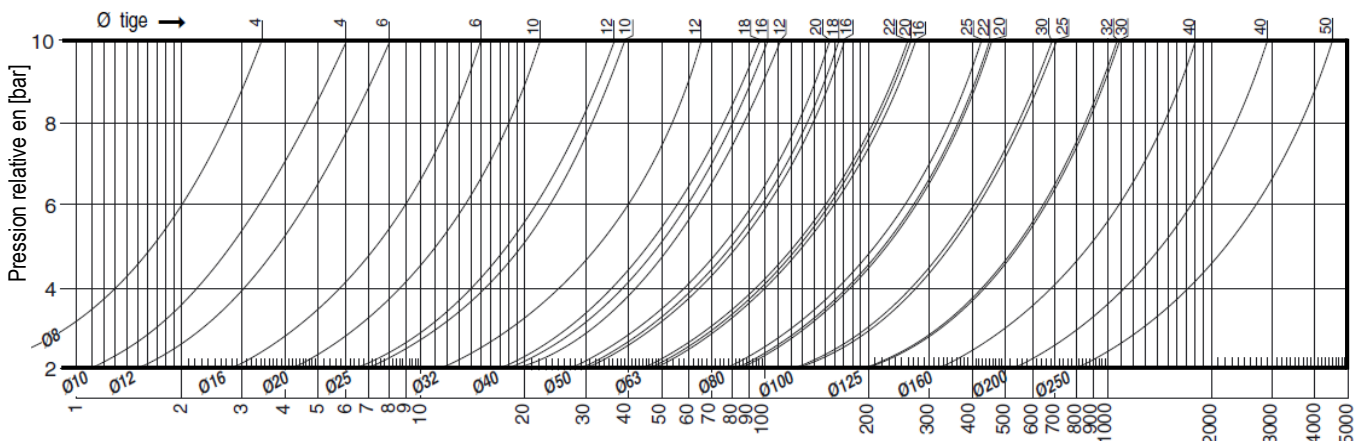
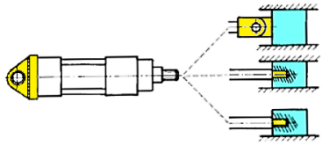
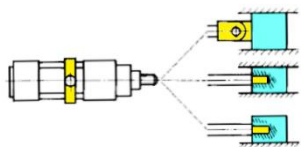
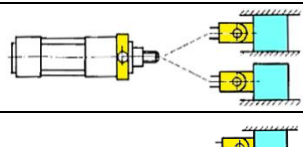
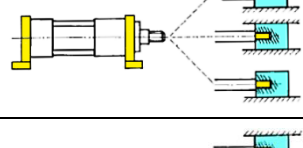
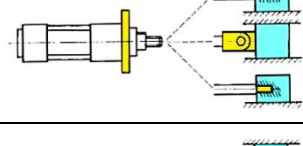
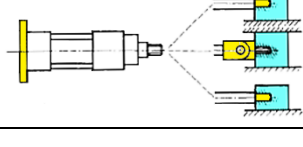


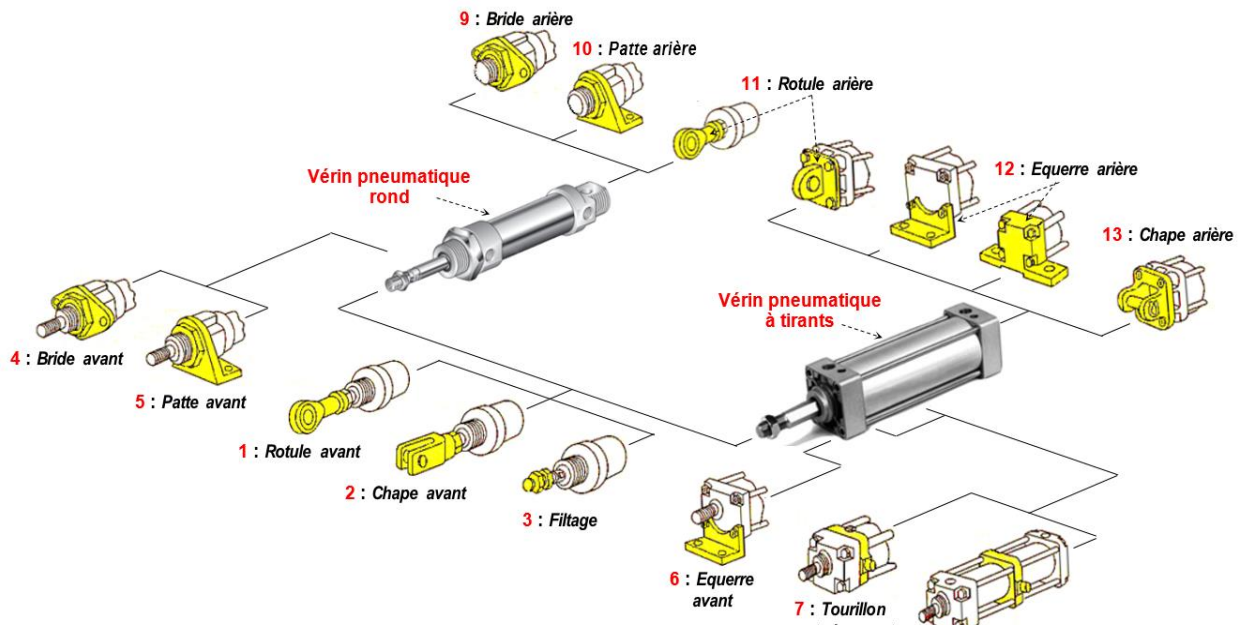
Figure 6-32 : Effort théorique développées en tirant en [daN]

1.11.3- Annexe n°3 :

Tableau n°1 : Coefficient du mode d'attelage

| Fixation du cylindre | Type de montage | Fixation de la tige | Coefficient K |
|---|---|--|---------------|
| Articulations arrière (Solutions 11 ou 12) |  | Articulation guidée (Solution 1 ou 2) | 2 |
| | | Filetage guidé (Solution 3) | 1,5 |
| | | Filetage non guidé (Solution 3) | 4 |
| Tourillons intermédiaires (Placés sur le 1/3 avant du corps) (Solution 8) |  | Articulation guidée (Solution 1 ou 2) | 1,5 |
| | | Filetage guidé (Solution 3) | 1 |
| Tourillons avant (Solution 7) |  | Articulation guidée (Solution 1 ou 2) | 1 |
| | | Articulation non guidée (Solution 1 ou 2) | 2 |
| Équerres (Solution 6 et 12) Ou Pattes (Solution 5 et 10) |  | Articulation guidée (Solution 1 ou 2) | 0,7 |
| | | Filetage guidé (Solution 3) | 0,5 |
| | | Filetage non guidé (Solution 3) | 2 |
| Brides avant (Solution 4) |  | Fixée rigidement, guidée (Solution 3) | 0,5 |
| | | Articulée rigidement, guidée (Solution 1 ou 2) | 0,7 |
| | | Supportée, non guidée (Solution 3) | 2 |
| Brides arrière (Solution 9) |  | Fixée rigidement, guidée (Solution 3) | 1 |
| | | Articulée rigidement, guidée (Solution 1 ou 2) | 1,5 |
| | | Supportée, non guidée (Solution 3) | 4 |

Solutions constructives de fixation



1.11.4- Annexe

Figure 6-33 : Modes d'attelage des vérins

Abaque 3 : Relation (Diamètres tige/alésage -Force - Longueur libre de flambage)

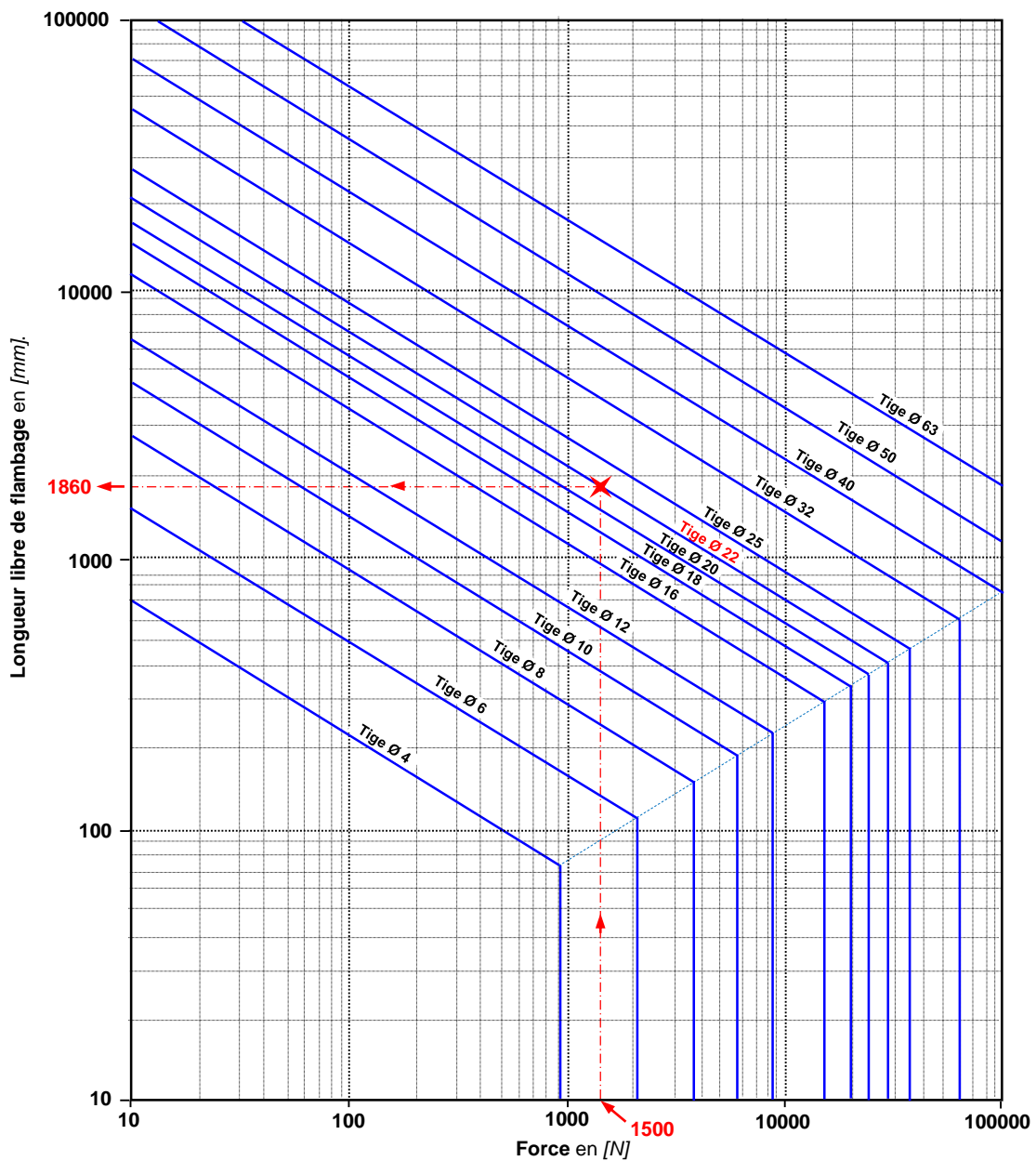


Figure 6-34 : Vérification des vérins au flambage

Exemple :

Un vérin pneumatique rond, dont le diamètre de la tige $d = 22 \text{ mm}$, est utilisé pour déplacer une charge non guidée $F = 1500 \text{ N}$. Il est fixé par une patte avant (5) et une patte arrière (10). L'extrémité de la tige est liée à la charge *par filetage* (3). Elle doit effectuer une course $C = 750 \text{ mm}$.

Solution :

- L'abaque n°3 donne $L_{f \text{ Max}} = 1860 \text{ mm}$.
- D'après le tableau n°1 (voir annexe) : $K = 2$.

Donc : $C_{\text{max adm}} = L_{f \text{ Max}} / K = 930 \text{ mm}$

$\rightarrow C < C_{\text{max adm}}$

D'où le vérin choisi de diamètre de tige $d = 22 \text{ mm}$ résistent bien au flambage.

1.11.5- Annexe n°5 :

Abaque 4 : (Consommation d'air du vérin)

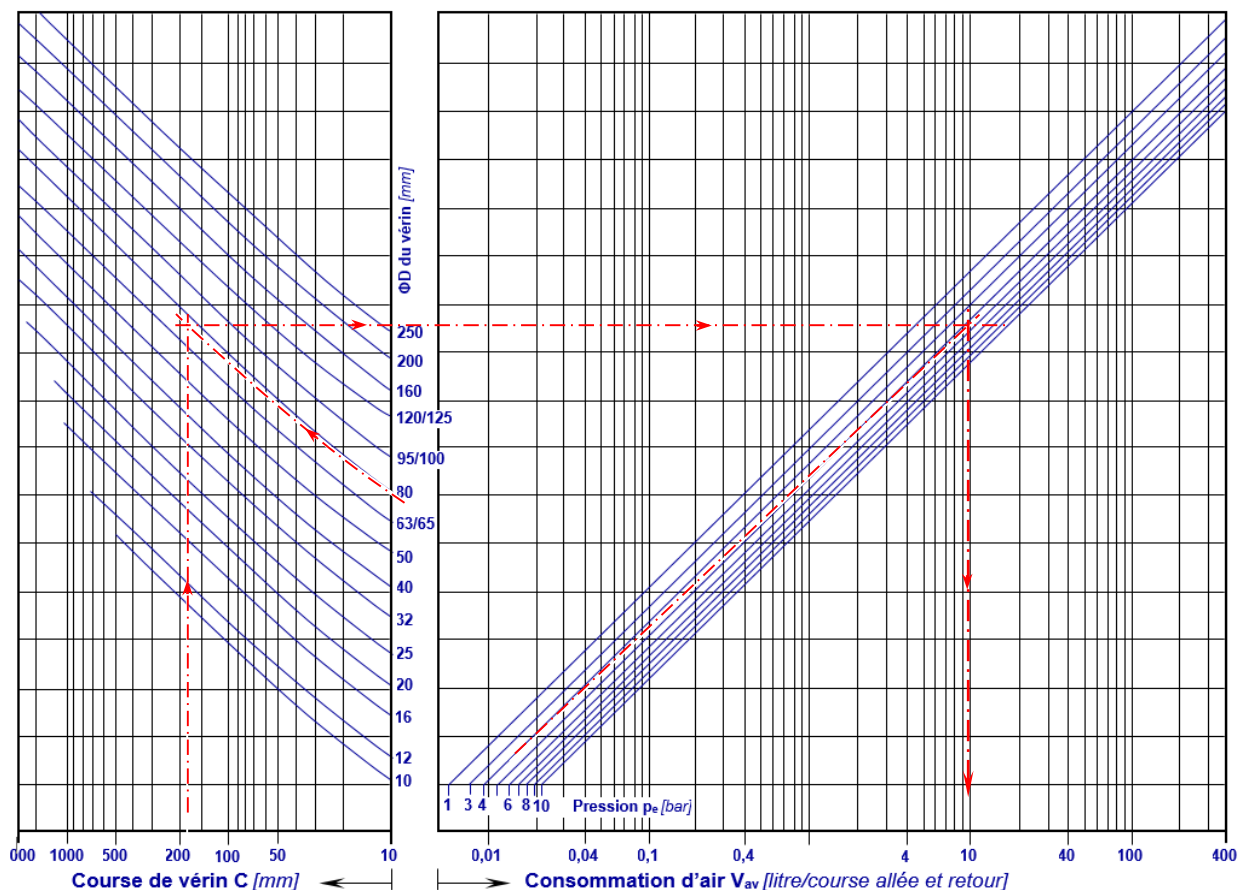


Figure 6-35 Consommation d'air du vérin (pour un cycle)

Exemple :

Soit 10 vérins à alésage de diamètre $D = 63 \text{ mm}$ et à course de $C = 200 \text{ mm}$ utilisés à une pression de $p = 6 \text{ bar}$, quelle est la consommation au bout de 5 cycles ?

Solution :

→ Volume d'air consommé $V = 9 \times 5 \times 10 = 450 \text{ NI (ANR)}$.

1.11.6- Annexe n°6 :

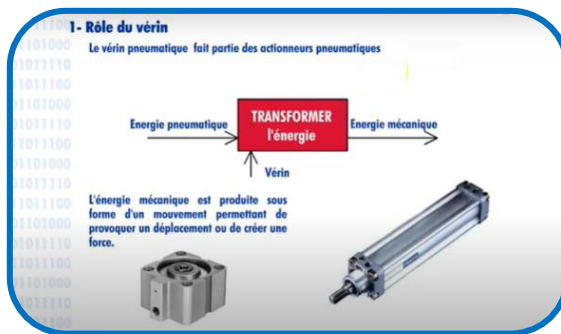
Tableau 5 : (Consommation d'air du vérin par centimètre de course)

| Diamètre du vérin D mm | Diamètre de tige d mm | Effort | Surface du piston cm ² | Consommation d'air en NI/cm de course en fonction de la pression en bar à 20°C | | | | | | | | | |
|------------------------|-----------------------|----------|-----------------------------------|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | | | 1 bar | 2 bar | 3 bar | 4 bar | 5 bar | 6 bar | 7 bar | 8 bar | 9 bar | 10 bar |
| 12 | 4 | poussée | 1,13 | 0,0023 | 0,0034 | 0,0045 | 0,0057 | 0,0068 | 0,0079 | 0,0090 | 0,0102 | 0,0113 | 0,0124 |
| | | traction | 1,00 | 0,0020 | 0,0030 | 0,0040 | 0,0050 | 0,0060 | 0,0070 | 0,0080 | 0,0090 | 0,0100 | 0,0110 |
| 16 | 6 | poussée | 2,01 | 0,0040 | 0,0060 | 0,0080 | 0,0100 | 0,0121 | 0,0141 | 0,0161 | 0,0181 | 0,0202 | 0,0221 |
| | | traction | 1,73 | 0,0035 | 0,0052 | 0,0069 | 0,0086 | 0,0104 | 0,0121 | 0,0138 | 0,0156 | 0,0173 | 0,0190 |
| 20 | 8 | poussée | 3,14 | 0,0063 | 0,0094 | 0,0126 | 0,0157 | 0,0188 | 0,0220 | 0,0251 | 0,0283 | 0,0314 | 0,0346 |
| | | traction | 2,64 | 0,0053 | 0,0079 | 0,0106 | 0,0132 | 0,0158 | 0,0185 | 0,0211 | 0,0238 | 0,0264 | 0,0290 |
| 25 | 12 | poussée | 4,91 | 0,0098 | 0,0147 | 0,0196 | 0,0245 | 0,0295 | 0,0344 | 0,0393 | 0,0442 | 0,0491 | 0,0540 |
| | | traction | 3,78 | 0,0076 | 0,0113 | 0,0151 | 0,0189 | 0,0227 | 0,0264 | 0,0302 | 0,0340 | 0,0378 | 0,0415 |
| 32 | 12 | poussée | 8,04 | 0,016 | 0,024 | 0,032 | 0,040 | 0,048 | 0,056 | 0,064 | 0,072 | 0,080 | 0,088 |
| | | traction | 6,91 | 0,014 | 0,021 | 0,028 | 0,035 | 0,042 | 0,049 | 0,058 | 0,063 | 0,070 | 0,076 |
| 40 | 16 | poussée | 12,56 | 0,025 | 0,038 | 0,050 | 0,063 | 0,076 | 0,088 | 0,100 | 0,113 | 0,126 | 0,138 |
| | | traction | 10,55 | 0,021 | 0,032 | 0,042 | 0,053 | 0,063 | 0,074 | 0,088 | 0,095 | 0,106 | 0,116 |
| 50 | 20 | poussée | 19,63 | 0,039 | 0,059 | 0,079 | 0,098 | 0,118 | 0,137 | 0,157 | 0,177 | 0,196 | 0,216 |
| | | traction | 16,49 | 0,033 | 0,050 | 0,066 | 0,082 | 0,099 | 0,115 | 0,132 | 0,149 | 0,165 | 0,181 |
| 63 | 20 | poussée | 31,16 | 0,062 | 0,093 | 0,125 | 0,156 | 0,187 | 0,218 | 0,249 | 0,280 | 0,312 | 0,343 |
| | | traction | 28,02 | 0,056 | 0,084 | 0,112 | 0,140 | 0,168 | 0,196 | 0,224 | 0,252 | 0,280 | 0,308 |
| 80 | 25 | poussée | 50,24 | 0,100 | 0,150 | 0,200 | 0,250 | 0,301 | 0,351 | 0,402 | 0,452 | 0,502 | 0,552 |
| | | traction | 45,36 | 0,091 | 0,138 | 0,181 | 0,227 | 0,272 | 0,318 | 0,363 | 0,408 | 0,454 | 0,500 |
| 100 | 32 | poussée | 78,54 | 0,157 | 0,238 | 0,314 | 0,382 | 0,471 | 0,549 | 0,628 | 0,706 | 0,785 | 0,862 |
| | | traction | 70,50 | 0,141 | 0,211 | 0,282 | 0,352 | 0,423 | 0,493 | 0,564 | 0,635 | 0,705 | 0,775 |
| 125 | 32 | poussée | 122,66 | 0,245 | 0,368 | 0,490 | 0,613 | 0,736 | 0,859 | 0,981 | 1,104 | 1,226 | 1,349 |
| | | traction | 114,67 | 0,229 | 0,344 | 0,459 | 0,573 | 0,688 | 0,803 | 0,917 | 1,032 | 1,147 | 1,262 |
| 160 | 40 | poussée | 201,06 | 0,402 | 0,603 | 0,804 | 1,005 | 1,206 | 1,407 | 1,608 | 1,809 | 2,010 | 2,211 |
| | | traction | 188,49 | 0,377 | 0,565 | 0,754 | 0,942 | 1,130 | 1,319 | 1,508 | 1,696 | 1,884 | 2,073 |
| 200 | 40 | poussée | 314,15 | 0,628 | 0,942 | 1,257 | 1,571 | 1,885 | 2,199 | 2,513 | 2,827 | 3,145 | 3,456 |
| | | traction | 301,59 | 0,603 | 0,905 | 1,206 | 1,508 | 1,810 | 2,111 | 2,413 | 2,714 | 3,016 | 3,318 |

Figure 6-36 Consommation d'air par centimètre de course

Vidéos learning

Le vérin pneumatique



2. Les moteurs pneumatiques :

2.1 Définition et fonction :

Les moteurs pneumatiques transforment l'énergie d'un fluide sous pression en une énergie mécanique de rotation.

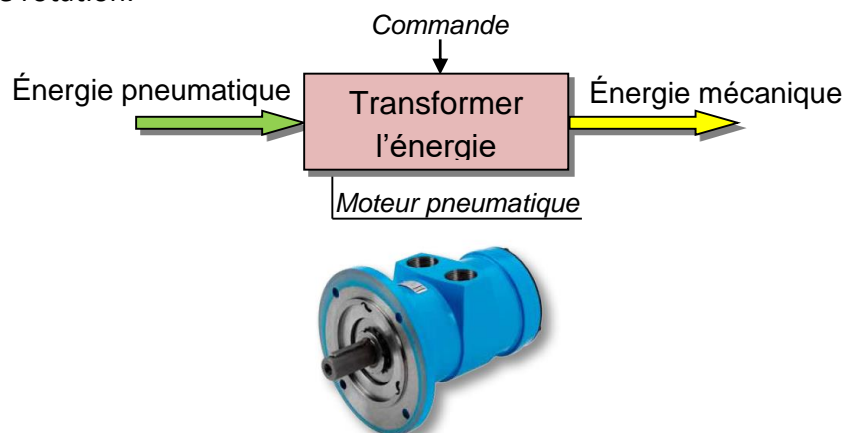
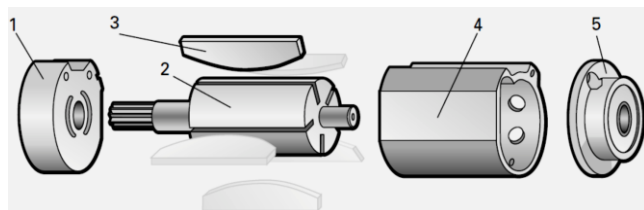


Figure 6-37 : Fonction d'un moteur pneumatique

On distingue plusieurs types de moteurs pneumatiques. Les modèles les plus couramment utilisés sont les moteurs à palettes, à piston et à turbine.

2.2 Les moteurs à palettes :

2.2.1- Conception :



1. Flasque d'extrémité avant.
2. Rotor.
3. Palettes.
4. Cylindre.
5. Flasque d'extrémité arrière.

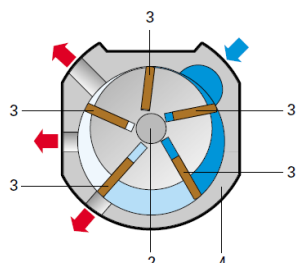


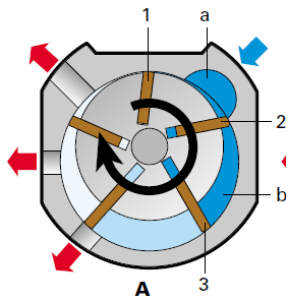
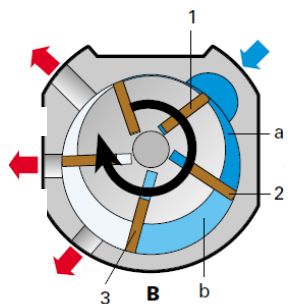
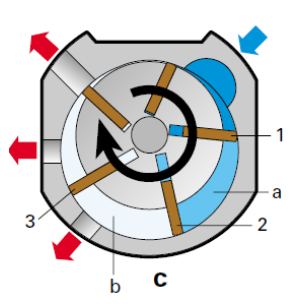
Figure 6-38 : Composition d'un moteur à palette

Un rotor à encoches tourne de manière excentrique dans la chambre formée par le cylindre et les flasques d'extrémité de celui-ci. Le rotor étant décentré et son diamètre étant plus petit que celui du cylindre, la chambre a une forme de croissant.

Les encoches du rotor sont dotées de palettes qui se déplacent librement divisant la chambre en logements séparés de volumes différents.

Sous l'effet de la force centrifuge renforcée par le flux d'air comprimé, les palettes sont plaquées contre la paroi du cylindre isolant chacun des compartiments.

2.2.2- Fonctionnement :

| | | |
|--|---|--|
|  <p style="text-align: center;">A</p> |  <p style="text-align: center;">B</p> |  <p style="text-align: center;">C</p> |
| <p>A. L'air pénètre dans la chambre d'entrée « a ». La palette 2 isole la chambre « b » entre celle-ci et la palette 3. La pression dans la chambre « b » est toujours égale à la pression d'entrée. La pression agit sur la palette 3 et</p> | <p>B. Les palettes en rotation, un phénomène de dilatation s'effectue dans la chambre « b ». La pression dans cette chambre étant amoindrie, une poussée déplace le rotor, la surface de la palette 3 étant plus grande que la surface de la palette 2 dans la chambre</p> | <p>C. Les palettes s'étant déplacées, le flux dans la chambre « b » s'écoule librement par la sortie, cessant toute activité. La pression qui fait tourner le rotor provient à ce stade de la force exercée sur</p> |

| | | |
|----------------------------------|--|--|
| la déplace dans le sens horaire. | « b ». Par ailleurs, la pression d'entrée agit sur la palette 2 dans la chambre d'entrée « a ». | la palette 1 et la palette 2 . |
|----------------------------------|--|--|

Figure 6-39 : Fonctionnement d'un moteur à palette

2.2.3- Nombres de palettes :

Le nombre de palettes du moteur, compris entre **3** et **10**, est une importante caractéristique technique. De manière générale, moins il y a de palettes, moins il y a de pertes liées aux frottements, seul le démarrage est plus difficile. Plus il y a de palettes plus le démarrage est aisé et la fuite interne faible, seuls les frottements seront plus importants.

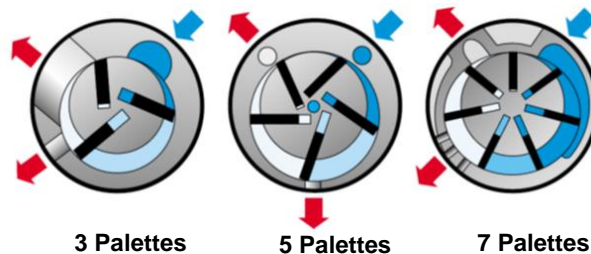


Figure 6-40 : Influence du nombre de palette

2.2.4- Réducteur :

Le rotor d'un moteur à palettes tourne à très grande vitesse. La vitesse à vide de ce moteur se situe généralement entre **6 000** et **9 300 t/mn** environ est peut attendre les **20 000 tr/mn**. Ces vitesses sont trop élevées pour la plupart des applications tandis que les couples de rotors sont faibles.

Pour convertir une **grande vitesse** avec un **faible couple** en une **vitesse faible** avec un **couple élevé**, on utilise des réducteurs.

Les moteurs à palettes peuvent être livrés avec trois types de réducteurs différents :

| | | |
|-----------------------------|-----------------------------|-------------------------------|
| Les réducteurs planétaires. | Les réducteurs hélicoïdaux. | Les réducteurs à vis sans fin |
|-----------------------------|-----------------------------|-------------------------------|

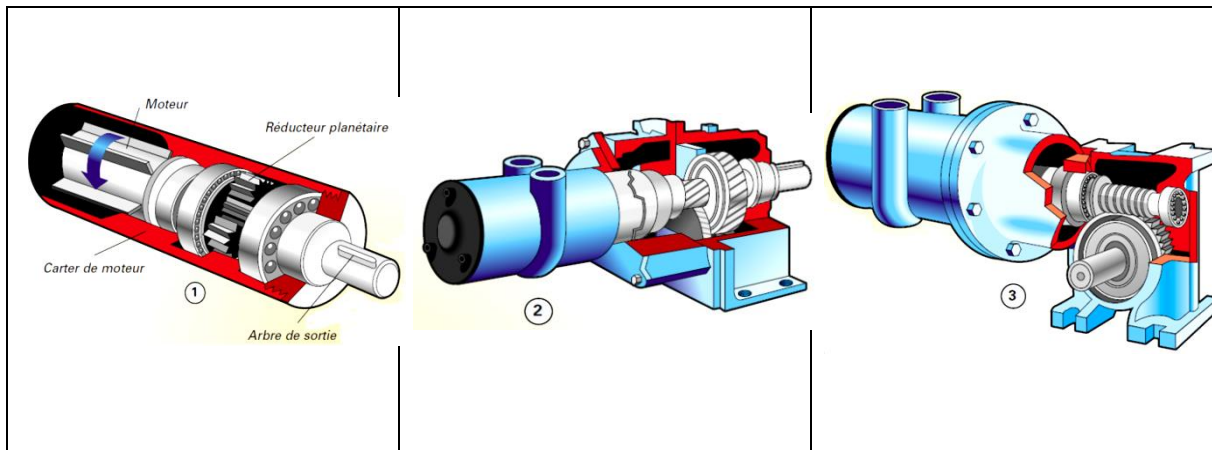


Figure 6-41 : Types de réducteur

2.2.5- Les performances d'un moteur pneumatique :

Les performances d'un moteur pneumatique dépendent de la pression d'entrée. À pression d'entrée constante, le moteur pneumatique présente la relation linéaire caractéristique « couple/vitesse ».

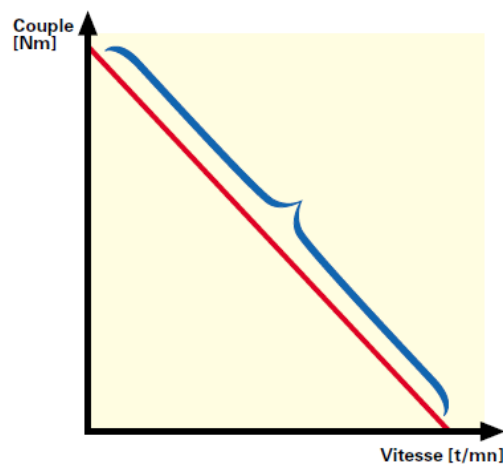


Figure 6-42 : Courbe caractéristique d'un moteur pneumatique

Toutefois, par une simple régulation de l'arrivée d'air soit par un système d'étranglement soit par régulation de pression, le rendement d'un moteur pneumatique est facilement modifiable.

Une des caractéristiques des moteurs pneumatiques est qu'ils peuvent fonctionner sur toute la plage de couple, de la vitesse à vide et au calage sans subir de dommage. (La vitesse à vide est la vitesse de rotation quand l'arbre de sortie n'entraîne aucune charge).

a. La courbe de puissance :

La puissance développée par un moteur pneumatique est le résultat du couple par la vitesse. Les moteurs pneumatiques développent une courbe de puissance caractéristique, sur laquelle la puissance maximale se produit à environ **50 %** de la vitesse à vide. Le couple généré à ce point est fréquemment appelé « *couple à puissance maximum.* »

| | | |
|---|---|---------|
| 1 | - Puissance maximale. | [kW] |
| 2 | - Vitesse au seuil de puissance maximale. | [tr/mn] |
| 3 | - Couple à la puissance maximale. | [N.m] |
| 4 | - Vitesse à vide. | [tr/mn] |
| 5 | - Consommation d'air à la puissance maximale. | [l/s] |

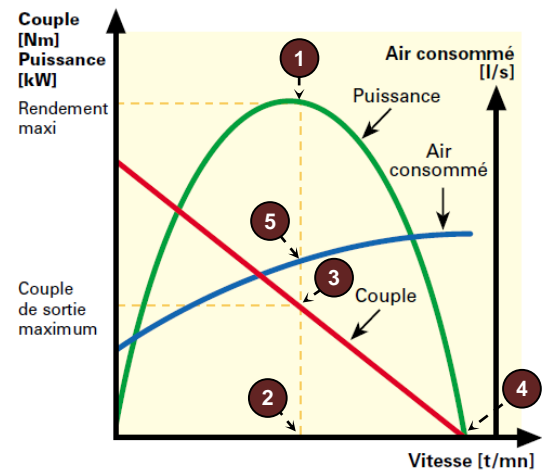


Figure 6-43 : Courbe des performances d'un moteur pneumatique fonctionnant sous une pression d'air constante

| Formules | | |
|--|--|--|
| P : Puissance | C : Couple | N : Vitesse de rotation |
| $P = C \times \frac{\pi \times N}{30} [\text{watt}]$ | $C = \frac{30 \times P}{\pi \times N} [N.m]$ | $N = \frac{30 \times P}{\pi \times C} [tr / mn]$ |

b. Le point de fonctionnement :

Lors du choix d'un moteur pneumatique pour une application, la première étape consiste à définir le « **point de fonctionnement** ». Il est composé de la combinaison alliant la vitesse de fonctionnement du moteur désirée avec le couple exigé à ce seuil.

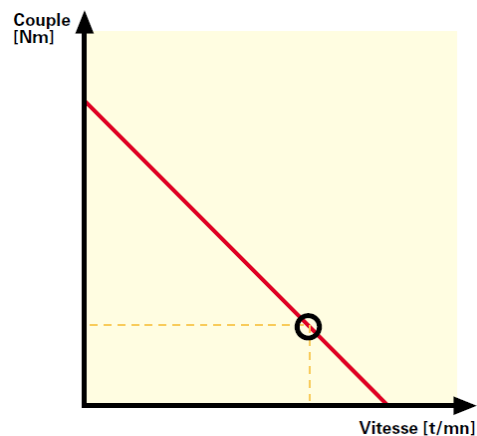


Figure 6-44 : Point de fonctionnement

c. Consommation d'air :

La consommation d'air d'un moteur pneumatique augmente en proportion de la vitesse, cette consommation est donc supérieure à la vitesse à vide. Même à l'arrêt (*sous une pression maximale*), le moteur consomme de l'air. Cette consommation dépend de la fuite interne qui prévaut dans le moteur.

La consommation d'air est mesurée en $[\text{l/s}]$. Toutefois, elle ne correspond pas au volume réellement occupé par l'air comprimé dans le moteur, il est mesuré comme étant le volume occupé à la pression atmosphérique. Cette règle est applicable à tous les équipements pneumatiques.

d. Couple de démarrage :

Le couple de démarrage est le couple développé par un moteur arbre bloqué quand il reçoit une pression d'air maximale.

Il convient de noter que tous les moteurs pneumatiques à palettes développent un couple de démarrage variable suivant la position des palettes dans le moteur. La valeur de couple de démarrage la plus faible est appelée couple de démarrage minimum et peut être considéré comme une valeur garantie au démarrage.

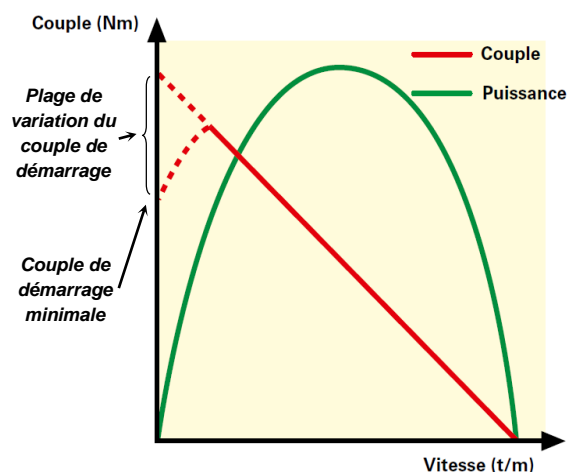
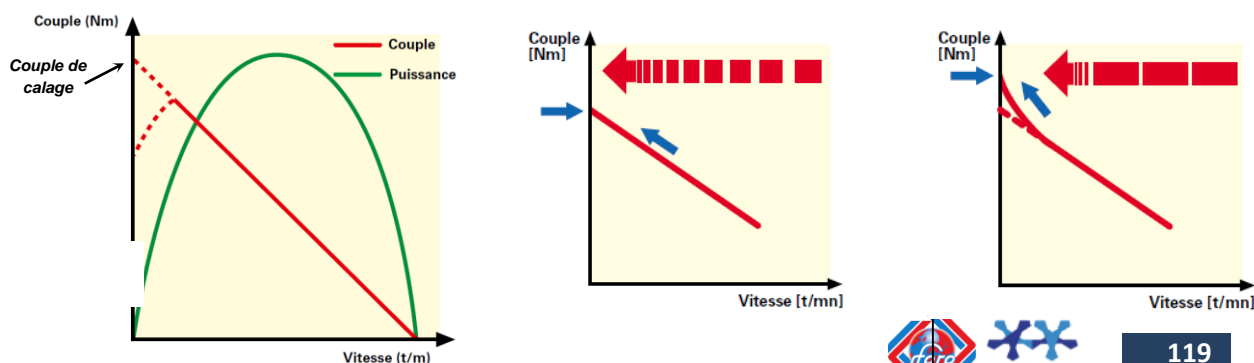


Figure 6-45 : Couples de démarrage

e. Couple de calage :

Le couple de calage est le couple développé par un moteur en rotation au moment précis où il s'arrête après avoir été freiné.



Freinage lent

Freinage rapide

f. Charge sur l'

Figure 6-46 : Couples de calage

Les figures ci-dessous donnent les charges maximales autorisées sur l'arbre de sortie d'un moteur donné. Ces valeurs ont été calculées pour des durées de vie utile des arbres et des paliers de **10 millions** de tours. Pour passer à **100 millions** de tours, il faut diviser par deux le facteur de charge.

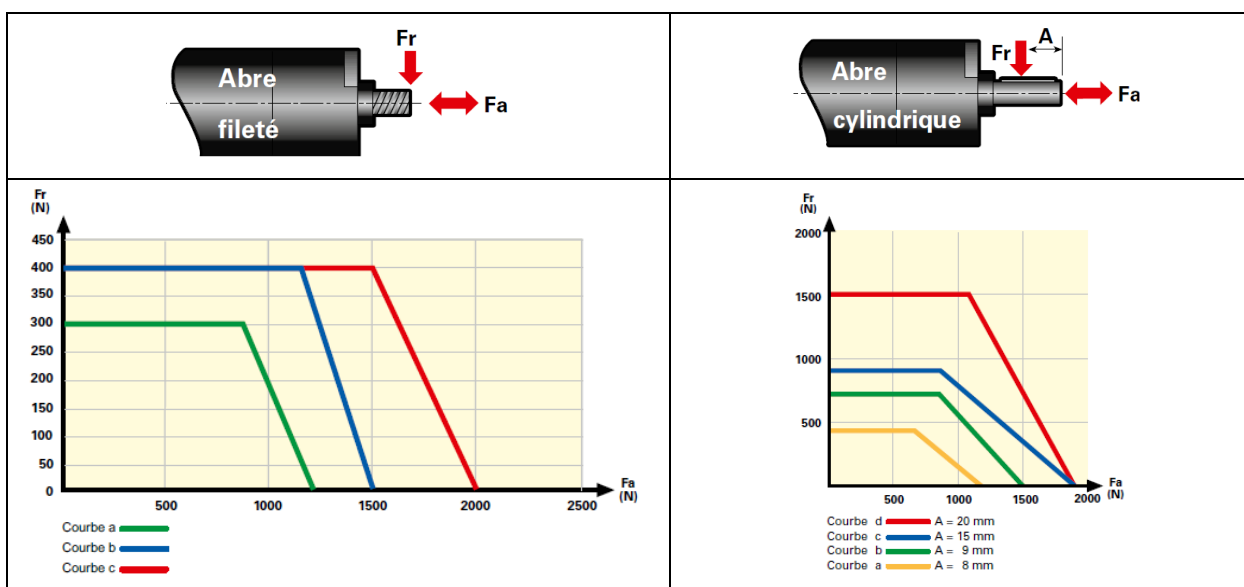


Figure 6-47 : Charges sur l'arbre

2.2.6- Utilisation des réducteurs :

Les moteurs pneumatiques fonctionnent à des vitesses élevées et bien qu'ils puissent être contrôlés sur une large plage de vitesses, les caractéristiques de rendement ne sont pas toujours adaptées à atteindre le est nécessaire de adéquat.

l'application. Pour rendement désiré, il choisir le réducteur

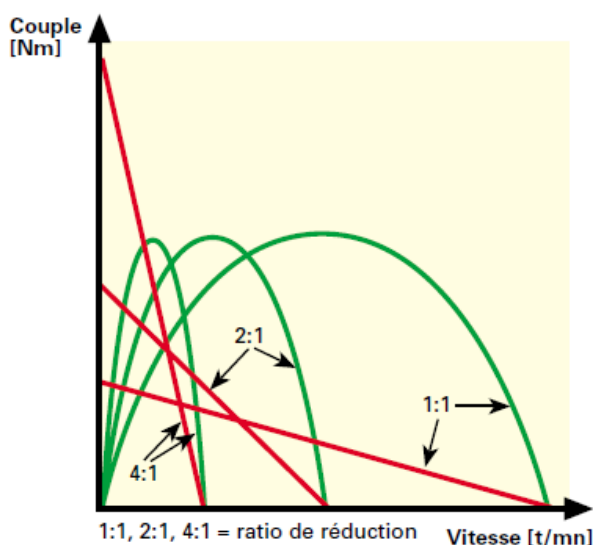


Figure 6-48 : Influence de la réduction de la vitesse

2.2.7- Méthodes de modification des performances des moteurs :

On distingue deux méthodes de modification des performances d'un moteur pneumatique : la réduction par étranglement et/ou la régulation de pression. Les conditions d'utilisation détermineront la méthode préférentielle.

a. Étranglement :

Un étranglement est généralement monté à l'entrée du moteur, mais il peut être également monté en sortie.

L'avantage de l'étranglement situé en entrée se traduit par une *consommation d'air réduite* tandis que l'étranglement de l'air situé en sortie se traduit par un *couple de démarrage légèrement plus élevé*.

Quand on souhaite transmettre un couple de démarrage élevé tout en réduisant la vitesse de rotation la réduction par étranglement constitue la meilleure méthode de modification du rendement du moteur.

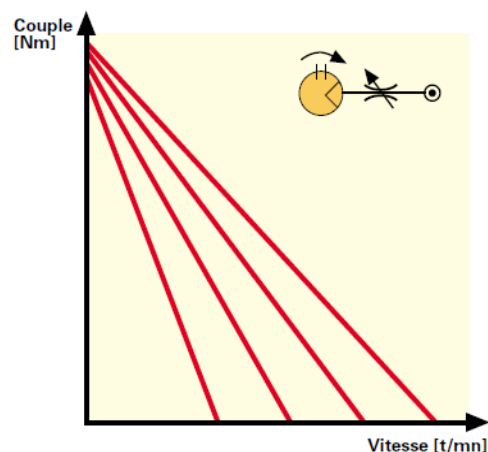


Figure 6-48 : Influence d'un étranglement

b. Régulation de la pression :

Quand on utilise un régulateur de pression celui-ci est toujours monté en entrée du moteur. L'utilisation de la régulation de pression convient parfaitement lors du contrôle du couple de calage en minimisant l'importance du couple de démarrage.

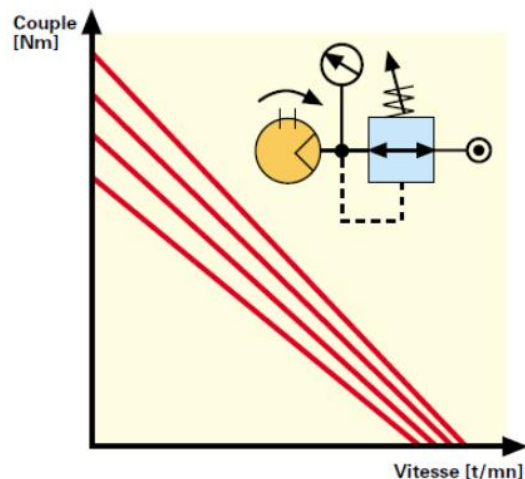


Figure 6-49 : Influence de la régulation de pression

2.2.8- Lubrification des moteurs pneumatiques :

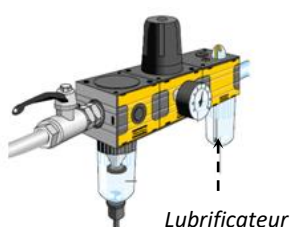
Les moteurs pneumatiques sont proposés en standard en versions sans lubrification. Pour optimiser la durée de vie utile et les performances des moteurs pneumatiques lubrifiés, ils doivent être graissés à raison de **50 mm³ d'huile** pour chaque **mètre cube d'air** consommé (1000 litres).

Un graissage insuffisant se traduit par une usure accélérée des palettes et une diminution des performances.

L'huile utilisée doit avoir une viscosité comprise entre **50 et 300 x 10⁶ m²/s** à la température de fonctionnement du moteur.

Toutefois, s'il s'avère nécessaire de réduire le niveau d'huile qui s'échappe du moteur et si on ne peut pas utiliser un échappement filtré ou avec rejet à distance, il faut réduire le niveau de graissage.

Le tableau ci-dessous montre comment un graissage réduit peut avoir un effet sur la durée de vie du moteur et sur sa puissance de sortie.

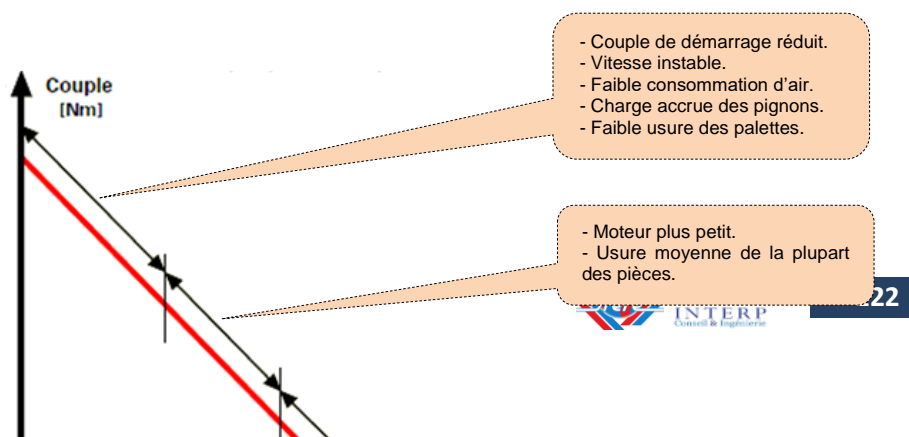


| Quantité de lubrifiant | Durée de vie | Puissance de sortie |
|------------------------|--------------|---------------------|
| 50 | 1000 – 3000 | 100 |
| 10 | 500 – 1000 | 100 |
| 1 | 200 – 500 | 90 |
| 0,1 | 100 – 300 | 80 |
| 0 | 10 – 30 | 30 |

Figure 6-50 : Lubrification des moteurs pneumatiques

2.2.9- Comment choisir le moteur adéquat :

Lors du choix du moteur adapté à une application donnée, il est recommandé de prendre en compte les besoins à satisfaire. Cette démarche peut être facilitée en utilisant la procédure étape par étape ci-contre :



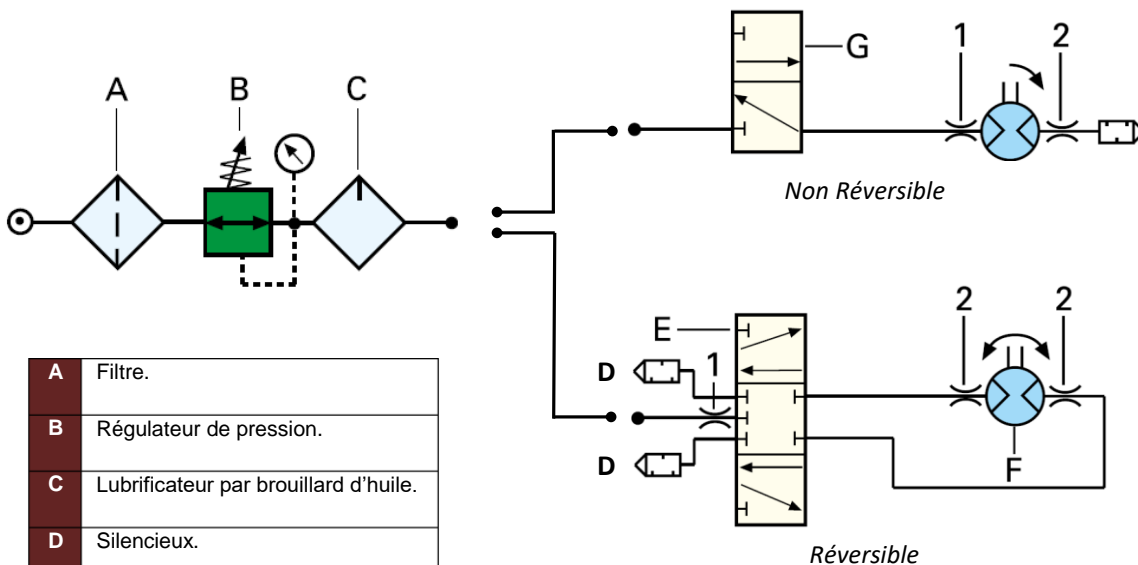
- Couple de démarrage élevé.
- Vitesse stable.
- Consommation d'air accrue.
- Faible usure des pignons.

Figure 6-51 : Choix d'un moteur pneumatique

Regles generales de selection des moteurs pneumatiques

- L'emplacement du point de fonctionnement sur la courbe de couple-vitesse affecte votre choix de moteur.
- Comme il est plus efficace de faire fonctionner le moteur à la vitesse produite à la puissance maximale, le meilleur choix consiste à sélectionner le moteur qui produit sa puissance maximale au plus près du point de fonctionnement. Ce moteur offrira également la consommation d'air la plus faible pour une puissance de sortie donnée.
- Si la stabilité de la vitesse du moteur pneumatique est importante, éviter de travailler à des vitesses inférieures au point de puissance maximum. Cela garantit qu'il reste une « réserve de puissance » en cas d'augmentation de la charge. Il est également conseillé de travailler plus près de la vitesse à vide lorsque la demande de couple est incertaine.
- Une vitesse lente et un couple élevé place une charge importante sur les engrenages. Une vitesse élevée affecte la durée de vie des palettes.
- Si une durée de vie très longue est exigée, il convient de choisir un moteur plus gros que l'on limite ou que l'on fait fonctionner à basse pression.

2.2.10- Exemples d'installation :



| | |
|---|---------------------------------------|
| A | Filtre. |
| B | Régulateur de pression. |
| C | Lubrificateur par brouillard d'huile. |
| D | Silencieux. |
| E | Distributeur 5/3. |
| F | Moteur pneumatique. |
| G | Distributeur 3/2. |
| 1 | Limiteur de débit à l'entrée. |
| 2 | Limiteur de débit à la sortie. |

Figure 6-52 : Exemples d'installation

3. Ventouses :

3.1 Techniques du vide :

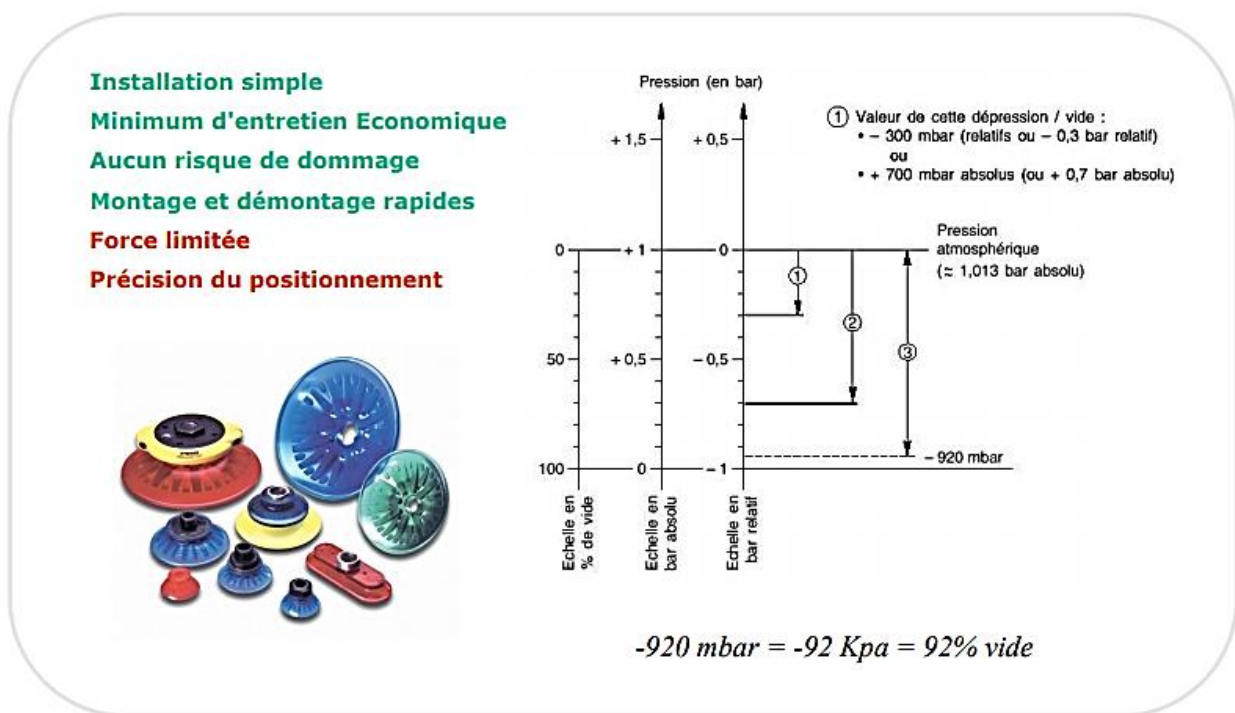


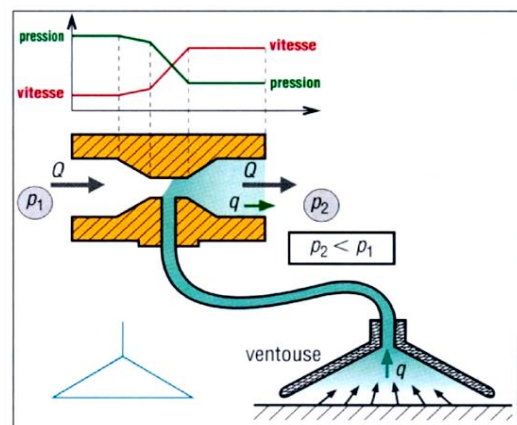
Figure 6-53 : Technique de vide

3.2 Principe de fonctionnement :

Le passage de l'air dans le rétrécissement augmente la vitesse de l'air et diminue sa pression ($p_2 < p_1$). Il se crée alors une dépression qui permet d'aspirer l'air de la ventouse, ou un fluide. Ce phénomène s'appelle l'effet Venturi.

Une ventouse développe un effort :

$$F = P_r \cdot S$$





- S : surface de contact avec la pièce saisie et soumise à la dépression.
- P_r : pression relative ($P_r = P_{atm} - P_i$ et P_i est la pression interne = dépression créée)

3.3 Exemple de réalisation et symboles :

3.4 Ordre de grandeur :

Une ventouse dans laquelle est créée une dépression de 50 % de la pression atmosphérique développe un effort théorique de 392 N.

Une ventouse alimentée par buse à effet Venturi est source de consommation importante d'air comprimé et de bruit

Figure 6-55 : Exemple de réalisation et symboles

Si le nombre de ventouses mises en œuvre est important, il est préférable de produire la dépression par une pompe à vide mécanique (à palettes par exemple).

Vidéos learning

Introduction au moteurs pneumatiques

V9



Vane air motor
Boost your productivity and
save energy with vane technology



4. Exercices :

Exercice 1 : Choix d'un vérin

Soit un vérin servant à déplacer une charge, sous une pression de **6 bars relative**. À l'issue des calculs de statique et de dynamique, l'effort que doit développer le vérin est de **150 daN** en poussant et **100 daN** et tirant. Le taux de charge optimale t_c doit être inférieure ou égale à **75%**.

1/- Calculer l'effort théorique développés en poussant.

2/- Déterminer, à partir du graphe ci-contre, les diamètres du piston du vérin capable de soulever cette charge.

3/- Que devient la pression si on admet que le taux de charge doit garder une valeur maximale de **0,75**.

4/- Admettant que le point de rencontre entre l'effort statique ainsi calculé et la pression d'alimentation (**6 bar relative**) peut apparaitre entre deux courbes consécutifs du graphe ci-contre et le vérin recommander sera celui dont la courbe passe à droite de ce point développant ainsi un effort immédiatement supérieur.

Déterminer graphiquement la charge théorique soulevée par ce vérin. En déduire le taux de charade réel t_c

5/- Déterminer, à partir du graphe (*figure ci-dessous*), l'effort théorique développé par ce vérin en tirant la charge. En déduire sa valeur réelle. (*Le diamètre de la tige $d = 25$ mm*).

6/- Que devient la pression si on admet que les deux efforts en tirant et en poussant possèdent la même valeur (**150 daN**).

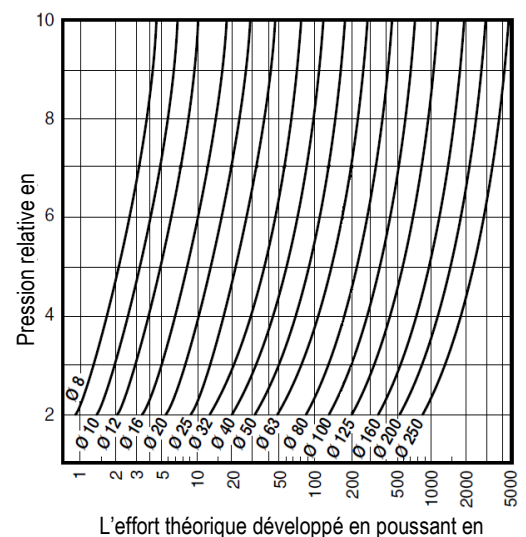
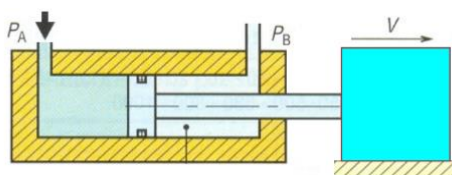


Figure 6-56 : Abaque de détermination du diamètre de la tige

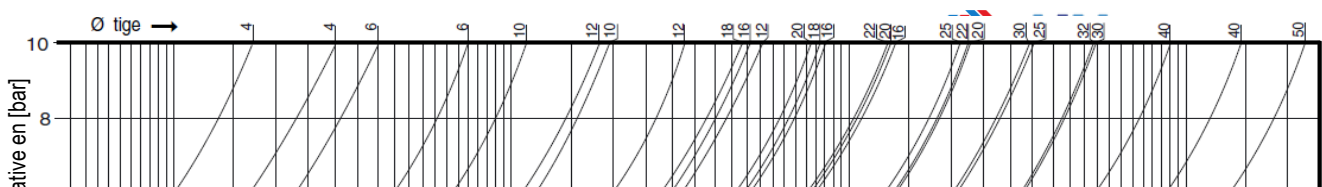


Figure 6-57 : Abaque de détermination du diamètre du piston

Exercice 2 : Calcul de consommation d'air d'un vérin

Un vérin double effet dont les dimensions en mm sont : $D = 63$, $d = 22$, course totale $C_t = 200$ et pour lequel on alimente les deux chambres avec la même pression $p = 6 \text{ bars relatifs}$.

1/- Déterminer, en $[NI]$, la consommation pour un aller-retour du vérin. (Cas où la course utilisée C_u est égale à la course totale C_t).

2/- Déterminer l'incidence du volume de tige sur la consommation et calculer l'erreur relative commise.

3/- Jusqu'à quelle valeur de C_u le résultat reste-t-il affecté de moins de **20%** d'erreur ? (En négligeant l'incidence du volume de la tige).

Exercice 3 : Choix du moteur

Le chariot transporteur est animé par un moteur pneumatique à palette **MO** plus une boîte à vitesse. Ce moteur est non réversible. Il doit fonctionner à **300 tours/minute** et produire un couple de **10 N.m**.

1/- Calculer la puissance demandée.

2/- Sélectionner, à partir du tableau ci-dessous, la famille des moteurs appropriés à cette application.

| Moteurs à palettes | | LZB 14 | | LZB 22 | | LZB 33 | | LZB 42 | | LZB 46 | | LZB 54 | | LZB 66 | | LZB 77 | | LZL 03 | LZL 05 | LZL 15 | LZL 25 | LZL 35 |
|--------------------------|--|--------|------|--------|------|--------|------|--------|------|--------|------|--------|------|--------|------|--------|------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Non Réversibles | | A | A | A | A | A | A | A | A | A | A | A | A | A | A | A | A | | | | | |
| Réversibles | | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | AR | | | | | |
| Puissance de sortie (kw) | | 0,10 | 0,16 | 0,16 | 0,25 | 0,23 | 0,39 | 0,50 | 0,65 | 0,58 | 0,84 | 0,78 | 1,20 | 1,40 | 1,80 | 2,50 | 2,90 | 1,0 | 1,30 | 2,30 | 3,40 | 5,20 |

3/- Les deux moteurs **LZB 33 A007** et **LZB 33 A013** répondent au paramètre de la puissance mais pas aux autres paramètres de choix du moteur pneumatique (*vitesse de rotation et couple*).

- Le quels de ces deux moteurs doit on sélectionner

- Justifier votre choix.

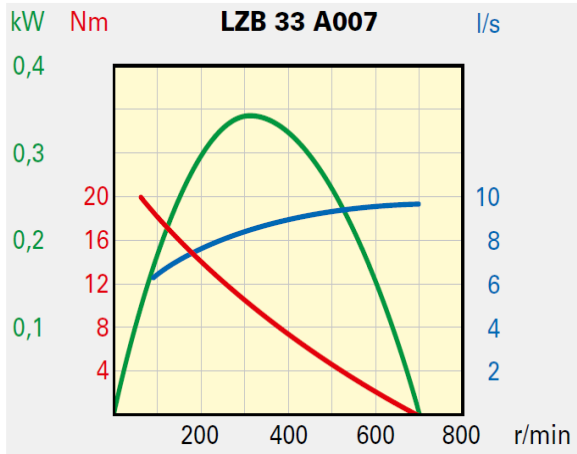


Figure 6-57 : Caractéristiques du moteur LZB 33 A007

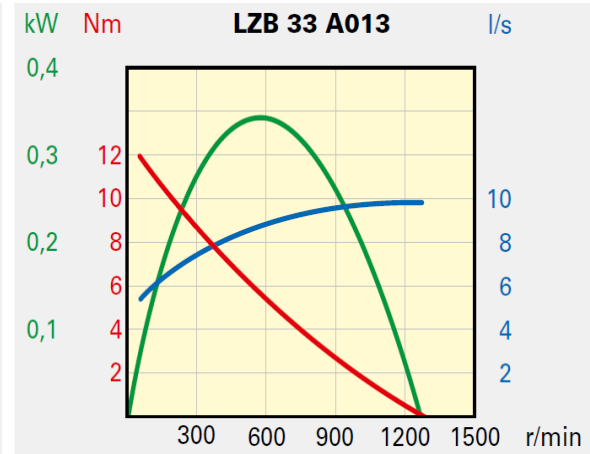


Figure 6-58 : Caractéristiques du moteur LZB 33 A013

4/- Tracer sur l'une des deux graphes précédents le point de fonctionnement de ce moteur. En déduire la consommation de l'air comprimé.

Exercice 4 : Pression de fonctionnement d'un moteur pneumatique

Un moteur **LZB 22 A036** doit fonctionner à **1360 tours/minute** et produire **1,2 N.m**.

1/- Déterminer la vitesse et le couple au seuil la puissance maximale de fonctionnement.

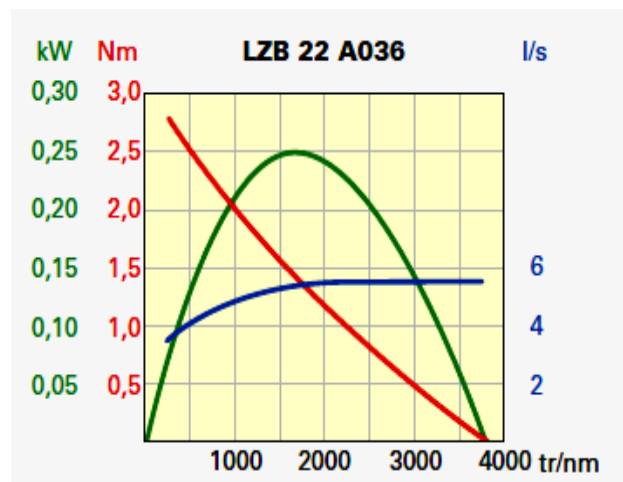
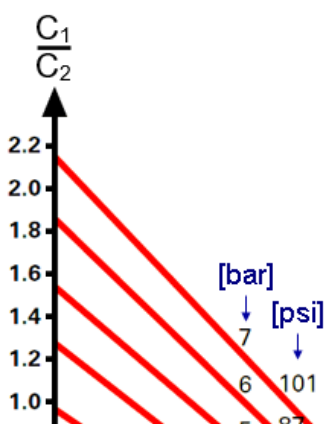


Figure 6-59 : Caractéristiques du moteur LZB 22 A036

2/- Calculer la pression d'admission requise pour atteindre ce régime.



→ $\left\{ \begin{array}{l} C1 = \text{couple recherché} \\ N1 = \text{vitesse recherchée} \\ C2 = \text{couple à la puissance de sortie maximale} \\ N2 = \text{vitesse à la puissance de sortie maximale} \end{array} \right.$

Figure 6-60 : Détermination de la pression de travail