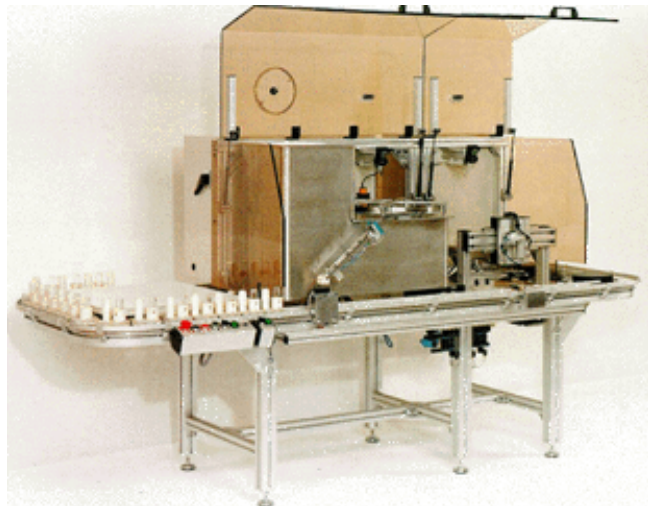


Pneumatique

Les performances sans cesse améliorées des Systèmes Automatisés de Production (SAP) doivent beaucoup aux Transmissions Oléo-hydrauliques et Pneumatiques.

Le domaine couvert est vaste, tous les secteurs d'activité sont concernés : automobile, aéronautique, aérospatiale, marine, trains et métros sur rail, et divers autres moyens de transport ; électrotechnique et électronique ; industries agro-alimentaires ; industries pétrolière, chimique et pharmaceutique ; génie civil, bâtiments et travaux publics ; industrie mécanique, machines-outils, assemblage, manutention ; spectacle, théâtre, manèges forains ; médecine, équipements de dentisterie, équipements hospitaliers...



Ligne de conditionnement Ravoux



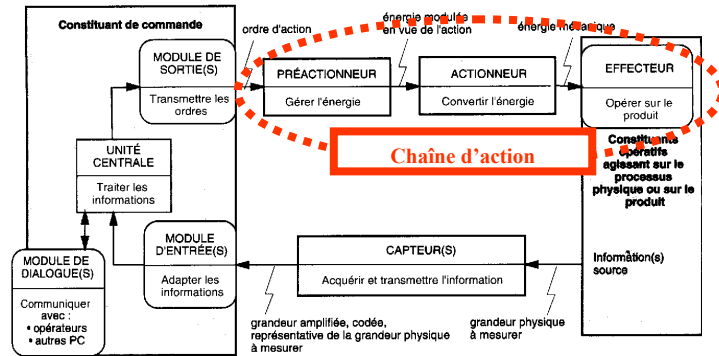
Bras manipulateur Shradder Bellows

Hydraulique et pneumatique ont des champs d'application qui diffèrent par les propriétés du fluide sous pression qu'elles utilisent : un liquide pratiquement incompressible pour l'hydraulique, un gaz très compressible pour la pneumatique. C'est pourquoi ces deux techniques font l'objet d'études séparées.

L'emploi de l'énergie pneumatique permet de réaliser des automatismes avec des composants simples et robustes, notamment dans les milieux hostiles : hautes températures, milieux déflagrants, milieux humides...

1 L'énergie pneumatique

1.1 Où trouve-t-on l'énergie pneumatique ?



Synoptique d'un S.A.P. [5]

On trouve l'énergie pneumatique essentiellement dans la chaîne d'action d'un Système Automatisé de Production.

1.2 Le fluide pneumatique

Le fluide pneumatique le plus couramment utilisé est de l'air dont la pression usuelle d'emploi est comprise entre 3 et 8 bars (soit 3.10^5 à 8.10^5 pascals, l'unité de pression du système international SI). Dans certains cas, on peut utiliser de l'azote.

Rappel : 1 bar = 1 daN / cm² ≈ 10⁵ Pa

L'air comprimé est utilisé comme fluide énergétique (**air travail** ou **air moteur**) pour alimenter des actionneurs (vérins et moteurs pneumatiques). 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 process**) ou avec les utilisateurs (**air respirable**) avec des risques possibles de contamination et d'intoxication.

Exemples :

- Aération, brassage, pressurisation de cuves ;
- Transport pneumatique de produits légers ou pulvérulents ;
- Refroidissement, pulvérisation, soufflage ;
- Remplissage de bouteilles de plongée, hôpitaux, etc.

1.3 Les différentes énergies de puissance

	Pneumatique	Hydraulique	Electrique
Production	Compresseur 1 par atelier	Compresseur 1 par système	Réseau EDF
Liaison	Tubes, flexibles (pertes de charge selon distance et forme)		Câbles, fils
Rendement	0,3 à 0,5	0,7 à 0,9	0,9

Comparaison des différentes énergies de puissance [5]

1.4 Pneumatique contre Hydraulique

Hydraulique : P → 300 bar

- Force supérieure à 50 000 N.
- Positionnement intermédiaire et précis des vérins.
- Vitesse d'avance régulière (car l'huile est incompressible).

Pneumatique : P → 10 bar

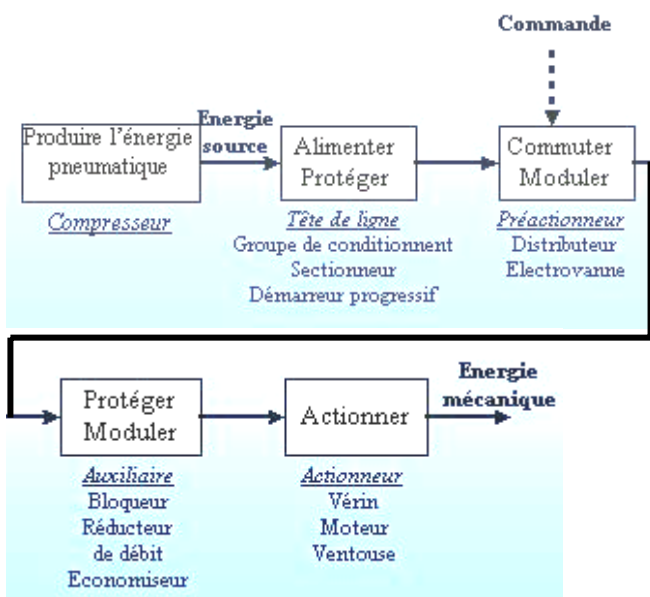
- Force inférieure à 50 000 N.
- Installation peu coûteuse (production centralisée de l'air comprimé)
- Transport du fluide plus simple et beaucoup plus rapide (maxi de 15 à 50 m/s contre 3m/s pour l'hydraulique)

1.5 Pneumatique contre électrique

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

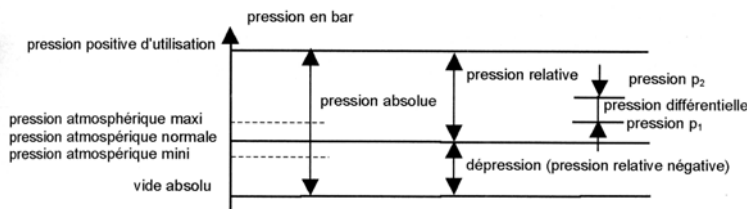
- Si les temps de réponse ne sont pas critiques (10 à 20 ms minimum)
- Pour des machines séquentielles simples.
- Dans les milieux « hostiles » (hautes températures, milieux déflagrants ou humides, etc...)
- Pour leur faible coût d'entretien.
- Qualification minimale requise pour la maintenance.

1.6 Circuit pneumatique



Synoptique d'un circuit pneumatique [5]

1.7 Définition des pressions



Graphique des pressions [2]

Pression atmosphérique normale de référence (ANR) : pression atmosphérique de 1013 mbar, 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.

Pression absolue = pression relative + pression atmosphérique normale.

Pression atmosphérique normale = 1 atm = 760 mmHg = 1, 0132.10⁵ Pa = 1, 0132 bar ≈ 1 bar.

Dépression ou vide relatif : pression relative négative par rapport à la pression ANR.

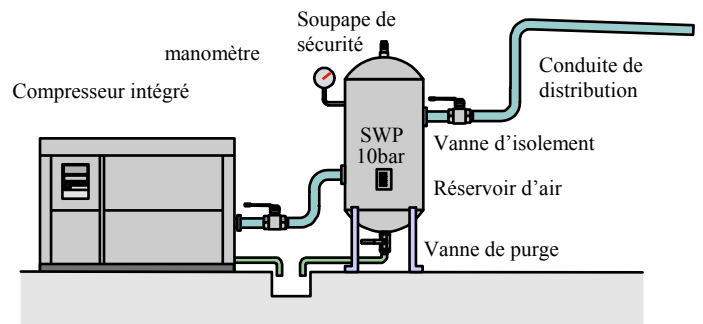
Pression différentielle = Δp = p₂ - p₁.

Remarque : La pression absolue est égale, approximativement, à la pression relative augmentée de 1 bar.

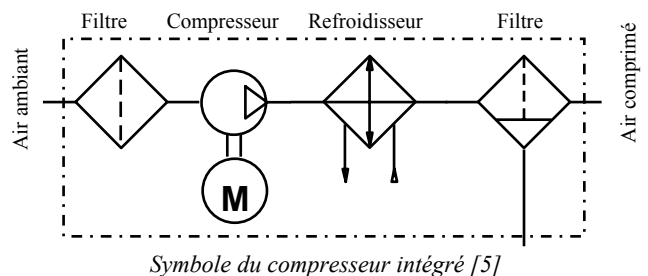
Attention : sur le terrain, on mesure des pressions relatives (manométriques), mais dans les formules, on utilise les pressions absolues !!!

1.8 Production d'énergie pneumatique

Elle est assurée par un compresseur, animé par un moteur électrique. Ce compresseur intégré est constitué d'un filtre, du système de compression de l'air, d'un refroidisseur-assècheur et d'un dernier filtre. La pression de sortie est de l'ordre de 10 bars. Un réservoir permet de réguler la consommation.



Production de l'énergie pneumatique [5]



1.8.1 Pourquoi purifier l'air ?

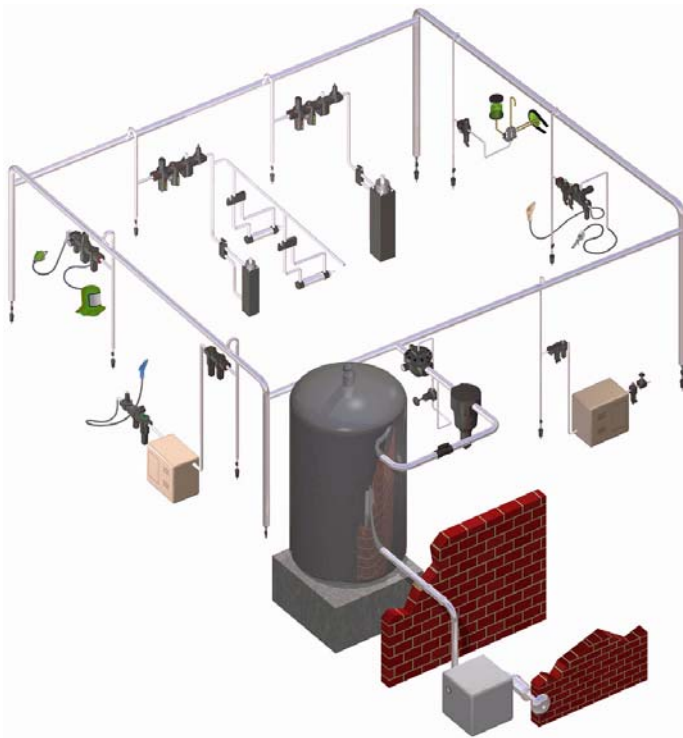
L'air souillé peut causer des problèmes ou des dégâts dans le réseau d'air comprimé. Un air pur garanti le bon fonctionnement des composants connectés, tels les distributeurs et les vérins. La fiabilité d'une installation pneumatique dépend de la qualité de l'air comprimé.

1.8.2 Qui sont les pollueurs ?

Les pollueurs sont essentiellement :

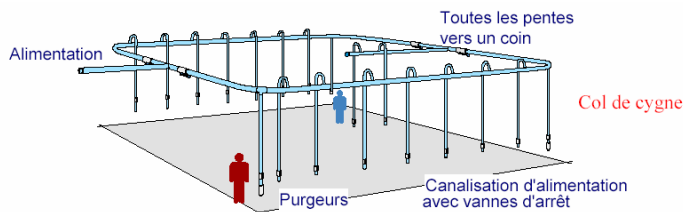
- les **particules solides** (poussière, suie, produits d'abrasion et de corrosion, ...) que l'on peut classer en fonction de leur taille (grosses > 10 μm, petites de 1 à 10 μm et très fines <1μm) ;
- l'**eau** : lors du refroidissement de l'air comprimé, il se forme une quantité importante de condensation. Si l'air n'est pas asséché, la corrosion s'installe et endommage les composants ;
- l'**huile** : une concentration d'huile peut boucher les parties pneumatiques sensibles et emporter ou endommager les couches grasses de protection.

1.9 Réseau de distribution de l'air



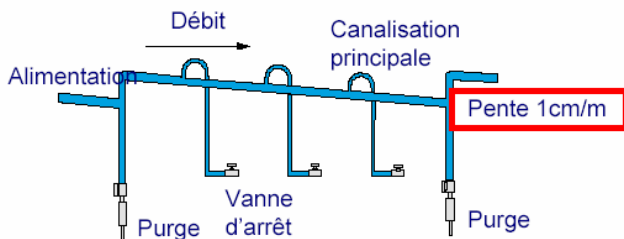
Exemple de réseau de distribution d'énergie pneumatique [5]

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.



Cols de cygne à chaque raccordement [3]

Pour supprimer ces impuretés ou ces eaux stagnantes, il y a des purgeurs au point bas de chaque raccordement, et les canalisations ont une légère pente.



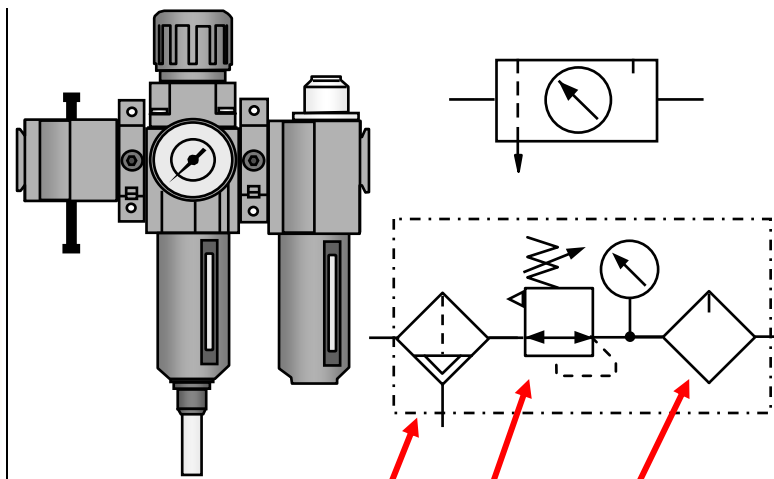
Une légère pente sur chaque canalisation [3]

1.10 Conditionnement de l'air

1.10.1 Unité FRL

Avant d'utiliser l'air, il faut le filtrer, l'assécher, 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.

Cette unité FRL est constituée d'un Filtre, d'un **mano-Régulateur** et d'un **Lubrificateur**.



Unité de conditionnement FRL et ses symboles [5]

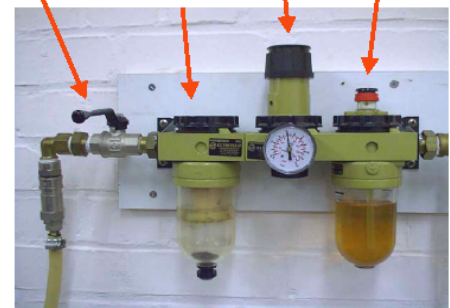
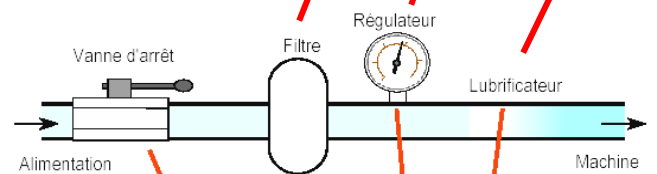
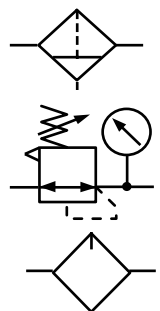


Photo d'une unité FRL [3]

Le filtre sert à assécher l'air et filtrer les poussières.

Le **mano-régulateur** sert à régler et réguler la pression de l'air.

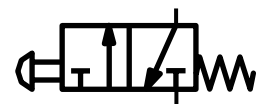
Le **lubrificateur** sert à éviter la corrosion et à améliorer le glissement.



1.10.2 Sectionneur

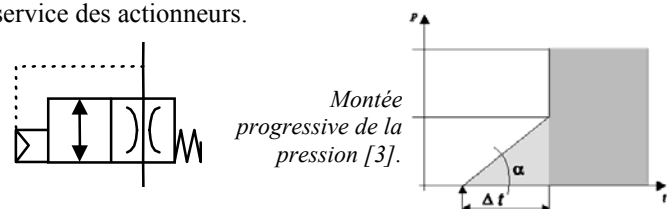
Afin de mettre le système en ou hors énergie, on utilise un sectionneur pneumatique. C'est une vanne de type 3/2, qui peut être manœuvrée manuellement ou électriquement.

Son rôle est d'isoler le circuit pneumatique du système par rapport à la source, et de vider ce circuit lors de la mise hors énergie.



1.10.3 Démarreur progressif

Il assure une montée progressive de la pression dans l'installation en agissant sur la vitesse de remplissage du circuit. Monté en sortie du FRL et avant le sectionneur général, il protège les personnes d'une brusque remise en service des actionneurs.



2 Actionneurs pneumatiques

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

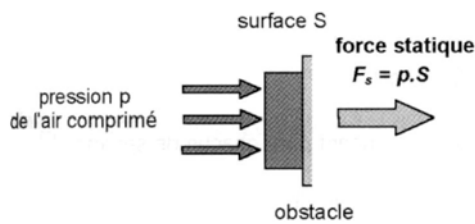
Leurs principales caractéristiques sont : la **course**, la **force** et la **vitesse**.

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

2.1 Force disponible

Avec l'air comprimé, on dispose d'une énergie potentielle exploitable sous forme statique ou sous forme dynamique par transformation en énergie cinétique.

2.1.1 Force statique

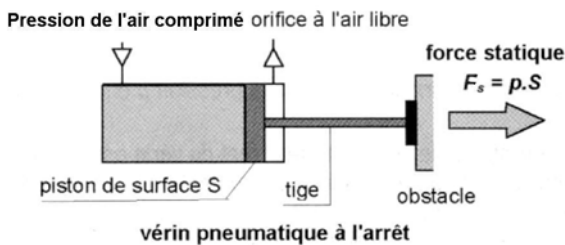


Définition de la force statique [2]

En faisant agir l'air comprimé sur une face immobile, on obtient une force statique F_s proportionnelle à la pression p et à sa surface d'action S :

$$\text{Force statique : } F_s = p \times S$$

avec la force F_s exprimée en daN, la pression p de l'air comprimé en bars et la surface S en cm^2 .



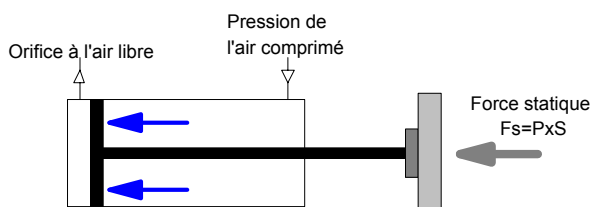
Définition de la force statique pour un vérin [2]

Exemple :

Soit un vérin double effet de diamètre intérieur 50 mm et de diamètre de tige 20 mm, avec une pression de 6 bars.

La force statique tige sortie (cf. figure précédente) vaut :

$$F_s = p \times S = p \times \pi \times \frac{d^2}{4} \approx 6 \times \pi \times \frac{5^2}{4} \approx 117,8 \text{ daN}$$



En rentrée de tige (cf. figure ci-dessus), la section est égale à $S_{\text{vérin}} - S_{\text{tige}}$:

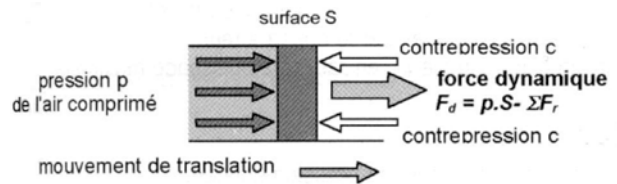
$$S = \frac{\pi}{4} \times (d_{\text{vérin}}^2 - d_{\text{tige}}^2) = \frac{\pi}{4} \times (5^2 - 2^2) \approx 16,5 \text{ cm}^2$$

d'où la force statique tige rentrée :

$$F_s = p \times S \approx 6 \times 16,5 \approx 99 \text{ daN}$$

2.1.2 Force dynamique

Si la face est mobile en translation, la force dynamique F_d obtenue pendant le mouvement est plus faible car elle dépend des forces qui s'opposent à son déplacement : force liée à la pression opposée (dite contre-pression), force de frottement, force d'inertie.

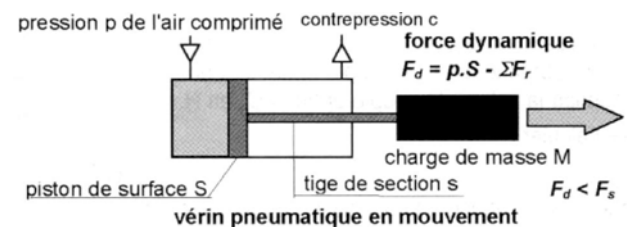


Définition de la force dynamique [2]

On a alors l'expression suivante :

$$\text{Force dynamique : } F_d = p \times S - \sum F_r$$

Avec la force dynamique F_d et la somme des forces résistantes $\sum F_r$, exprimées en daN, la pression p de l'air comprimé en bars et la surface S en cm^2 .



Force dynamique d'un vérin [2]

Les vérins pneumatiques permettent de mettre en application ces deux relations.

2.1.3 Utilisation en statique et dynamique

La force statique F_s ne pose pas de problème de calcul puisque toutes les variables sont connues, du moins pour le vérin à double effet (pour le vérin simple effet, voir §2.2.1). Pour que le vérin soit exploitable, il suffit que sa force statique F_s soit supérieure à la charge statique C_s opposée (force de blocage ou de serrage) :

$$\text{Force statique } F_s > \text{Charge statique } C_s$$

Il n'en est pas de même de la force dynamique. A défaut de connaître les forces de frottement et d'inertie propres au vérin, on définit son **rendement** η comme le rapport de la force dynamique sur la force statique. Les mesures montrent que η est compris entre 0,8 et 0,95 suivant le type de vérin, ses dimensions, la pression et le fonctionnement à sec ou lubrifié. On peut donc, faute de connaître le rendement exact du vérin, estimer la force dynamique en prenant pour η la valeur minimum de 0,8.

$$\text{D'où : Force dynamique } F_d = \text{Force statique } F_s \times 0,8$$

Pour que le vérin ait un comportement acceptable, il faut que sa force dynamique F_d soit supérieure à la charge dynamique C_d opposée (force dynamique résistante) :

$$\text{Force dynamique } F_d > \text{Charge dynamique } C_d$$

2.1.4 Taux de charge t

Pour être certain d'utiliser le vérin dans de bonnes conditions, on définit le **taux de charge** t . C'est un paramètre qui tient compte à la fois des effets de la contre-pression et des frottements internes ; son emploi élimine les risques de broutements.

$$\text{Taux de charge } t = \frac{F_{charge}}{F_s}$$

Avec F_{charge} : effort à vaincre pour déplacer la charge ;
 et F_s : poussée théorique ($p.S$)

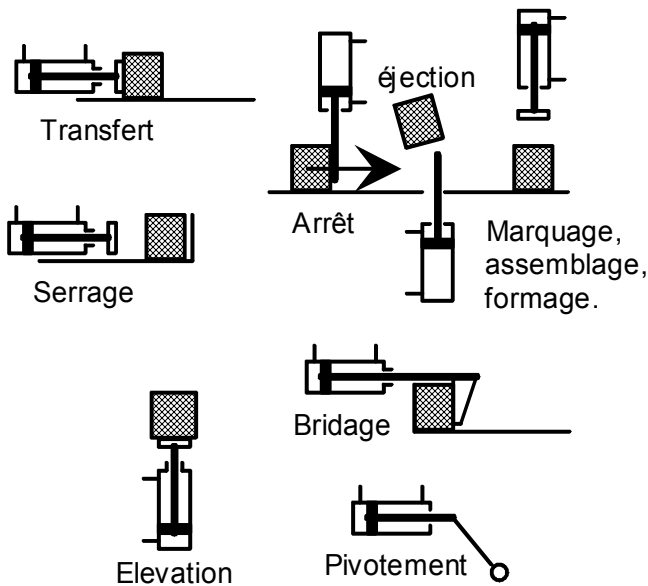
En pratique : $0,5 \leq \text{taux de charge } t \leq 0,75$.

Le taux de **0,5** est usuel.

2.2 Les vérins

Ils transforment l'énergie d'un fluide sous pression en énergie mécanique (mouvement avec effort). Ils peuvent soulever, pousser, tirer, serrer, tourner, bloquer, percuter, ...

Exemples d'utilisation :



Leur **classification** tient compte de la nature du fluide, **pneumatique** ou **hydraulique**, et du mode d'action de la tige : **simple effet** (air comprimé admis sur une seule face du piston), **double effet** (air comprimé admis sur les deux faces du piston)...

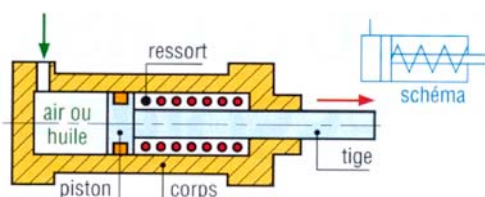
Les vérins pneumatiques utilisent l'air comprimé, de 2 à 10 bars en usage courant. Du fait de la simplicité de mise en œuvre, ils sont très nombreux dans les systèmes automatisés industriels.

Remarque : une grande quantité de fonctions complémentaires peut leur être intégrée : amortissement de fin de course, capteurs de position, dispositifs de fin de course, dispositifs de détection, distributeurs, guidage, ...

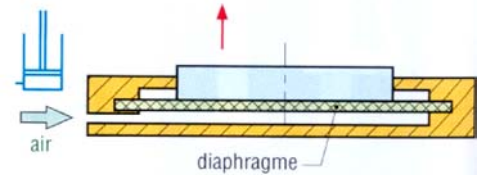
2.2.1 Vérins simple effet (VSE)

L'ensemble tige-piston se déplace dans un seul sens sous l'action du fluide sous pression. Le retour est effectué par un autre moyen que l'air comprimé : ressort, charge, ... Pendant le retour, l'orifice d'admission de l'air comprimé est mis à l'échappement.

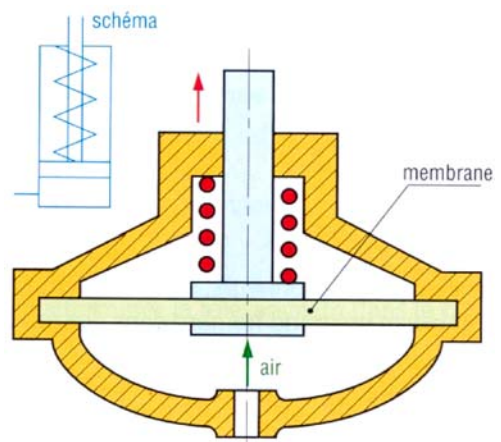
Principes de réalisation et symboles normalisés



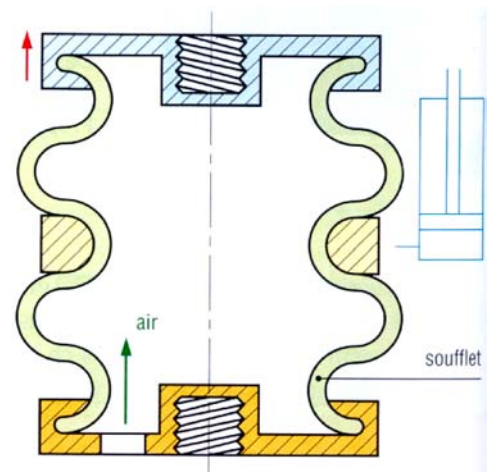
Vérin simple effet classique, rappel par ressort [1]



Vérin simple effet plat à diaphragme [1]



Vérin simple effet à membrane, rappel par ressort [1]



Vérin simple effet à soufflet [1]

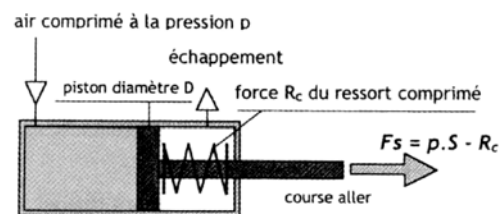
Avantages : les vérins simple effet sont économiques, et la consommation de fluide est réduite.

Inconvénients : à course égale, ils sont plus longs que les vérins double effet ; la vitesse de la tige est difficile à régler en pneumatique et les courses proposées sont limitées (jusqu'à 100 mm).

Utilisation : travaux simples (serrage, éjection, levage, emmanchements, ...)

Force statique développée : il faut tenir compte de la force R_c du ressort comprimé, d'où :

$$F_s = p \times S - R_c$$



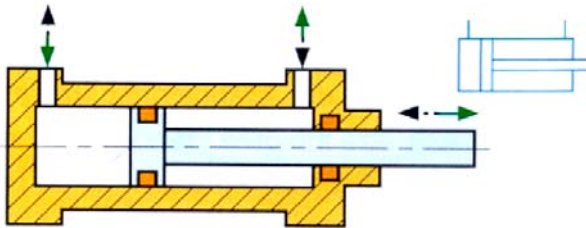
Force statique développée par un VSE en fin de sortie de tige [2]

2.2.2 Vérins double effet (VDE)

L'ensemble tige-piston peut se déplacer dans les deux sens sous l'action du fluide sous pression (air comprimé).

L'effort en poussant (sortie de la tige) est légèrement plus grand que l'effort en tirant (entrée de la tige) car la pression n'agit pas sur la partie de surface occupée par la tige.

Principe de réalisation



Vérin double effet [1]

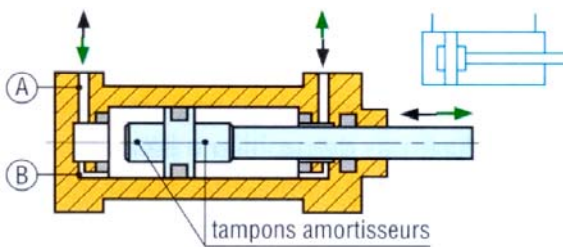
Avantages : plus grande souplesse d'utilisation ; réglage plus facile de la vitesse, par contrôle du débit à l'échappement ; amortissements de fin de course, réglables ou non, possibles dans un ou dans les deux sens. Ils offrent de nombreuses réalisations et options.

Inconvénients : ils sont plus coûteux.

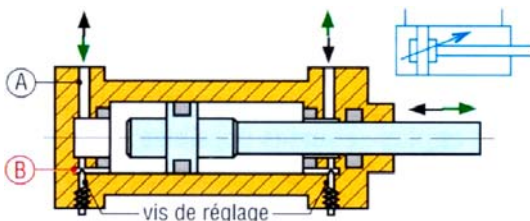
Utilisation : ce sont les vérins les plus utilisés industriellement, ils présentent un grand nombre d'applications.

Amortissement de fin de course : cet amortissement est indispensable aux vitesses ou cadences élevées et sous fortes charges.

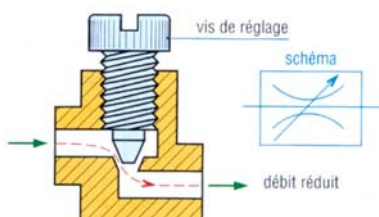
Si des blocs en élastomère suffisent lorsque l'énergie à amortir est modérée, les dispositifs avec tampons amortisseurs sont recommandés aux plus hautes énergies. Dès que le tampon entre dans son alésage, le fluide à l'échappement est obligé de passer par l'orifice B plus petit, au lieu de l'orifice A. La réduction du débit provoque une surpression créant l'amortissement.



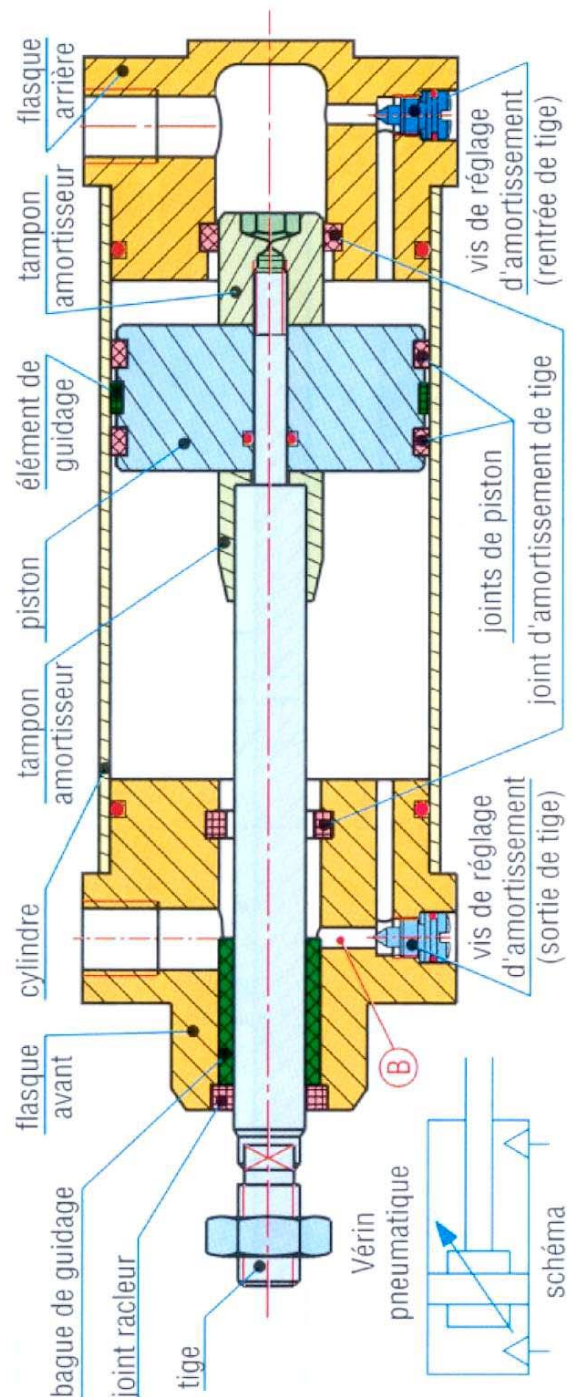
Vérin double effet à amortissement non réglable [1]



Vérin double effet à amortissement réglable [1]



Principe du réglage de débit [1]

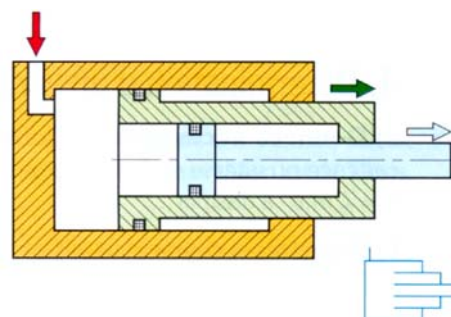


Constitution d'un vérin pneumatique double effet à amortissement réglable des deux côtés [1]

2.2.3 Principaux vérins spéciaux

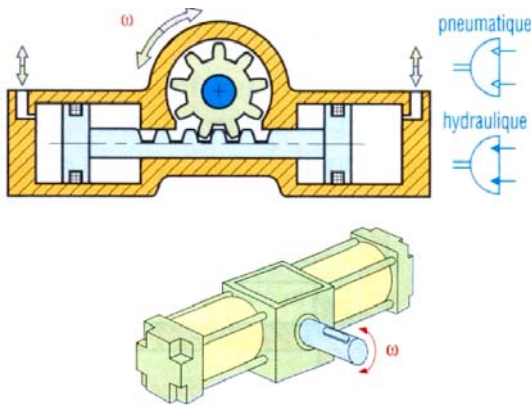
Ce sont des variantes des cas précédents et présentent les mêmes options possibles : amortissement, ...

Vérin à tige télescopique : simple effet et généralement hydraulique, il permet des courses importantes tout en conservant une longueur repliée raisonnable.



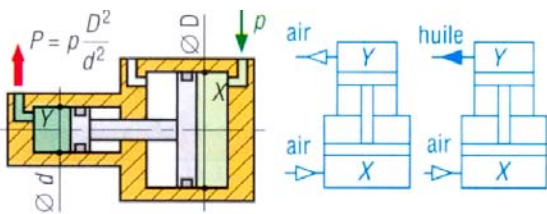
Vérin simple effet à tige télescopique [1]

Vérin rotatif : l'énergie du fluide est transformée en mouvement de rotation ; par exemple, vérin double effet entraînant un système pignon-crémaillère. L'angle de rotation peut varier entre 90 et 360°. Les amortissements sont possibles.



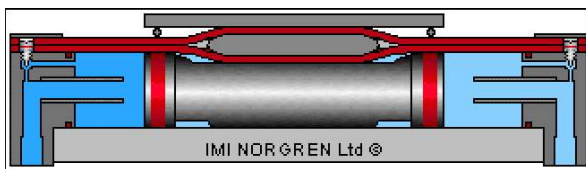
Exemple de réalisation d'un vérin rotatif (unité de couple) [1]

Multiplicateur de pression : souvent utilisé en oléopneumatique, il permet à partir d'une pression d'air (p en X), d'obtenir un débit d'huile à une pression plus élevée (P en Y : 10 à 20 fois plus élevée que p). Il est ainsi possible d'alimenter des vérins hydrauliques présentant des vitesses de tige plus précises.



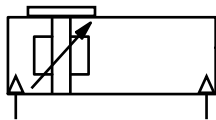
Multiplicateur de pression [1]

Vérin sans tige : 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.



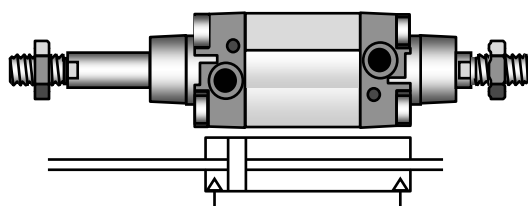
Exemple d'un vérin double effet sans tige avec amortissement des deux côtés [5]

Symbole :



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. De nombreuses variantes et combinaisons sont possibles : assemblages croisés...

Vérin double tige :

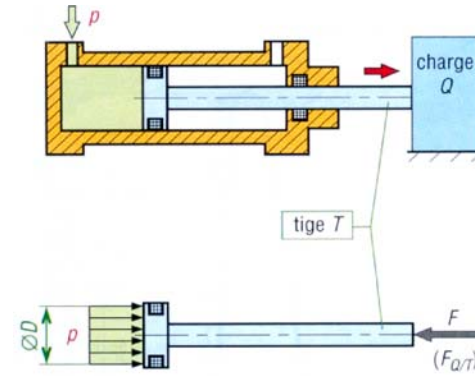


Exemple et symbole d'un vérin double tige [5]

2.2.4 Caractéristiques des vérins

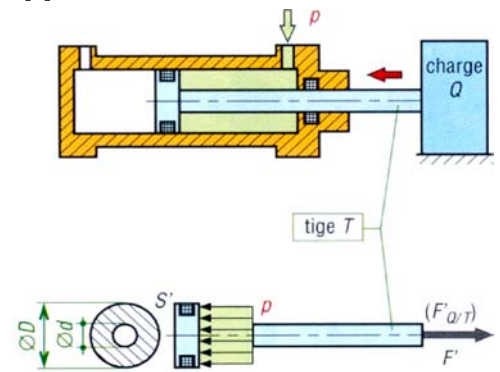
a) Efforts théoriques exercés :

A partir de la pression d'utilisation, on calcule les efforts théoriquement développables en sortie ou en entrée de tige.



$p = \frac{F}{S}$	$F = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$	F en daN (ou N)
$F = p \cdot S$	$F = 0,7854 \cdot p \cdot D^2$	D en cm (ou m)
		p en bars (ou Pa)

Effort en poussant [1]



$F' = p \cdot S'$	$F' = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$
$F' = 0,7854 \cdot p \cdot (D^2 - d^2)$	

Effort en tirant [1]

Exemple 1 :

Soit un vérin pneumatique avec $D = 100$ mm, $d = 32$ mm, calculons les efforts théoriques exercés en poussant et en tirant si la pression d'alimentation est de 7 bars.

En poussant : $F_{théorique} = p \cdot S = P \cdot \pi \cdot R^2 = 550$ daN

En tirant : $F'_{théorique} = p \cdot S' = P \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) = 493$ daN

Remarque : avec un vérin hydraulique de mêmes dimensions sous une pression de 240 bars, $F = 18850$ daN et $F' = 16920$ daN (34 fois plus).

b) Rendement :

Les frottements internes au vérin (joints d'étanchéité et bagues de guidage) amènent une perte d'énergie et une baisse du rendement η (perte de 5 à 12 % pour les vérins pneumatiques de bonne construction)

Exemple 2 :

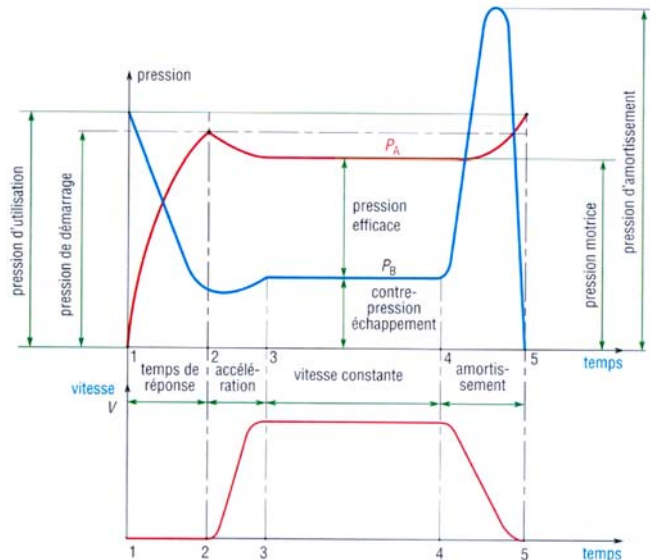
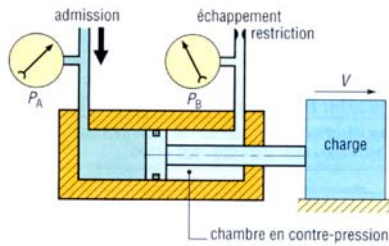
Reprenons les données de l'exemple 1. Si le rendement est de 88 % (perte de 12 %), l'effort réellement disponible en poussant est :

$$\eta \cdot F_{théorique} = \eta \cdot p \cdot S = 0,88 \cdot 550 = 484 \text{ daN}$$

$$= F_{théorique} - F_{frottements}$$

c) 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 supplémentaire.



Les différentes pressions mises en jeu dans un vérin [1]

- La courbe P_A présente l'évolution de la pression dans la chambre d'admission du côté opposé à la tige. La pression monte progressivement puis atteint le seuil maximal inférieur ou égal à la pression 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 .
- La courbe P_B figure l'évolution de la contre-pression dans la chambre à l'échappement du côté de la tige. La pression chute de la valeur p à la valeur de la contre-pression, se maintient à cette valeur pendant la course puis devient nulle très peu de temps après l'arrêt du vérin.

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

d) Taux de charge :

Pour être certain d'utiliser le vérin dans de bonnes conditions, on définit le **taux de charge t** . C'est un paramètre qui tient compte à la fois des effets de la contre-pression et des frottements internes ; son emploi élimine les risques de broutements.

$$\text{Taux de charge } t = \frac{F_{charge}}{F_s}$$

Avec F_{charge} : effort à vaincre pour déplacer la charge ;
 et F_s : poussée théorique ($p.S$)

En pratique : $0,5 \leq \text{taux de charge } t \leq 0,75$.

Le taux de **0,5** est usuel.

Exemple 3 :

Reprenons les données de l'exemple 1 avec un taux de charge de 0,6. La charge que peut réellement déplacer le vérin, en poussant, à la vitesse envisagée et dans de bonnes conditions est :

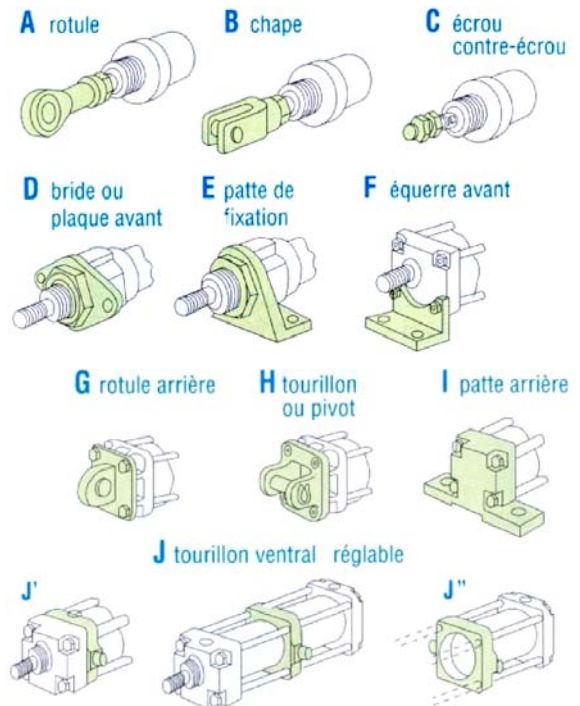
$$F_{charge} = 0,6 \times 550 = 330 \text{ daN}$$

$$= F_{théorique} - F_{frottements} - F_{contre-pression}$$

Les pertes dues aux frottements et à la contre-pression s'élèvent à : $550 - 330 = 220 \text{ daN}$.

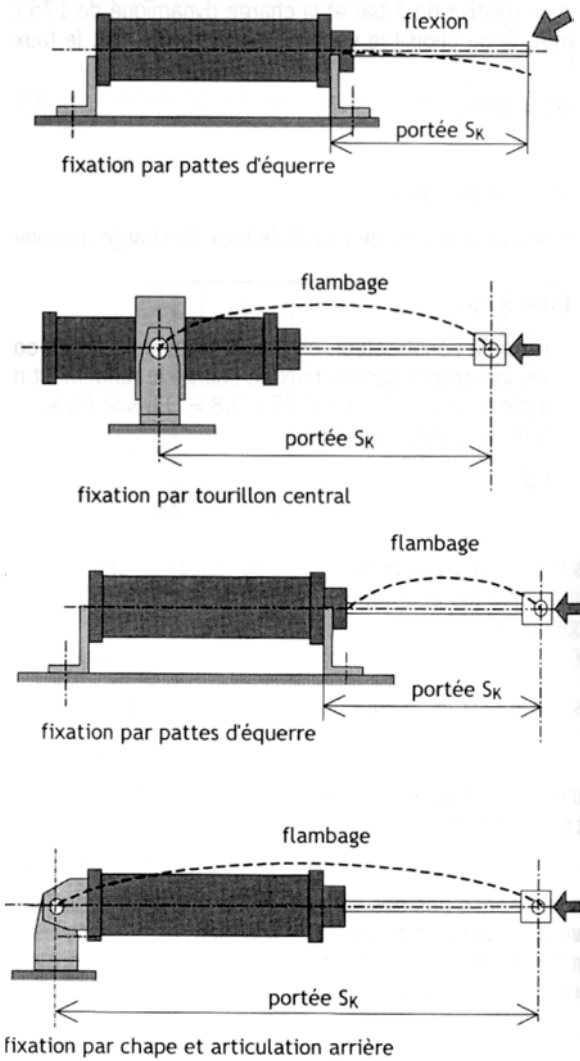
2.2.5 Fixations et montage des vérins

Les fabricants proposent une gamme importante de fixations pour implanter les vérins. Deux fixations suffisent en général : une à l'avant en bout de tige (cas A, B, C) ou sur le fond avant (D, E, F) plus une à l'arrière (G, H, I) ou au milieu (J, J', J'').



Fixations usuelles des vérins [1]

Suivant les fixations choisies, la position du vérin et les charges exercées, certains calculs de vérification (flambage, flexion...) peuvent devenir nécessaires. Par exemple, un flambage, même faible, réduit fortement la durée de vie d'un vérin. Souvent, il suffit d'utiliser des abaques établis par le constructeur.



Tiges de vérins soumises aux efforts de flexion et au flambage [2]

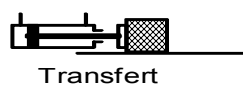
2.2.6 Détermination d'un vérin

a) Données nécessaires :

Pression d'emploi, efforts à fournir dans les deux sens, en poussant et en tirant, cadence ou vitesse de la tige, conditions de services : amortissement et énergie cinétique

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \text{ à dissiper...}$$

Exemple 1 :



Soit un vérin servant au transfert de pièces, sous une pression de 6 bars. A l'issue des calculs de statique et de dynamique, l'effort que doit développer le vérin est de **118 daN** en poussant.

b) Taux de charge :

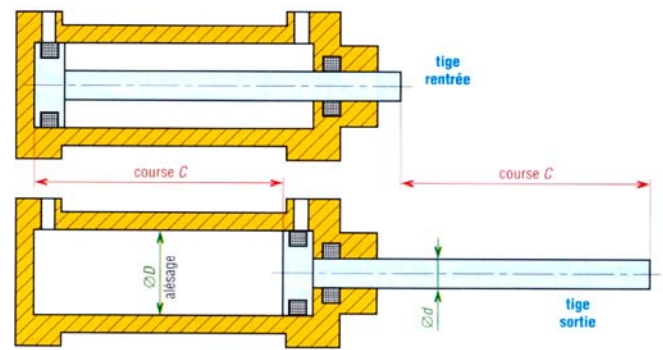
Une fois le type choisi (vérin simple effet, vérin double effet, vérin spécial, ...), à partir des données, il va falloir déterminer le diamètre D de l'alésage. Le diamètre de tige d dépend de D (normes).

C'est ici que le taux de charge t entre en jeu. Le taux de charge usuel est de 0,5, c'est à dire que le vérin va travailler à 50 % de ses capacités.

$$F_{nécessaire} = \frac{F}{t}$$

Dans notre exemple, avec un taux de charge de 0,5, le vérin devra être capable de développer en poussant :

$$F_{nécessaire} = \frac{F}{t} = \frac{118}{0,5} = 236 \text{ daN}$$



Alésage et course d'un vérin [1]

c) Diamètres et course :

- La course du vérin est fonction de la longueur de déplacement désirée. On peut limiter extérieurement la course d'un vérin trop long, par une butée, fixe ou réglable, ou par le travail à réaliser (serrage, marquage, ...).
- Pour calculer le diamètre D de l'alésage, il faut d'abord calculer la section S , avec $F_{nécessaire}$ et la pression p de l'air comprimé :

$$S = \frac{F_{nécessaire}}{p}$$

Dans le cas du transfert de pièces, la section du vérin devra donc être au moins égale à :

$$S = \frac{F_{nécessaire}}{p} = \frac{236}{6} \approx 39,33 \text{ cm}^2$$

La section S s'écrit en fonction du diamètre D : $S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$

on en déduit le diamètre $D = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}}$

D'où, pour notre exemple, le diamètre D nécessaire :

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 39,33}{\pi}} \approx 7,08 \text{ cm} \approx 71 \text{ mm}$$

Il va ensuite falloir choisir le diamètre parmi les diamètres normalisés. Deux solutions sont possibles :

- soit on choisit un diamètre légèrement inférieur, et le taux de charge sera plus grand,
- soit on choisit un diamètre légèrement supérieur, et le taux de charge sera plus petit. Mais à mêmes caractéristiques, un vérin de diamètre supérieur coûtera plus cher.

Il faudra décider au cas par cas, en faisant en sorte que le taux de charge ne soit pas trop différent de celui spécifié par le cahier des charges.

D Vérin (mm)	8	10	12	16	20	25	32	40
D Tige (mm)	4	4	6	6	10	12	12	18

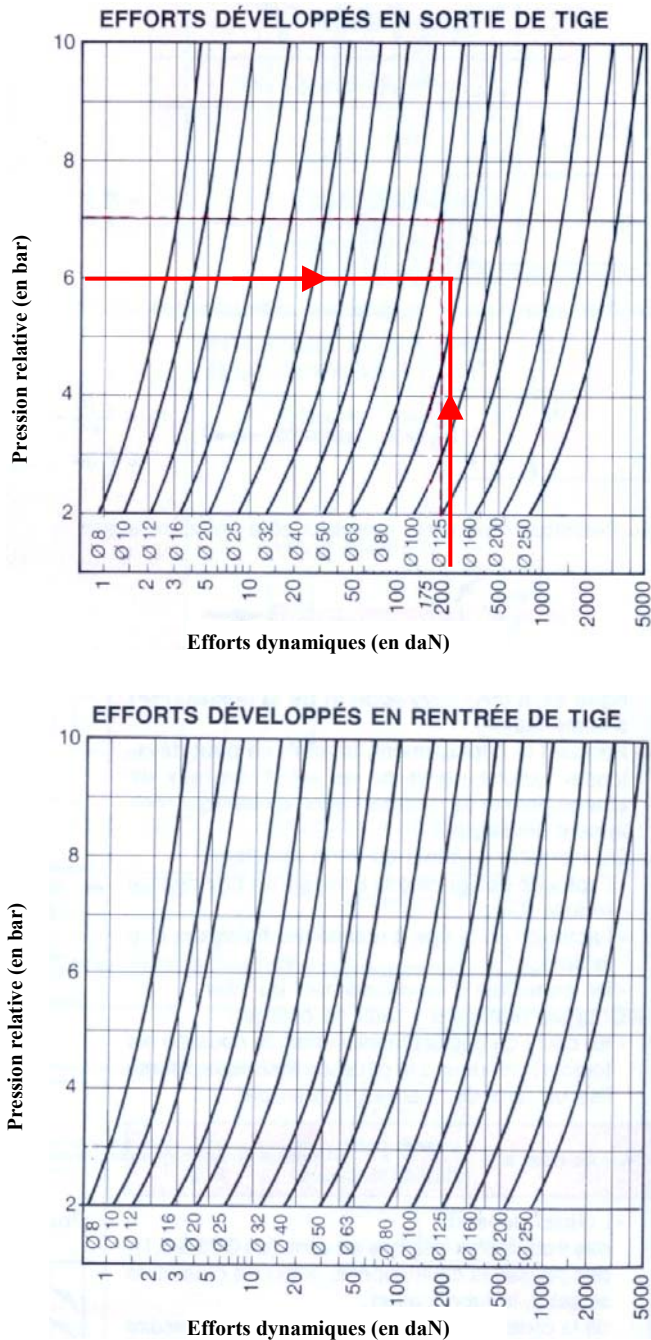
D Vérin (mm)	50	63	80	100	125	160	200	250
D Tige (mm)	18	22	22	30	30	40	40	50

Diamètres normalisés des vérins [8]

Dans notre exemple, nous choisirons un diamètre D égal à 80 mm, ce qui nous donnera un taux de charge t de 0,39.

$$t = \frac{F}{p \times S} = \frac{F}{p \times \pi \times \frac{D^2}{4}} = \frac{118}{6 \times \pi \times \frac{8^2}{4}} \approx 0,39$$

▪ Une autre méthode pour déterminer le diamètre d'un vérin consiste à utiliser les abaques du constructeur donnant les efforts dynamiques développés par le vérin en fonction de son diamètre et de la pression relative.



Efforts dynamiques développés par un vérin [8]

Pour utiliser ces abaques, il faut choisir si le vérin travaille en « rentrée de tige » ou en « sortie de tige », et prendre l'abaque correspondant. Il faut définir le point de rencontre entre l'effort dynamique calculé et la pression d'alimentation.

Le diamètre du vérin sera celui dont la courbe passe par ce point. Si le point est entre deux courbes, il faudra faire un choix comme précédemment entre un vérin plus petit, moins cher et dont le taux de charge sera supérieur à 0,5, et un vérin plus gros, plus cher, dont le taux de charge sera inférieur à 0,5. Il conviendra donc de recalculer le taux de charge.

Dans notre exemple, le vérin doit développer 236 daN en poussant (ce qui inclut un taux de charge de 0,5), sous une

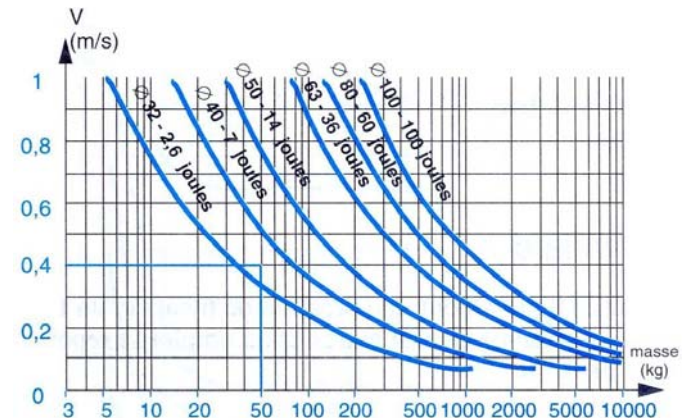
pression de 6 bars. Nous allons donc choisir les abaques des efforts développés en sortie de tige. Comme précédemment, nous avons le choix entre les diamètres 63 et 80 mm. Si nous choisissons un diamètre D de 80 mm, le taux de charge t sera de 0,39.

d) Amortissement :

Une masse M en mouvement à une vitesse v possède une énergie cinétique $E_c = \frac{1}{2} * M.v^2$, qu'il faut dissiper en fin de course.

Les vérins non amortis doivent être réservés aux faibles courses, ou associés à des amortisseurs extérieurs.

Les vérins standard disposent de dispositifs d'amortissement réglables dont les capacités sont limitées. Si le vérin arrive en fin de course, il convient de vérifier qu'il peut absorber l'énergie cinétique des masses en mouvement. Pour cela, il faut utiliser les abaques constructeur : on définit le point de rencontre entre la vitesse de déplacement et la masse à déplacer. Pour amortir cette charge, il faudra utiliser le vérin dont la courbe passe par ce point, ou le vérin dont la capacité d'amortissement est immédiatement supérieure à celle nécessaire.



Capacités d'amortissement des vérins standard (d'après Schneider Télémécanique) [10]

Si le vérin ne peut pas absorber cette énergie, il faut soit choisir un vérin de diamètre supérieur, soit disposer d'amortisseurs extérieurs, ou encore diminuer la vitesse de déplacement de la charge si cela est permis.

e) Durée de vie :

Il convient de se reporter aux catalogues des constructeurs, ou à leurs services techniques, pour vérifier cette contrainte.

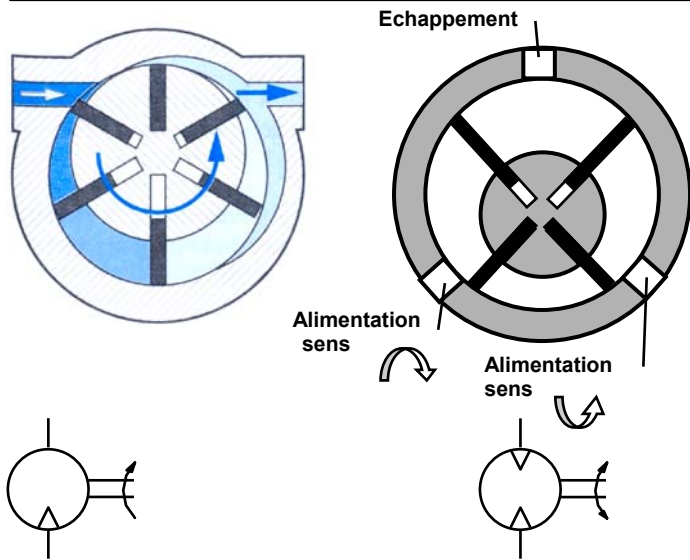
2.3 Autres actionneurs pneumatiques

2.3.1 Moteurs

Il existe plusieurs moyens pour produire un mouvement de rotation continu à l'aide d'un débit d'air comprimé.

Le plus courant est le moteur à palettes qui est fréquemment utilisé dans les outillages pneumatiques (visseuses, meuleuses, perceuses, clefs à chocs, etc.).



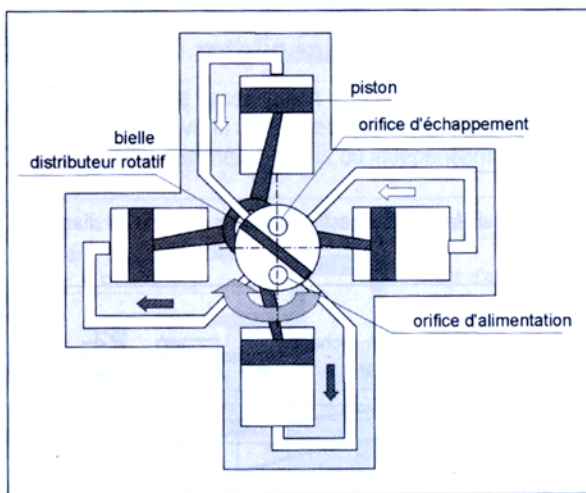


Principes de fonctionnement et schémas :

moteur à palettes *et* moteur à palettes
un sens de rotation [5] [10] deux sens de rotation [5]

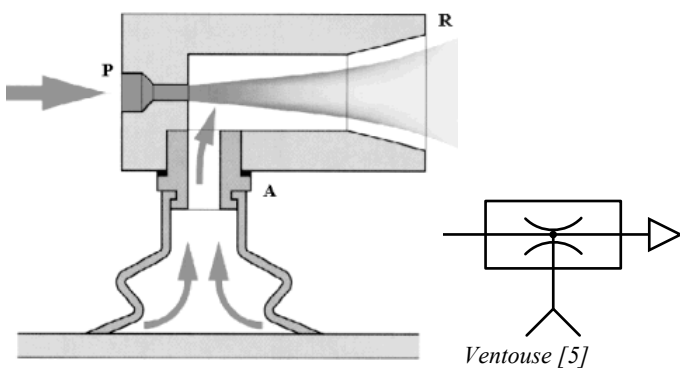
Il existe d'autres types de moteurs pneumatiques commercialisés :

- moteurs pneumatiques à pistons en étoile (vois ci-dessous) ;
- moteurs pneumatiques à pistons à coulisseaux ;
- moteurs pneumatiques à engrenage ;
- moteurs pneumatiques à turbine.

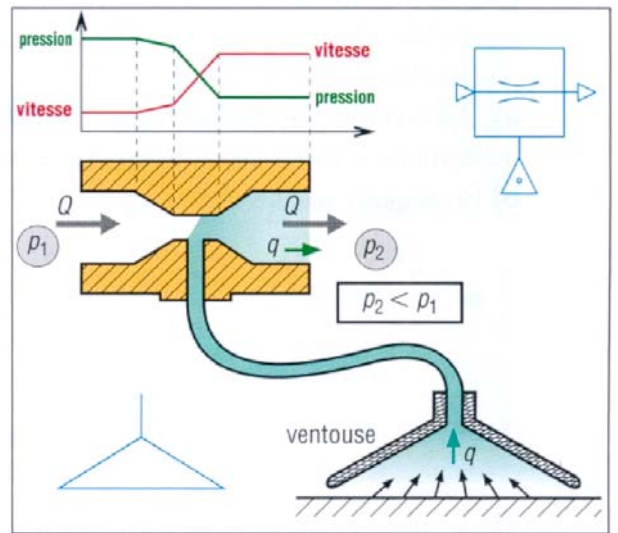


Principe d'un moteur pneumatique à pistons en étoile [2].

2.3.2 Ventouse, effet venturi



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.



Venturi associé à une ventouse [1]

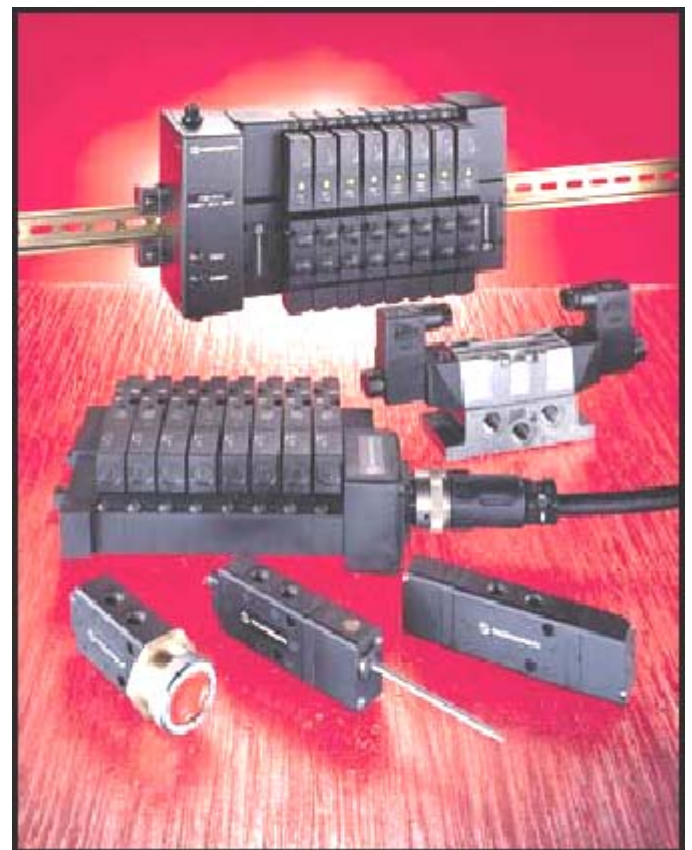
Une ventouse développe un effort $F = P_r \cdot S$, avec S : surface de contact avec la pièce saisie et soumise à la dépression, et P_r : pression relative ($P_r = P_{atm} - P_i$ et P_i est la pression interne = « dépression » créée)

Exemple : 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 en fonctionnement normal qu'il convient d'évaluer avant de choisir ce type d'actionneur.

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).

3 Distributeurs



Différents distributeurs [3]

3.1 Fonction

Ils sont utilisés pour commuter et contrôler le débit du fluide sous pression, comme des sortes d'aiguillage, à la réception d'un signal de commande qui peut être mécanique, électrique ou pneumatique. Ils permettent de :

- contrôler le mouvement de la tige d'un vérin ou la rotation d'un moteur hydraulique ou pneumatique (distributeurs de puissance) ;
- choisir le sens de circulation d'un fluide (aiguiller, dériver, etc.) ;
- exécuter, à partir d'un fluide, des fonctions logiques (fonctions ET, OU, mémoire, etc.) ;
- démarrer ou arrêter la circulation d'un fluide (robinet d'arrêt, bloqueur, ...) ;
- être des capteurs de position (course d'un vérin).

3.2 Symbolisation

Un distributeur est caractérisé par :

- par le nombre des orifices : 2, 3, 4 ou 5 ;
- par le nombre des modes de distribution ou positions : 2 ou 3 ;
- par le type de commande du pilotage assurant le changement de position : simple pilotage avec rappel par ressort ou double pilotage, avec éventuellement rappel au centre par ressort dans le cas des distributeurs à 3 positions ;
- par la technologie de pilotage : pneumatique, électropneumatique ou mécanique ;
- par la technologie de commutation : clapets, tiroirs cylindriques, tiroirs plans.

3.2.1 Principe de la symbolisation

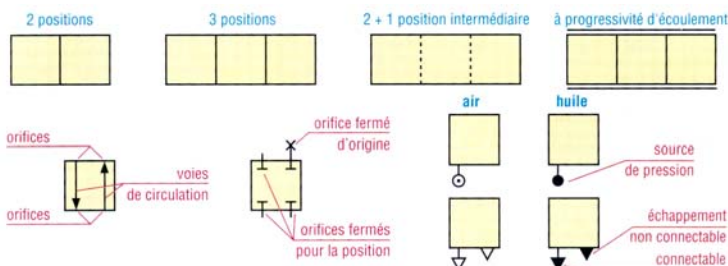
Nombre de cases : il représente le nombre de positions de commutation possibles, une case par position. S'il existe une position intermédiaire, la case est délimitée par des traits pointillés.

Flèches : dans chaque case ou position, les voies sont figurées par des flèches indiquant le sens de circulation du fluide entre les orifices.

T : les orifices non utilisés dans une position sont symboliquement obturés par un T droit ou inversé. Le nombre des orifices est déterminé pour une position et est égal pour toutes les positions.

Source de pression : elle est indiquée par un cercle noirci en hydraulique, clair en pneumatique.

Echappement : il est symbolisé par un triangle noirci en hydraulique, clair en pneumatique.



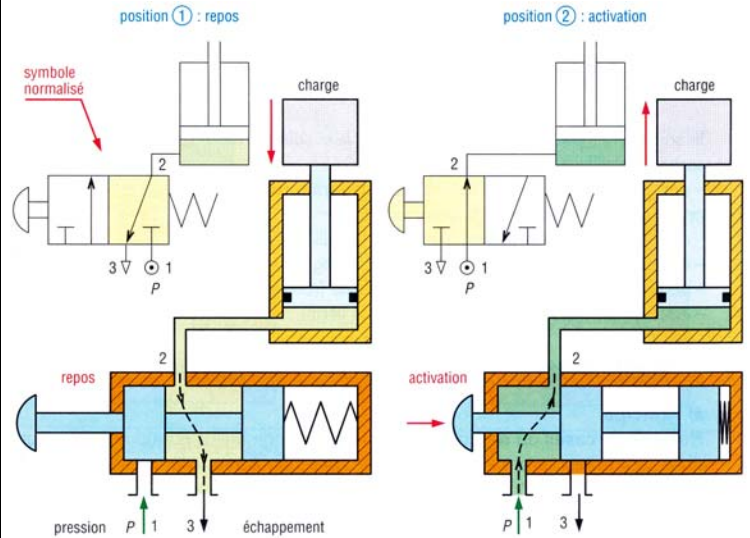
Principe de symbolisation des distributeurs [1]

Position initiale : les lignes de raccordement entre réseau et distributeur aboutissent toujours à la case symbolisant la position initiale ou repos ; cette case est placée à droite pour

les distributeurs à deux positions, au centre pour ceux à trois positions.

Le symbole de la pression (cercle) est mis à droite de la case de repos s'il n'y a qu'un échappement (triangle), au milieu s'il y a deux échappements.

Les orifices sont repérés par des lettres en hydraulique et par des chiffres en pneumatique (cf. page suivante).



Exemple de représentation et symbolisation des positions repos et activation (distributeur 3/2)[1]

3.2.2 Désignation des distributeurs

Elle tient compte du nombre d'orifices et du nombre de positions.

Exemple : distributeur 5/2 signifie distributeur à 5 orifices et 2 positions.

Distributeur normalement fermé (NF) : lorsqu'il n'y a pas de circulation du fluide à travers le distributeur en position repos (ou initiale), le distributeur est dit normalement fermé.

Distributeur normalement ouvert (NO) : c'est l'inverse du cas précédent ; au repos, il y a circulation du fluide à travers le distributeur.

Distributeur monostable : distributeur ayant une seule position stable. Dans ce type de construction, un ressort de rappel ramène systématiquement le dispositif dans sa position initiale, ou repos, dès que le signal de commande ou d'activation est interrompu.

Distributeur bistable : admet deux positions stables ou d'équilibre. Pour passer de l'une à l'autre, une impulsion de commande est nécessaire. Le maintien en position est assuré par adhérence ou par aimantation.

Leur fonctionnement peut être comparé à celui d'une mémoire à deux états : 0 ou 1, oui ou non.

Centre fermé, pour 4/3 ou 5/3 : en position neutre ou repos à centre fermé, le fluide ne peut pas circuler entre les chambres et les échappements, ce qui bloque la tige ou l'arbre moteur. Il est intéressant pour un redémarrage sous charge (ex : charges suspendues, etc.).

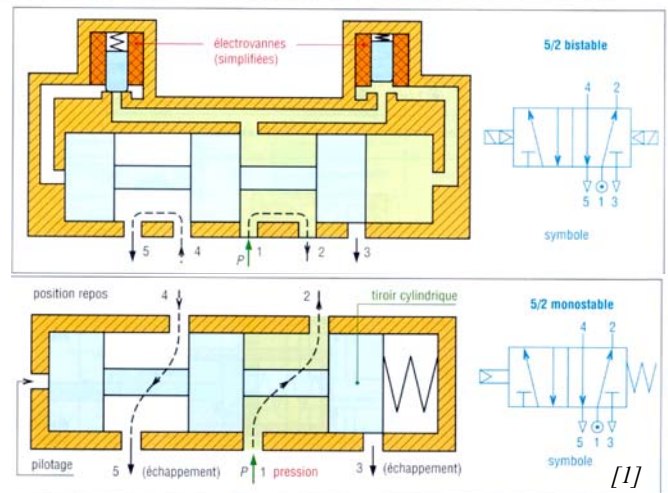
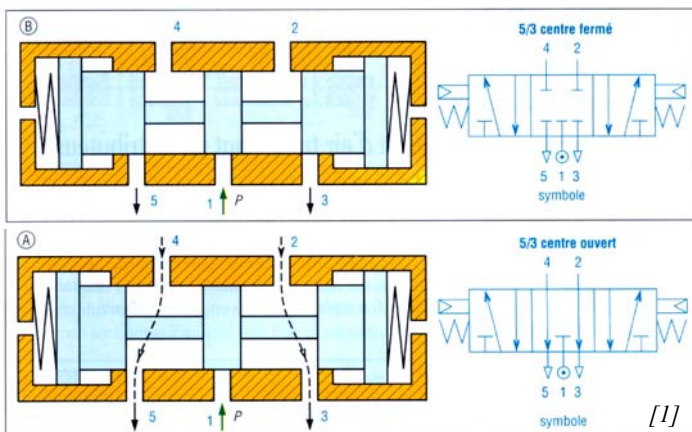
Centre ouvert, pour un 4/3 ou un 5/3 : en position neutre, à centre ouvert, le fluide peut circuler librement. La purge des chambres et la libre circulation de la tige (libre rotation de l'arbre moteur) sont ainsi possibles. Ce cas est intéressant pour supprimer les efforts développés et faire des réglages. Il existe d'autres types de centre pour ces distributeurs.

Principaux distributeurs et principaux dispositifs de pilotage			
symboles en pneumatique	symboles en hydraulique	symboles de pilotages	
2/2 N.F. 	2/2 N.F. 	<div style="display: flex; align-items: center;"> général bouton poussoir levier pédale poussoir ressort galet 1 enroulement 2 enroulements inversés hydraulique pneumatique par détente électro-aimant + distributeur pilote électro-aimant ou distributeur pilote </div>	
2/2 N.O. 	2/2 N.O. 		manuel
3/2 N.F. 	3/2 N.F. 		mécanique
3/2 N.O. 	3/2 N.O. 		
4/2 	4/3 centre fermé 		
5/2 	centre ouvert en H 		distributeur pilote
5/3 centre ouvert 	centre tandem 		
5/3 centre partiellement ouvert 	centre partiellement ouvert 		

N.F. : normalement fermé
N.O. : normalement ouvert

○ 1 (air) ● P (huile)

Normalisation des principaux distributeurs et des dispositifs de pilotages correspondants [1]



3.2.3 Principe du repérage des orifices

Le repérage des orifices par des chiffres et des pilotages par des nombres est normalisé :

- repère 1 pour l'orifice d'alimentation en air comprimé,
- repères 2 et 4 pour les orifices d'utilisation,
- repères 3 et 5 pour les orifices d'échappement,
- repère 12 pour l'orifice de pilotage mettant la voie 1-2 en pression,
- repère 14 pour l'orifice de pilotage mettant la voie 1-4 en pression,
- repère 10 pour l'orifice de pilotage ne mettant aucune voie en pression.

3.2.4 Symboles des commandes des distributeurs

La commande du changement de position est obtenue par déplacement du tiroir ou du ou des clapets, éléments mobilisés essentiels des distributeurs.

Ce pilotage peut être simple ou double. Le simple pilotage est associé à un rappel par ressort.

Le dispositif de pilotage doit être indiqué pour chaque position du distributeur et apparaître dans la symbolisation.

3.3 Choix d'un distributeur pneumatique

3.3.1 Choix de la fonction (nombre d'orifices)

Ce choix dépend naturellement de l'actionneur à alimenter :

- 2/2 pour moteur à un sens de marche, blocage ou ventouse ;
- 3/2 pour vérin simple effet, ventouse ou purgeage de circuit ;
- 4/2 ou 5/2 pour vérin double effet ou actionneur deux sens de marche ;
- 5/3 pour les moteurs pneumatiques, ou les vérins double effet.
- Les distributeurs 4/3 sont très utilisés en hydraulique.

Les distributeurs à 5 orifices permettent des réglages indépendants, pour l'entrée et la sortie de tige, de la vitesse de la tige en agissant sur le débit d'air à l'échappement.

3.3.2 Choix de la position de repos

De ce choix dépend le comportement de l'actionneur alimenté lorsque l'énergie de commande est coupée.

Distributeur monostable :

- 2/2, le circuit est coupé au repos (passage fermé dans les deux sens) ;
- 3/2, le circuit d'utilisation est à l'échappement (purge), donc l'actionneur revient en position de repos s'il s'agit d'un vérin simple effet, ou est libre s'il s'agit d'un autre type d'actionneur ;
- 4/2, la coupure de la commande provoque l'inversion du mouvement de l'actionneur.

En commande monostable, il faut donc être attentif aux conséquences d'une coupure d'alimentation sur la sécurité des personnes et des matériels. De plus, il faut prévoir dans la commande de maintenir l'ordre aussi longtemps que nécessaire, ce qui peut entraîner des consommations d'énergie non négligeables, voire excessives.

Distributeur bistable (double pilotage) : l'actionneur poursuit son action. Les distributeurs bistables remplissent, par construction, une fonction mémoire, rendant inutile le maintien de l'ordre sur le pilote, ce qui réduit la consommation

d'énergie, mais peut éventuellement poser des problèmes de sécurité.

3.3.3 Choix de la commande ou du pilotage

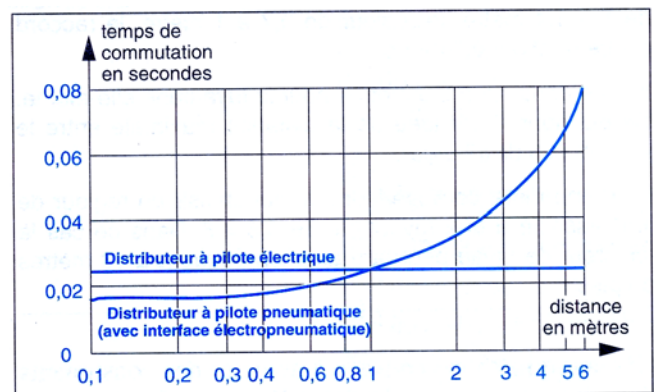
Ce choix concerne principalement trois familles :

Pilote pneumatique : recommandé si atmosphère 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.

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 commandées électriques tout en assurant une consommation électrique minimale.

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.

Si le choix entre les trois technologies reste possible, il convient de vérifier les temps de commutation lorsque cette caractéristique est importante.



Comparaison des temps de commutation (d'après Schneider) [10]

Il existe d'autres types de commande : pilotage manuel ou pilotage mécanique.

3.3.4 Choix de la taille du distributeur

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

Méthode simplifiée : cette méthode est adaptée aux applications les plus courantes, c'est-à-dire pour des cylindres inférieurs 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.

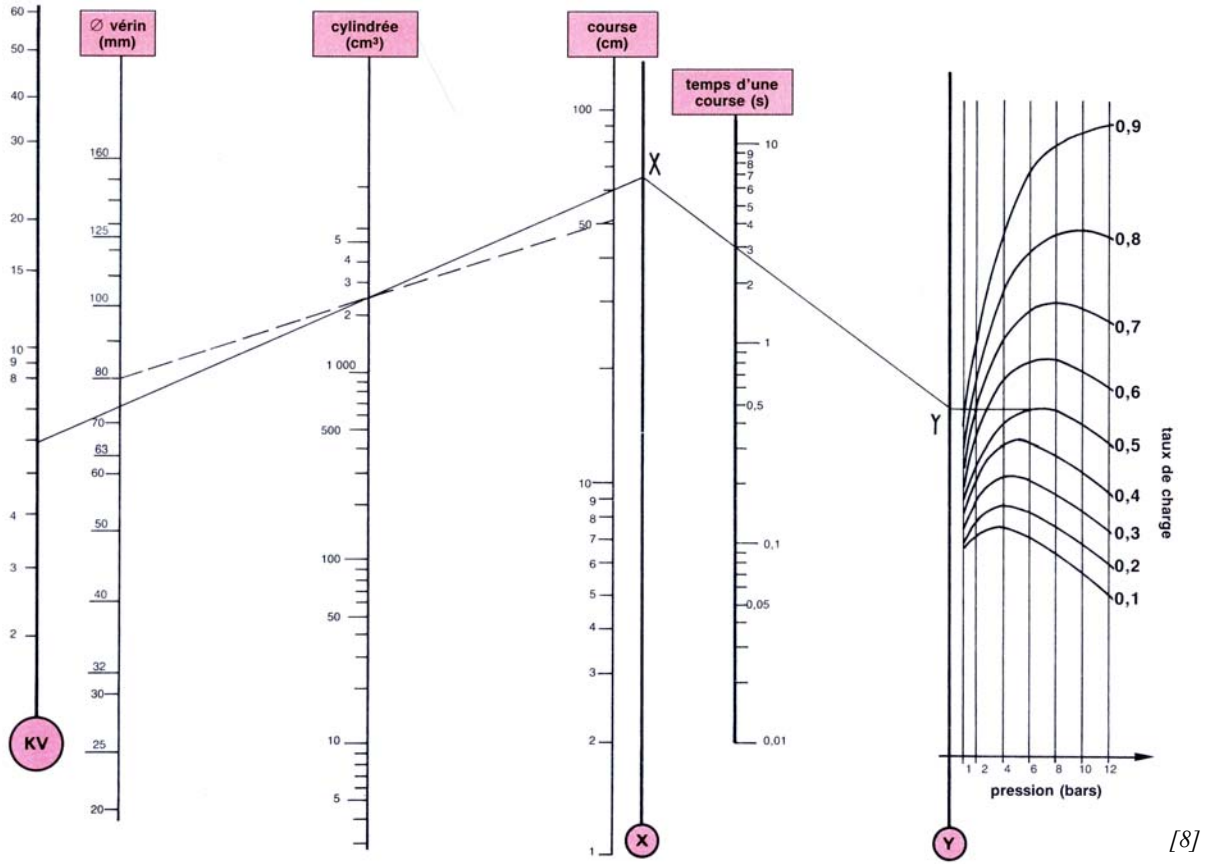
Exemple : Pour un vérin de 40 mm de diamètre, les orifices sont prévus pour des raccords de 1/4", le distributeur adapté aura des raccords de 1/4" ou 1/8".

Dimensionnement précis : il faut utiliser les abaques des constructeurs, déterminer le débit d'air traversant un distributeur et vérifier le Kv (Coefficient Ventil).

3.4 Détermination du débit d'air, facteur Kv

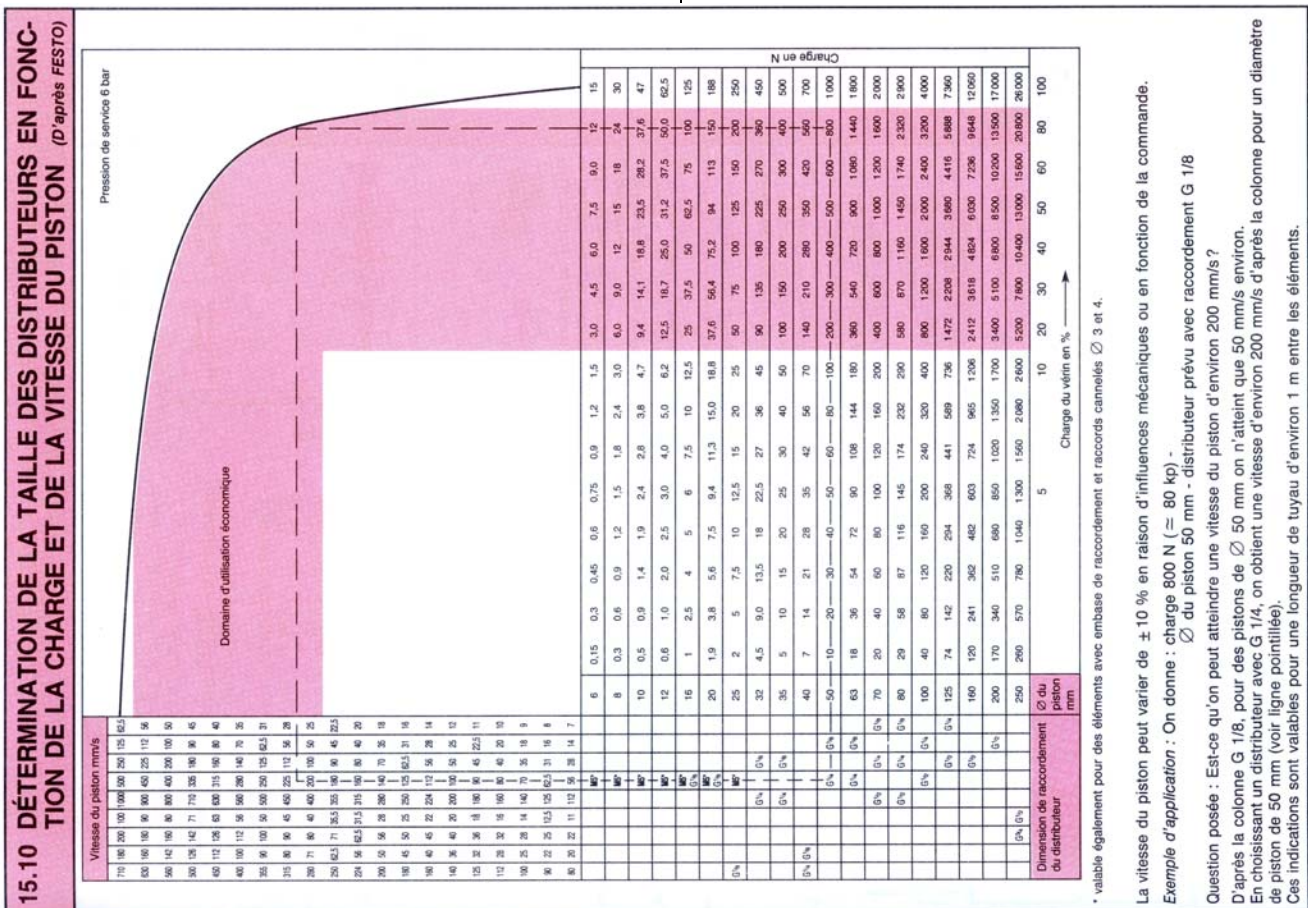
C'est une caractéristique essentielle. Le débit doit être suffisant pour remplir les chambres du vérin, ou du moteur, à la cadence voulue. Il dépend des caractéristiques de celui-ci : diamètre D , course C , temps de course, pression d'alimentation et taux de charge.

Facteur Kv : très utilisé, il permet de déterminer le distributeur à associer à un vérin et exprime le débit d'eau en litre (dm³) par minute traversant le distributeur sous une perte de charge de 1 bar (différence de pression amont/aval de 1 bar). Le Kv peut être exprimé en m³/s. Les fabricants proposent des abaques pour déterminer le Kv et la taille des distributeurs (cf. ci-dessous).



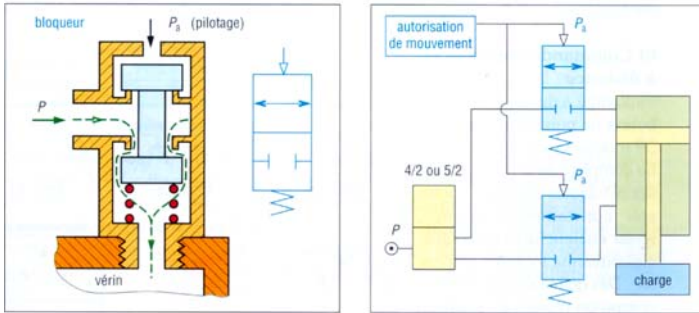
- A partir du taux de charge et de la pression du vérin, on définit le point Y.
- A partir du temps de course, on obtient le point X.

- La course et le diamètre du vérin définissent sa cylindrée.
- La droite liant le point X et le point caractérisant la cylindrée du vérin permet d'obtenir le Kv minimum du distributeur.



3.5 Distributeurs particuliers

Bloqueur 2/2 : Distributeurs 2/2 qui réalisent le blocage le

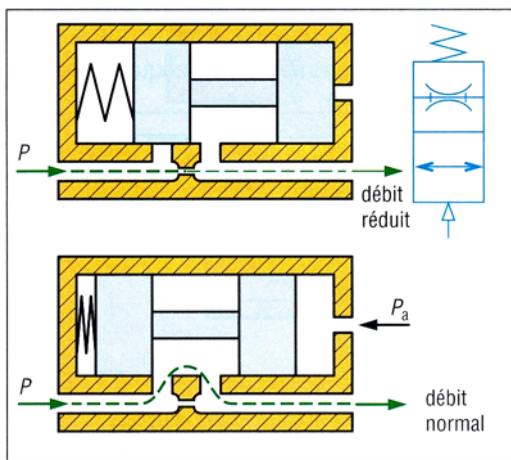


la tige notamment lors d'un arrêt d'urgence ou d'un réglage.

Bloqueur 2/2 et un exemple d'implantation [1]

Sectionneur général : voir § 1.10.2.

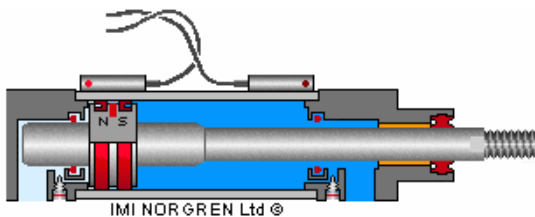
Démarrateur progressif : voir § 1.10.3.



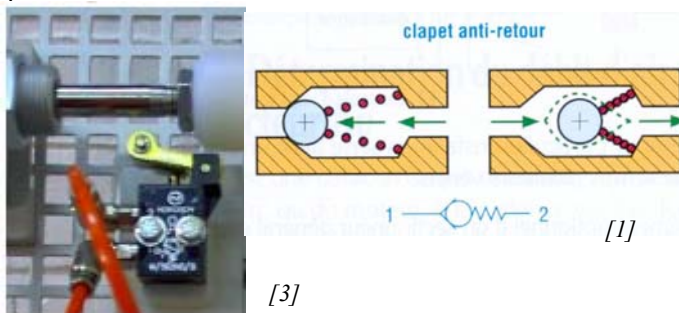
Principe d'un démarrateur progressif [1]

4 Accessoires

Capteurs de position sur vérin : pour indiquer à la partie commande la position de la tige. Ce sont souvent des ILS.



Capteurs de fin de course : pneumatique à action mécanique.



Clapet anti-retour.

Réducteurs de débit : voir § 2.2.2.

5 Repérage des composants des chaînes fonctionnelles



Repérage à trois blocs [10]

Repère d'ordre fonctionnel
Code du composant (lettres)
Code de l'état ou de l'action (+ ou - pour les actionneurs et préactionneurs, chiffres pour les capteurs,...)

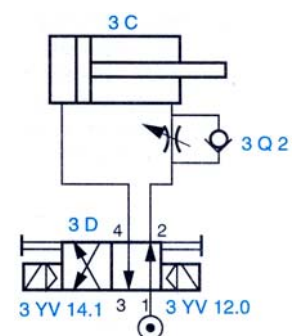
La réalisation et l'exploitation de schémas nécessitent l'identification et le repérage des composants.

Principe : la norme E 04-157 préconise un codage en trois parties :

- un repère d'ordre fonctionnel qui peut comporter plusieurs caractères (numéro de chaîne fonctionnelle par exemple) ;
- un code du composant (voir tableau ci-dessous) ;
- un code de l'état ou de l'action (pour les préactionneurs, un chiffre 0 est affecté au pilotage qui va donner la mise en position initiale ; pour les capteurs associés aux actionneurs, le chiffre 0 pour le capteur actionné à l'état initial du cycle, les chiffres 1, 2, 3, ... pour le capteur actionné dans l'ordre du cycle ; pour les composants auxiliaires, le repère de l'orifice de liaison).

Code	Type de matériel	Exemple
A	Accumulateurs	
B	Multiplicateurs et échangeurs de pression	
C	Vérins	Vérin
D	Distributeurs	Distributeur
F	Appareils de conditionnement	Filtre
G	Appareil de mesurage	Manomètre
M	Moteurs	
N	Clapets antiretour	
P	Pompes et compresseurs	
Q	Appareils de réglage du débit	Réducteur de débit
R	Appareils de réglage de la pression	
S	Détecteurs mécaniques	Bouton
T	Réservoirs	
U	Organes de ligne et de raccordement	Silencieux Raccord
YV	Commande électrique	Electrovanne

Exemple : Forme normalisée d'une chaîne d'action 3 : « Arrêt poste 1 ».



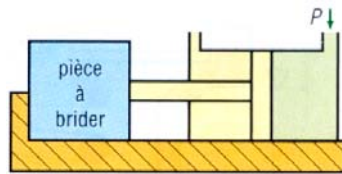
Repères	Composants	Chaîne fonctionnelle	Code du composant	Code de l'état
3 C	Vérin	3	C	+
3 D	Distributeur	3	D	-
3YV 14.1 3YV 12.0	Pilotes électropneumatiques et commandes manuelles	3	YV	1 0
3 Q2	Régleur de débit	3	Q	

Repérage et forme normalisée d'une chaîne fonctionnelle 3 : « Arrêt poste 1 » [10]

6 Exercices sur les vérins [1]

6.1 Exercice 1

L'effort de serrage que doit exercer le vérin de bridage est de 6500 N. Si le diamètre d'alésage D est de 125 mm, déterminer la pression théorique nécessaire. Que devient cette pression s'il existe des frottements engendrant des pertes de 5 % ?

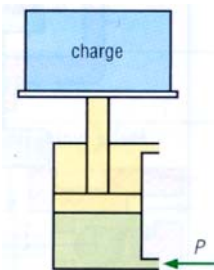


6.2 Exercice 2

Calculer les efforts théoriquement développables, en poussant et en tirant, d'un vérin ($D = 100$ mm et $d = 25$ mm) si la pression d'utilisation est de 500 kPa (5 bars). Refaire la question si les pertes par frottements sont de 12 %.

6.3 Exercice 3

La masse de la charge à soulever est de 700 kg (avec l'accélération de la pesanteur $g = 9,81$ m/s²). Les pertes par frottements internes sont estimées à 12%, la pression d'alimentation en air est de 600 kPa (6 bars). Si les forces d'inertie et la contre-pression sont négligées, déterminer le diamètre du piston.



6.4 Exercice 4

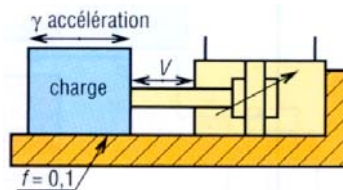
Déterminer le diamètre d'un vérin capable de soulever une charge de 100 daN lorsque la pression d'air utilisée est de 700 kPa (7 bars) et le taux de charge de 0,7. Choisir un diamètre normalisé.

6.5 Exercice 5

Calculer la consommation d'air (débit par minute) d'un vérin de diamètre $D = 80$ mm (diamètre de tige 22 mm) et d'une course de 400 mm. 5 cycles (aller / retour) sont effectués par minute sous une pression de 600 kPa (6 bars).

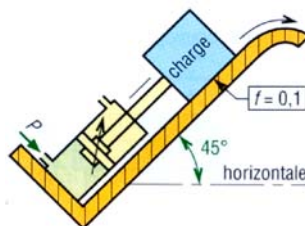
6.6 Exercice 6

La course d'accélération de la masse (800 kg) est de 10 mm dans les deux sens, puis la vitesse reste constante à 0,5 m/s. Le frottement entre la charge et le support est $f = 0,10$. La pression de l'air du système est de 600 kPa (6 bars). Déterminer le diamètre normalisé du piston.



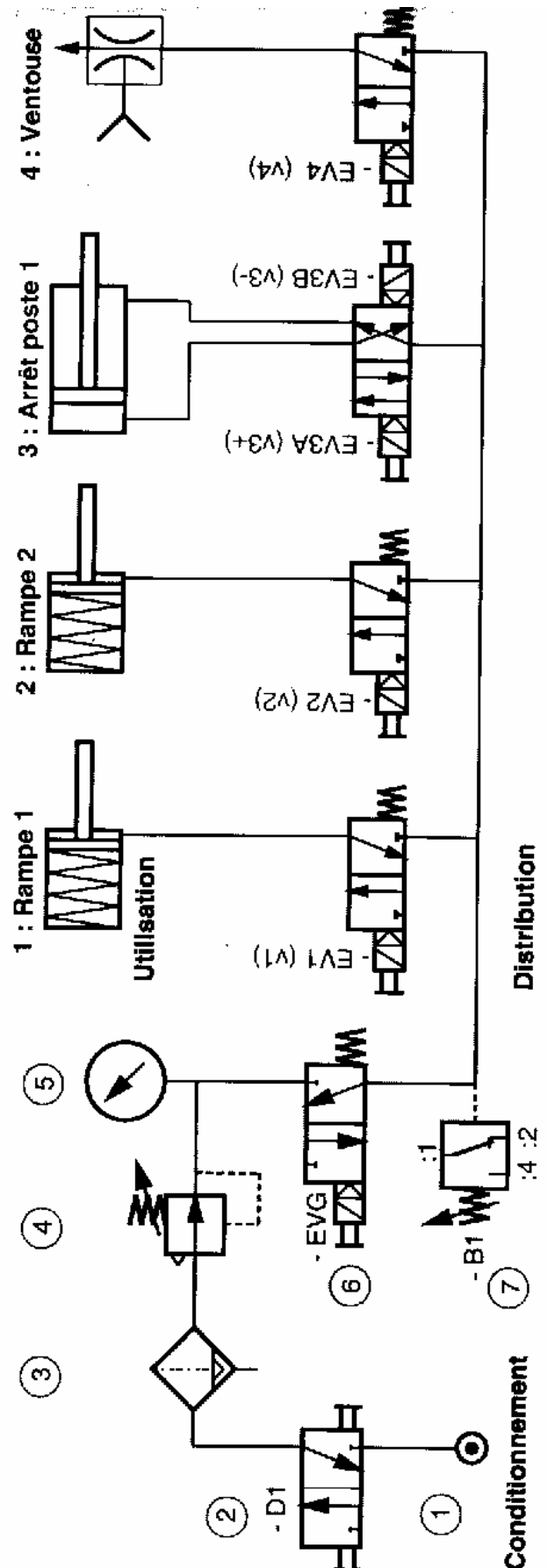
6.7 Exercice 7

La course d'amortissement de la charge de 150 kg est de 30 mm pour une pente de 45° (vitesse de translation 0,6 m/s, pression d'utilisation 600 kPa). La course d'accélération est supposée identique à la course d'amortissement. Les pertes par frottements sont évaluées à 12 %.



- Déterminer la charge totale : effort de levage + forces de frottement + force dynamique due à l'accélération.
- En déduire le diamètre du piston.

7 Exemple d'une installation [5] [10]



Le schéma de puissance pneumatique précédent représente les circuits de chaînes d'action et d'alimentation en énergie. Ce schéma est constitué d'une association d'éléments permettant le conditionnement et la distribution d'air comprimé vers l'utilisation (on peut donc distinguer trois zones). Noter qu'il existe deux types de liaison : les liaisons en débit (puissance) en traits pleins — et les liaisons en pression (commande) en traits pointillés - - - .

Pour le conditionnement :

Re-père	Type d'appareil	Fonction assurée
1	Raccord	Raccordement à la source de pression
2	Vanne	Isolement
3	Filtre	Filtration des impuretés (eau, poussières...)
4	Régulateur de pression	Maintien de la pression à une valeur réglée
5	Manomètre	Indication de la pression
6	Electrovanne générale	Autorisation ou non de l'alimentation en air
7	Contact à pression	Attestation de la présence de pression

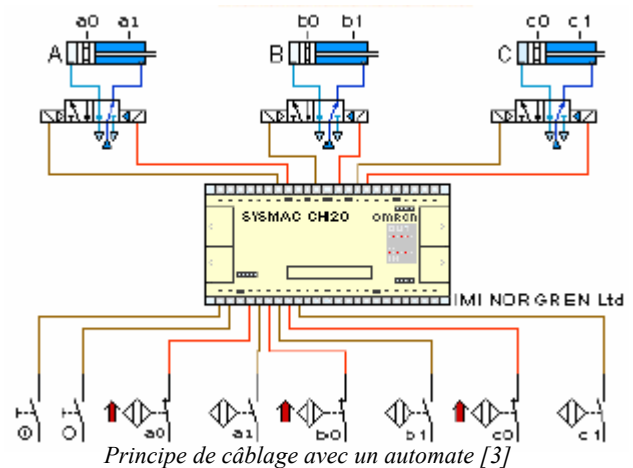


Exemple d'armoire de commande [3]

Pour la distribution et l'utilisation :

Utilisation	Actionneur	Préactionneur
1 : Rampe 1	Vérin simple effet	EV1 : distributeur 3/2 monostable à commande électropneumatique et manuelle
2 : Rampe 2	Vérin simple effet	EV2 : distributeur 3/2 monostable à commande électropneumatique et manuelle
3 : Arrêt Poste 1	Vérin double effet	EV3 : distributeur 4/2 bistable à commandes électropneumatiques et manuelles
4 : Ventouse	Ventouse à effet Venturi	EV4 : distributeur 3/2 monostable à commande électropneumatique et manuelle

L'alimentation en énergie électrique de la commande électrique EV3A fera sortir le vérin 3 (v3+), et l'alimentation de EV3B fera rentrer le vérin 3 (v3-). Dans la mesure du possible, il faut éviter d'alimenter simultanément les bobines des commandes d'un même distributeur.



Principe de câblage avec un automate [3]

Ressources :

- [1] *Guide des Sciences et Technologies Industrielles*, par Jean-Louis Fanchon, Editions Nathan.
- [2] *La Pneumatique dans les Systèmes Automatisés de Production*, par S. Moreno et E. Peulot, Editions Educavivre. <http://perso.wanadoo.fr/edmond.peulot>
- [3] <http://www.prm.ucl.ac.be/cours/meca2755/docu/pneumatique1.pdf>
- [4] Les dossiers pédagogiques de Festo téléchargeables à l'adresse suivante : <http://www.festo.com/INetDomino/be/fr/73b8a0579e24b2e5c1256db7005425e9.htm>
- [5] *Circuit puissance pneumatique*, PowerPoint de Jean-Louis Hù, téléchargeable à l'adresse suivante : <http://perso.wanadoo.fr/hu.jean-louis/ressourc/auto/telecha/puispneu.zip>
- [6] *Actionneurs et distribution pneumatique*, animations Flash de J.-P. Hoareau, téléchargeable à l'adresse suivante : <http://perso.wanadoo.fr/geea.org/PNEUM/pneum.zip>
- [7] *Automatique et Informatique Industrielle, 1^{ère} et T^{erm} STI*, par Henri Ney, Editions Nathan Technique.
- [8] *Mémotech Electrotechnique*, par R. Bourgeois et D. Cogniel, Editions Educavivre
- [9] Le site de mutualisation de données : <http://www.geea.org>
- [10] *Automatique, Informatique Industrielle, 1^{ère} et T^{erm}, Collection Sciences et Techniques Industrielles*, par Christian Merlaud, Jacques Perrin et Jean-Paul Trichard, Editions Dunod.