

Chapitre 4 : Les vérins pneumatiques et hydrauliques

Un vérin permet de transformer une énergie pneumatique, hydraulique en énergie mécanique de translation 1comme l'illustre cette figure.



Figure 1 : Fonction de la chaîne d'énergie

Un vérin est constitué d'un cylindre (tube) dans lequel se déplace un piston muni d'une tige. Ainsi, un vérin alimenté par un fluide sous pression engendre un mouvement linéaire, alternatif, d'amplitude limitée et définie par sa taille. Il existe deux types de vérins linéaires :

- Vérin simple effet : on alimente en pression une chambre pour créer le déplacement dans un sens, le retour s'effectuant à l'aide d'un ressort. Le vérin revient à sa position initiale en cas de coupure de l'alimentation. Il est économique, consomme peu de fluide, mais possède une course réduite. On l'utilise souvent dans des fonctions de serrage, d'éjection ou de levage ;
- Vérin à double effet : on alimente en pression l'une ou l'autre des deux chambres afin de créer le déplacement dans un sens. En cas de coupure de l'alimentation, le vérin reste dans sa position. Il est plus coûteux, mais aussi plus facile à régler en vitesse. Il est très utilisé dans l'industrie.

On trouve deux technologies de vérin :

- Les vérins pneumatiques, qui utilisent de l'air comprimé entre 2 et 10 bars. Très simples à mettre en œuvre, ils sont très nombreux dans les systèmes automatisés.
- les vérins hydrauliques, qui utilisent de l'huile sous pression entre 160 et 350 bars. Plus coûteux, ils développent des efforts beaucoup plus importants. Les vitesses de tige sont plus précises.

2) Constitution des vérins simple et double effet

Les paramètres qui caractérisent le vérin (pneumatique ou hydraulique) sont donnés dans la figure suivante :

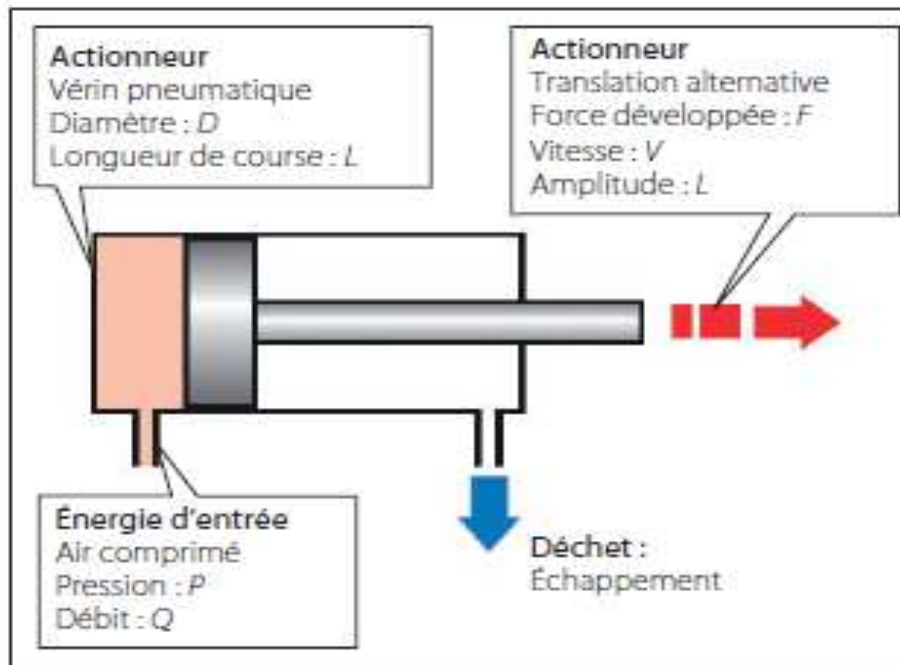


Figure 2 : Caractérisation du vérin

Les paramètres qui caractérisent le vérin (pneumatique ou hydraulique) sont donnés dans la figure 6. Un choix judicieux des paramètres d'entrée, à savoir D , L , Q et P , permet d'obtenir une action mécanique aux caractéristiques souhaitées en F , V et L . La course du vérin L est la distance que parcourt la tige entre ses deux positions extrêmes.

2.2) Calcul de l'effet statique du vérin

On donne : $F = P \cdot S$ (au rendement près) avec F en daN (ou en N), P en bars (ou en Pa) et S en cm² (ou en m²). Soit, en sortie de tige, $F = P \cdot \pi \cdot D^2 / 4$ et, en entrée de tige, $F = P \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4$. Rappel : l'unité légale, le pascal (Pa), vaut 1 N/m². L'unité pratique est le bar : 1 bar = 100 000 Pa ou 10⁵ Pa = 10 N/cm² = 1 daN/cm².

2.2) Calcul de la sortie du vérin

On donne $V = Q / S$ avec V en m·s⁻¹, Q en m³·s⁻¹ et S en m². Pour les vérins standards, la vitesse moyenne du piston varie entre 0,1 et 1,5 m/s. Avec les vérins spéciaux, on peut atteindre une vitesse de 10 m/s.

Remarque :

Le vérin est un moyen simple, facile à installer, idéal pour la réalisation d'un mouvement linéaire dans une large gamme de puissances et de vitesses. Des conditions défavorables peuvent être facilement tolérées, telles que l'humidité, la sécheresse, des environnements poussiéreux et un nettoyage sous pression de manière répétée.

3) Modélisation des vérins simple et double effet

La vitesse de déplacement s'obtient par division du débit par la section utile du vérin. Le modèle mathématique associé est donc :

$$V(t) = \frac{1}{S} \cdot q(t)$$

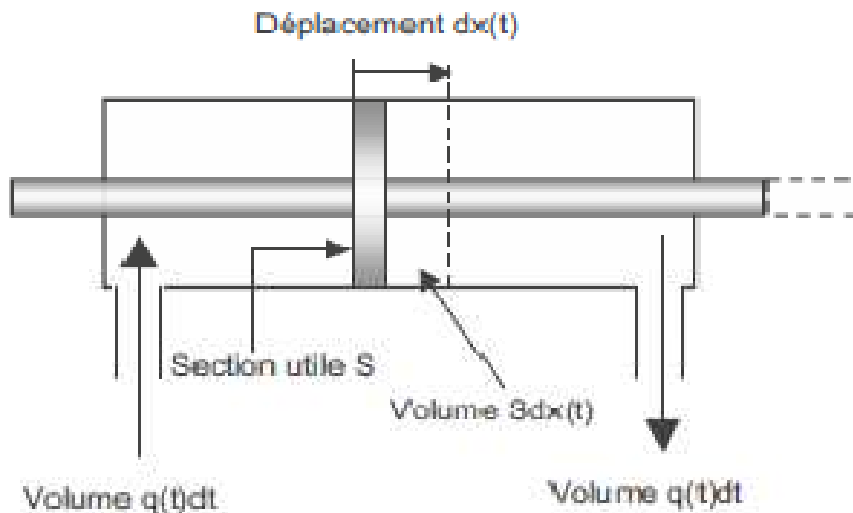


Figure 3 : vérin double effet

En effet, pendant une durée élémentaire dt , le piston s'est déplacé d'une distance $dx(t)$ et la quantité d'huile entrée (ou sortie) est $q(t) \cdot dt$. L'huile étant raisonnablement incompressible pour les pressions en jeu, cette quantité d'huile correspond au volume décrit par la section utile du piston, soit $S \cdot dx(t)$.

Alors $S \cdot dx(t) = q(t) \cdot dt$, d'où $S \frac{dx(t)}{dt} = q(t)$ et donc le résultat.

4) Modélisation dynamique des vérins

Les actionneurs hydrauliques sont rarement employés dans des systèmes de précision par exemple la robotique. Mais pour des applications spéciales, il peut être nécessaire d'y recourir. Le principal avantage de ce type d'actionneur est le grand rapport effort/masse ce qui permet de réaliser des robots légers et puissants. Néanmoins il est difficile de le commander, car très imprécis.

Quant aux actionneurs pneumatiques, ils sont utilisés dans certaines applications en tant que pince pneumatique et en tant que système de saisie de palettisation par succion.

4.1) Modélisation d'un vérin hydraulique

Un vérin hydraulique est un organe d'asservissement, capable de réaliser des déplacements linéaires en développant une puissance mécanique plus importante à partir d'une source de pression hydraulique, par la mise en pression de l'huile fortement visqueuse (à écoulement lent), incompressible à pression élevée. Il est constitué essentiellement d'un piston mobile solidaire d'une tige pouvant se déplacer le long de l'axe OX, comme cela est illustré sur la figure 1.

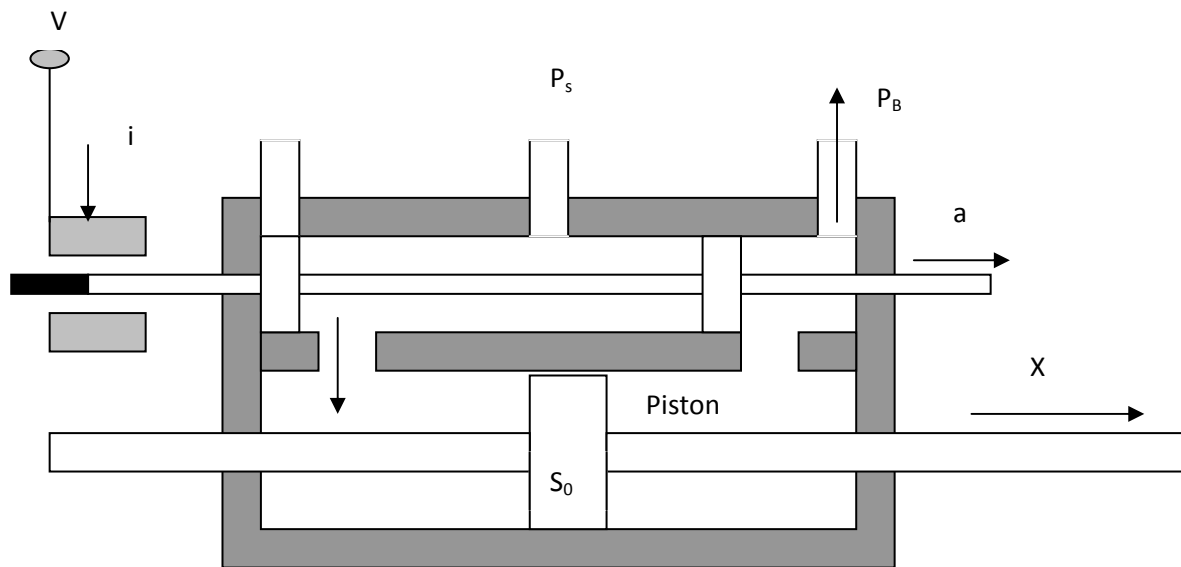


Figure 1 : Schéma bloc d'un vérin hydraulique

La mise en équation des débits, conduit à l'expression suivante:

$$Q_2 - Q_1 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (1)$$

Où

V: volume considéré

Q_1 et Q_2 respectivement débit entrant et sortant par unité de temps.

ρ : Masse volumique.

Cela veut dire que le débit qui entre moins le débit qui sort, égale le débit de déformation

($Q_d = \frac{dV}{dt}$) plus le débit de compressibilité ($Q_c = \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt}$) qui sont données par les expressions suivantes:

$$\begin{aligned} Q_c &= \frac{V}{B} \frac{dP}{dt} \\ \frac{dV}{dt} &= S_0 \frac{dX}{dt} \end{aligned} \quad (2)$$

Où

B : module de Bulk défini comme suit $\frac{\Delta V}{V} = - \frac{\Delta P}{B}$; S_0 : surface du piston du vérin; P : pression; X : déplacement rectiligne.

Les deux bobines alimentées par les courants $i + \frac{\Delta i}{2}$ et $i - \frac{\Delta i}{2}$, créeront un couple électrique C et un déséquilibre des pressions. Ainsi le tiroir du distributeur se met en mouvement en réalisant la compression d'un des ressorts et la détente de l'autre jusqu'à ce que les forces dues aux ressorts équilibrent les forces dues aux pressions.

Par ailleurs, une ouverture positive du distributeur entraîne l'alimentation de la chambre A et la vidange de la chambre B, d'où les équations de débit: [KOT.92]

$$\begin{aligned} Q_A &= S_0 \frac{dX}{dt} + \frac{V_A}{B} \frac{dP_A}{dt} \\ Q_B &= S_0 \frac{dX}{dt} + \frac{V_B}{B} \frac{dP_B}{dt} \end{aligned} \quad (3)$$

L'exploitation de l'égalité $V_A = V_B = V$ et de la condition de symétrie $Q_A = - Q_B$ conduit à :

$$Q = S_0 \frac{dX}{dt} + \frac{V}{2B} \frac{d(P_A - P_B)}{dt} \quad (4)$$

Bilan des forces

$$(P_A - P_B)S_0 = r_c X + f \frac{dX}{dt} + m \frac{d^2 X}{dt^2} \quad (5)$$

Avec r_c : coefficient de raideur ; f : coefficient de frottement; m : masse de la charge.

4.2) Modélisation d'un vérin pneumatique

On distingue essentiellement dans un actionneur pneumatique illustré par la figure 2 deux parties à savoir: une partie mécanique de type vérin rectiligne à double effet et une partie qui contrôle le transfert de puissance effectuée par la servovalve constituée d'un étage en courant, d'un étage en pression et d'un étage en débit. L'étage en pression a un rôle d'amplificateur de jet d'air sous pression divisé en deux jets, ce qui provoque une pression différentielle sur les deux extrémités du tiroir de l'étage de débit dans le but de moduler la position du tiroir.

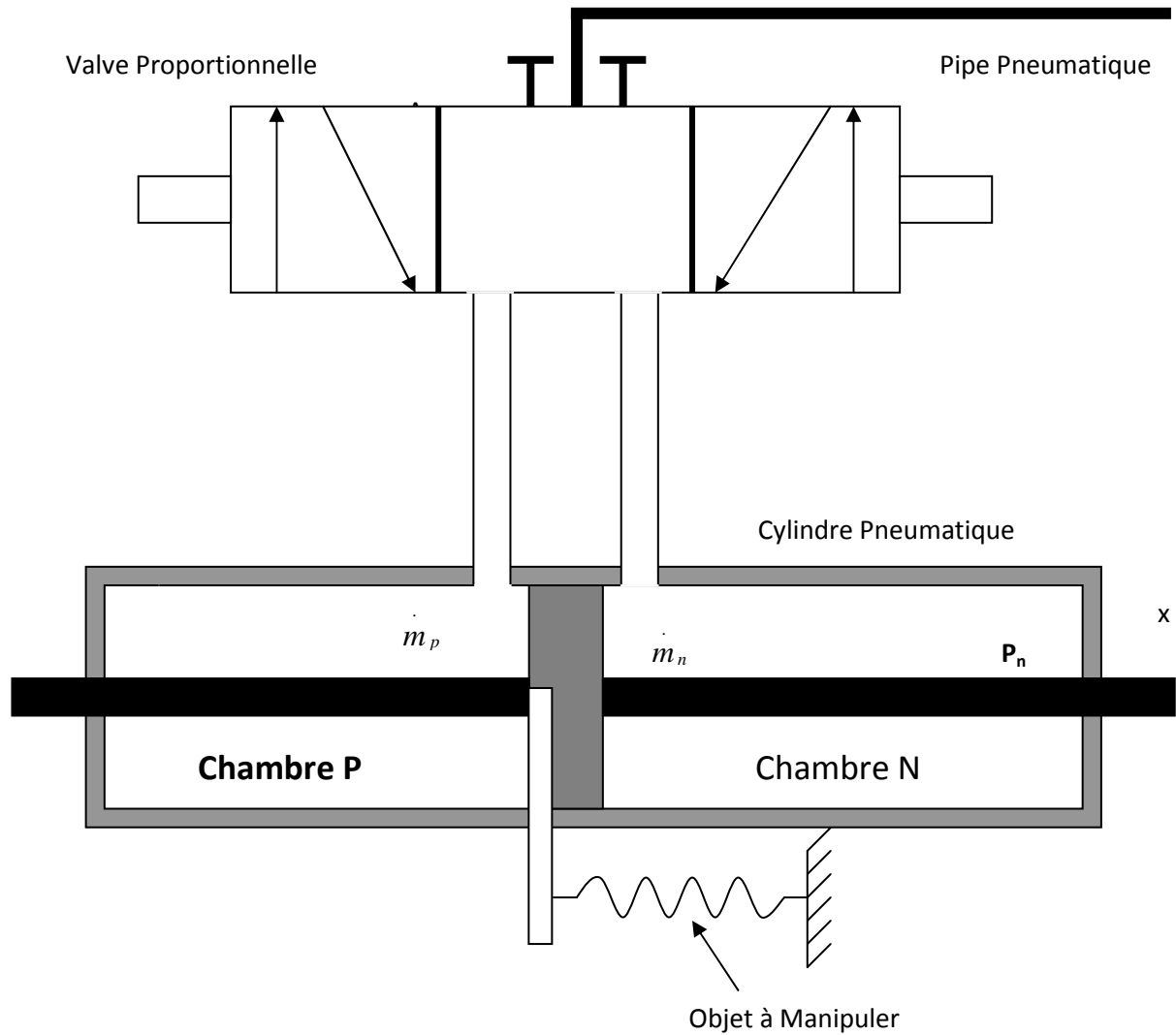


Figure 2 : Etage en débit de la servovalve

Si nous supposons que le gaz est parfait, et que le système est adiabatique, alors aucune variation de température n'est prise en compte. Ceci, nous permet d'écrire à partir de l'application des lois fondamentales de la mécanique générale et la thermodynamique, le modèle mathématique non linéaire du système pneumatique comme suit :

$$\begin{aligned}
M \ddot{x} + C \dot{x} + kx &= A(P_p - P_n) \\
\dot{m}_p &= \frac{V_p}{\gamma RT_s} \frac{dP_p}{dt} + \frac{P_p}{RT_s} \frac{dV_p}{dt} \\
\dot{m}_n &= \frac{V_n}{\gamma RT_s} \frac{dP_n}{dt} + \frac{P_n}{RT_s} \frac{dV_n}{dt}
\end{aligned} \tag{6}$$

Avec M est la masse du piston, C est la constante d'air compressé, k est la constante du ressort, A est la section du piston, P_p est la pression dans la chambre P, P_n est la pression dans la chambre N, V_p est le volume d'air dans la chambre P, V_n est le volume d'air dans la chambre N, γ est un gain spécifique à la chaleur ($=1.4$), R est une constante universelle des gaz, T_s est la température de travail, $\dot{m}_p$ est le débit de massique d'air dans la chambre P, $\dot{m}_n$ est le débit massique d'air dans la chambre N.

Pour linéariser le système, considérons les petites variations autour du point d'équilibre, défini par ces variables d'état $x = 0$, $P_p = P_{p0}$, $P_n = P_{n0}$, $V_p = V_{p0}$, $V_n = V_{n0}$. Ainsi le système d'équations précédent peut être réécrit sous cette forme : [SOM.04]

$$\begin{aligned}
M \Delta \ddot{x} + C \Delta \dot{x} + k \Delta x &= A(\Delta P_p - \Delta P_n) \\
\Delta \dot{m}_p &= \frac{V_{p0}}{\gamma RT_s} \Delta \dot{P}_p + \frac{P_{p0}}{RT_s} \Delta \dot{V}_p \\
\Delta \dot{m}_n &= \frac{V_{n0}}{\gamma RT_s} \Delta \dot{P}_n + \frac{P_{n0}}{RT_s} \Delta \dot{V}_n
\end{aligned} \tag{7}$$

Avec Δ dénote la valeur de la petite variation.

En outre, Supposons que la variation du débit massique est proportionnelle à la tension d'entrée, et la variation du débit volumique est proportionnelle à la variation de la vitesse de déplacement du piston. Ceci peut être exprimé par ces relations mathématiques: [SOM.04]

$$\begin{aligned}
\Delta \dot{m}_p &= K \Delta v & \text{et} & & \Delta \dot{m}_n &= -K \Delta v \\
\Delta \dot{V}_p &= A \Delta \dot{x} & \text{et} & & \Delta \dot{V}_n &= -A \Delta \dot{x}
\end{aligned}$$

En regroupant les différentes équations dynamiques, le modèle mathématique complet du vérin pneumatique s'écrit:

$$\begin{aligned}
 \Delta \dot{P}_p &= -\frac{\gamma A P_{p0}}{V_{p0}} \Delta \dot{x} + K \frac{\gamma R T_s}{V_{p0}} \\
 \Delta \dot{P}_n &= -\frac{\gamma A P_{n0}}{V_{n0}} \Delta \dot{x} + K \frac{\gamma R T_s}{V_{n0}} \\
 \Delta \ddot{x} &= \frac{A}{M} (\Delta P_p - \Delta P_n) - \frac{C}{M} \Delta \dot{x} - \frac{k}{M} \Delta x
 \end{aligned} \tag{8}$$

On déduit la forme en fonction du vecteur d'état $X = \begin{bmatrix} \Delta P_p & \Delta P_n & \Delta x & \Delta \dot{x} \end{bmatrix}$

$$\begin{aligned}
 \dot{X} &= AX + Bu \\
 y &= CX + Du
 \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{X} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\frac{\gamma A P_{p0}}{V_{p0}} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\gamma A P_{n0}}{V_{n0}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{A}{M} & -\frac{A}{M} & -\frac{k}{M} & -\frac{C}{M} \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} K \frac{\gamma R T_s}{V_{p0}} \\ K \frac{\gamma R T_s}{V_{n0}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Delta v \\
 y &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \Delta v
 \end{aligned} \tag{10}$$

Dans ce cas, la fonction de transfert peut être déterminée comme suit :

$$G(s) = \frac{\Delta x(s)}{\Delta v(s)} = C(sI - A)^{-1}B = \frac{k_1}{s\left(s^2 + \frac{C}{M}s + k_2\right)} \quad (11)$$

$$\text{Avec } k_1 = \frac{A\gamma RT_s K}{M} \left(\frac{1}{V_{p0}} + \frac{1}{V_{n0}} \right), \quad k_2 = \frac{k}{M} + \frac{\gamma A^2}{M} \left(\frac{P_{p0}}{V_{p0}} + \frac{P_{n0}}{V_{n0}} \right)$$

Par application de la force linéaire donnée par $f(s) = kx$, la fonction de transfert entre la sortie et l'entrée du système pneumatique, peut être déterminée. Ainsi

$$G_f(s) = \frac{\Delta f(s)}{\Delta v(s)} = \frac{k k_1}{s\left(s^2 + \frac{C}{M}s + k_2\right)} \quad (12)$$

Pour la simulation, les paramètres du système sont donnés dans ce tableau :

Paramètre	Nom	Valeur
T_s	Température	300 K
γ	Gai spécifique à la chaleur	1.4
C	Oefficient d'air compressé	5 N/m ²
R	Constante uneverselle des gaz	287
K	Constante de la valve proportionnelle	0.00233 kg/s
k	Constante du ressort	20 N/m
P_{p0}	Pression nominale dans la chambre P	3*10 ⁵ Pa
P_{n0}	Pression nominale dans la chambre N	3*10 ⁵ Pa
V_{p0}	Volume nominal dans la chambre P	20*10 ⁻³ m ³
V_{n0}	Volume nominal dans la chambre N	20*10 ⁻³ m ³
A	Section du piston	2*10 ⁻³ m ²
M	Masse du piston	0.4 kg

Substitutions ces paramètres dans l'équation (I.19), le modèle linéaire de la force de réponse dans le système pneumatique, devient

$$G_f(s) = \frac{2808.6}{s(s^2 + 12.5s + 470)} \quad (13)$$