

CHAPITRE 3 : ELEMENTS DE TECHNOLOGIE

[Retour à la table des matières](#)

-I- RAPPEL SUR LA STRUCTURE D'UN AUTOMATISME	44
DANS LES TECHNOLOGIES CONCURRENTES	
-II- ACTIONNEUR PNEUMATIQUE : LE VERIN	
-1-Description	45
-2-Dimensionnement	46
-3-Amortissement de fin de course	54
-4-Capteurs de fin de course	55
-5-Différents types de vérins	56
-6-Fixation et montage des vérins	57
-7-Exercices d'application	58
-8-Autres actionneurs pneumatiques	64
-III- PREACTIONNEUR POUR ACTIONNEUR PNEUMATIQUE : LE DISTRIBUTEUR	
-1-Moyens de pilotage ou de commande	66
-2-Symboles normalisés	
-3-Electrodistributeurs	70
-4-Auxiliaires de distribution	73
-5-Exemple d'application	75
-IV- LES INTERFACES	
-1-Interfaces modifiant les paramètres d'un signal (pneumatiques, électriques, électroniques)	77
-2-Interfaces modifiant la nature d'un signal (électrovanne, contact à pression, manostat & vacuostat, électrodistributeur)	85
-V- LA FONCTION MEMOIRE	
-1-Généralités	87
-2-Mémoire monostable (pneumatique, électrique)	
-3-Mémoire bistable (pneumatique, électrique, électronique)	88
-VI- ORGANE DE COMMANDE : LE PROGRAMMATEUR CYCLIQUE A CAMES	
-1-Principe	90
-2-Caractéristiques d'un programmeur à cames	91
-3-Exemple	92

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 1- G.Boujat & J.P.Pesty « Automatismes », collection AGATI, série Bac Pro, édit Dunod, Paris 1993
- 2- R.Bourgeois & D.Cogniel, « Mémo Tech Electrotechnique », Editions Educalivre
- 3- F.Degoulange & al « Automatismes », classes de première et terminale E,F,BT- formation permanente, édit Dunod, Paris 1983
- 4- J.L.Fanchon, « Guide des Sciences et Technologies Industrielles », Editions Nathan-France
- 5- C.Merlaud, J.Perrin & J.P.Trichard, « Automatique, Informatique Industrielle, 1ère et Terminale », Collection Sciences et Techniques Industrielles, Editions Dunod
- 6- S.Moreno & E.Peulot, « La Pneumatique dans les Systèmes Automatisés de Production », Editions Educalivre
<http://perso.wanadoo.fr/edmond.peulot>
- 7- Parker Pneumatic & Telepneumatic, « Constituants pneumatiques », catalogue technique, juin 1995
- 8- M.Pinot & al « Du graficet aux automates programmables », collection L.P., édit Foucher, Paris 1986

-I- RAPPEL SUR LA STRUCTURE D'UN AUTOMATISME DANS LES TECHNOLOGIES CONCURRENTES

TECHNO-LOGIE	ACTIONNEUR	PREACTION-NEUR	CAPTEURS	LOGIQUE DE COMMANDE
Electrique	-Moteur électrique (à CC, pas à pas, asynchrone...) - Electroaimant (levage des grandes charges, freinage) -Résistance	-Contacteur -Relais -Electroaimant (pour actionner électrovanne, serrure, serrage, ...)	Electriques (fin de course, interrupteur, bouton poussoir, codeur, potentiomètre etc...)	-Concevoir soi-même le boîtier de commande (électrique ou électronique) -Relais -Séquenceur -API -Ordinateur -Programmateur à cames réglable à E/S électriques
Electro pneumatique ou Electro hydraulique	-Vérin pneumatique ou hydraulique -Moteur hydraulique ou pneumatique	-Electrodistributeur -MIE+Distributeur à commande pneumatique MIE : Module d'Interface Electropneumatique	Electriques : -Manostat et vacuostat à sortie électrique -Contact à pression (interface de transduction)	Idem à électrique (pour le programmeur à cames, les E/S peuvent être électriques et/ou pneumatiques)
Tout pneumatique	-Vérin pneumatique -Moteur pneumatique -Venturi	Distributeur à commande pneumatique	Pneumatiques	-Cellules pneumatiques -Relais & Séquenceurs pneumatiques, -Programmateur à cames réglable à E/S pneumatiques

Tableau 3.1 : composants d'automatismes fréquemment utilisés dans les 3 technologies

Remarques

Quand on parle de capteur électrique, cela signifie que le signal délivré est électrique.

La logique de commande électrique a de plus en plus tendance à devenir une logique d'interfaçage, d'amplification et de sécurité. La logique de commande électronique est surtout utilisée pour le traitement de l'information à cause de sa faible consommation d'énergie, de son faible volume, de sa puissance de traitement, de son faible coût et de la possibilité de programmation de certains composants.

Excepté les préactionneurs les plus courants, nous avons volontairement occulté les interfaces dans ce tableau. Elles ont été détaillées dans le chapitre précédent.

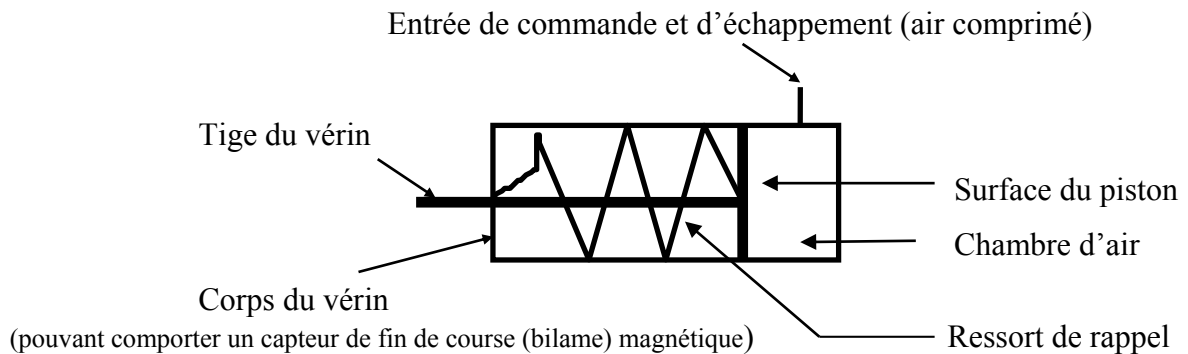
-II-LE VERIN

En technologie fluïdique, il peut être pneumatique ou hydraulique. On se limitera à l'étude du principe du vérin pneumatique linéaire à tige.

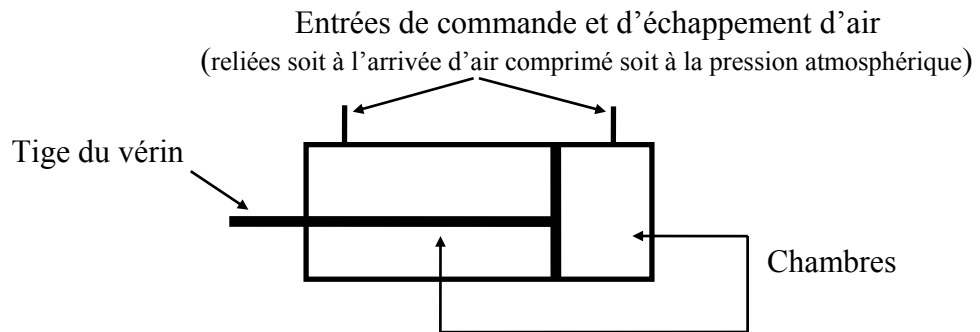
De l'air comprimé est envoyé dans la chambre du vérin. Sous l'effet de la pression exercée sur la surface du piston, la tige du piston sort du corps du vérin avec une force F . La rentrée de la tige s'effectue soit sous l'effet d'un ressort de rappel (simple effet), soit par le biais d'une autre commande d'air comprimé sur la surface opposée du piston (double effet).

-1-Description

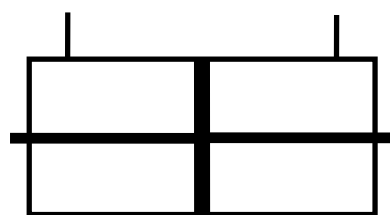
-Vérin simple effet (une entrée de commande et ressort de rappel)



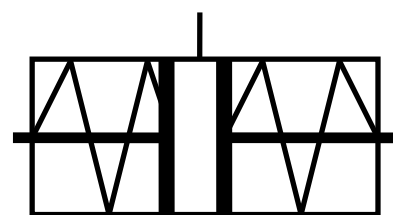
-Vérin double effet (2 entrées de commande)



-Vérin double effet 2 tiges (1 ou 2 entrées de commande)



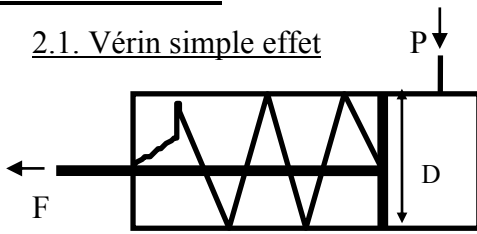
2 entrées de commande



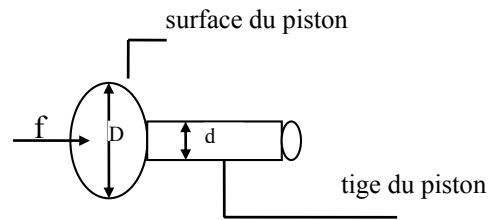
1 entrée de commande et ressorts de rappel

-2-Dimensionnement

2.1. Vérin simple effet



F : force théorique exercée par le vérin



$f = P \times S$ (d'après la loi de Boyle-Mariotte),

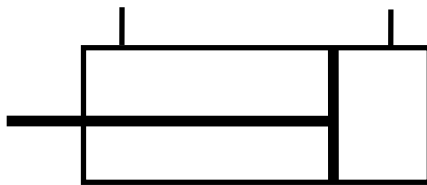
où S : section = $\pi D^2 / 4$, P : pression exercée sur la surface

F_{th}	=	$P \times S$	-	$F_{ressort}$
Newton		Mpa mm ²		Newton

1 N/mm² = 1 Mpa = 10 bars

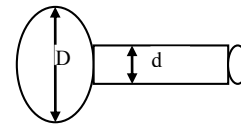
1bar = 0,1 Mpa = 0,1 N/mm²

2.2. Vérin double effet



S : section du piston

s : section de la tige



*Force théorique exercée par la tige en sortant :

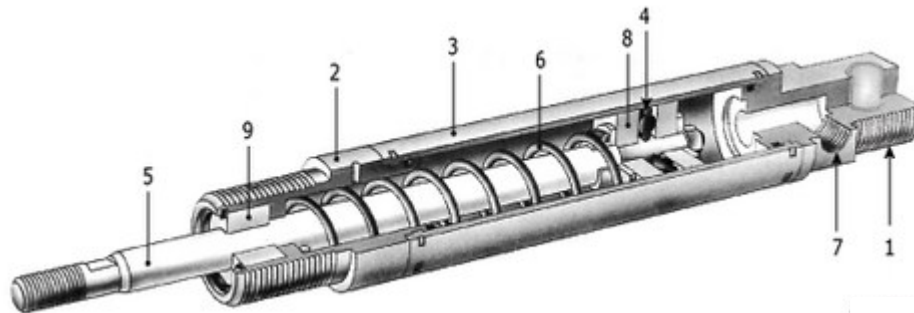
$F_{ts} = P \times S = P \times \pi D^2 / 4$
--

*Force théorique exercée par la tige en rentrant :

$F_{tr} = P \times (S - s) = P \times \pi / 4 (D^2 - d^2)$
--

S-s : surface efficace du piston en contact avec la pression d'air

S : section du piston s : section de la tige S-s : section active / utile / efficace du piston



Légende :

- 1. Flasque ou fond arrière (ou fond)
- 2. Flasque ou fond avant (ou nez)
- 3. Tube
- 4. Joint de piston

5. Tige

- 6. Ressort de rappel
- 7. Entrée d'air
- 8. Piston
- 9. Douille

Figure 3.2.1 : Structure d'un vérin simple effet (doc. Joucomatic)

2.3. Utilisation en statique et dynamique

2.3.a- Force statique et force dynamique

La force théorique correspond à l'effort statique : c'est l'effort développé par le vérin à l'arrêt (exemple bridage, serrage...). Il dépend uniquement de la pression et de la surface sur laquelle elle s'exerce : $F_{th} = P \times S$.

Pour que le vérin soit exploitable, il suffit que sa force statique F_s (théorique F_{th}) soit supérieure à la charge statique C_s opposée (force de blocage ou de serrage) :

$$\text{Force statique } F_s (= P \times S) > \text{Charge statique } C_s (= m \times g)$$

La force ou effort dynamique : c'est l'effort disponible sur le vérin (à l'extrémité de la tige pour un vérin linéaire) pour déplacer une charge à vitesse convenable.

Cette force est inférieure à la force théorique car il y a des pertes principalement par frottement interne des joints, ainsi que par inertie propre au vérin :

$$F_{dynamique} = F_{théorique} - F_{frottements}$$

Pour que le vérin ait un comportement acceptable (déplacer la charge), il faut que sa force dynamique F_d (l'effort réellement disponible à l'extrémité de la tige en mouvement) soit supérieure à la charge dynamique C_d opposée (force dynamique résistante) :

$$\text{Force dynamique } F_d > \text{Charge dynamique } C_d (= m \times g + \text{frottements})$$

2.3.b- Rendement

On définit le **rendement** η comme le rapport de la force dynamique sur la force statique :

$$\eta = F_d / F_s = F_d / F_{th}$$

Les mesures montrent que, pour les vérins pneumatiques de bonne construction, les frottements internes au vérin (joints d'étanchéité et bagues de guidage) engendrent une perte d'énergie de 5 à 12%. On aura ainsi un rendement η compris entre 0,88 et 0,95 en fonction du 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 0,88.

2.3.c- Contre-pression d'échappement

Elle est employée pour réguler (maintenir constante) la vitesse de la tige. Le réglage est obtenu par des régulateurs placés à l'échappement du vérin.

Cette contre-pression, de 30 à 40 % de la valeur de la pression de démarrage en pneumatique, amène un effort antagoniste supplémentaire.

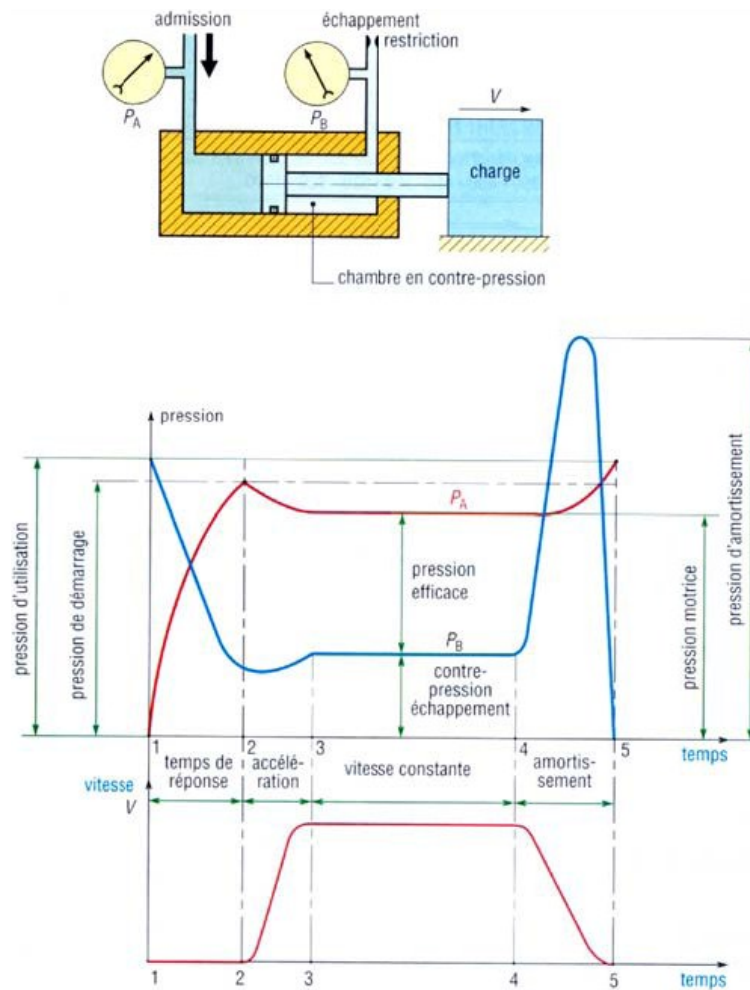


Figure 3.2.2 : Les différentes pressions mises en jeu dans un vérin [4]

La courbe P_A présente l'évolution de la pression dans la chambre d'admission du côté du piston (opposé à la tige).

La pression monte progressivement jusqu'à atteindre le seuil de démarrage (inférieur ou égal à la pression P du réseau), qui dépend de l'effort résistant à l'extrémité de la tige.

Puis la tige commence à sortir et la pression chute alors dans la chambre A pour se stabiliser à une valeur efficace dite motrice (dont la valeur dépend de la vitesse du vérin). La tige sort à vitesse constante.

Dès que l'amortissement commence (donc freinage du vérin), la pression commence à remonter pour atteindre la valeur P du réseau à l'arrêt en fin de course.

La courbe P_B figure l'évolution de la contrepression 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* ou *motrice* est la pression réellement utile pour déplacer la charge (celle qui donne la force utile F_{ut}).

2.3.d- Taux de charge : τ

Pour être certain d'utiliser le vérin dans de bonnes conditions, on définit le **taux de charge** τ . C'est le rapport entre l'effort dynamique disponible réellement à l'extrémité de la tige (pour déplacer la charge), et l'effort dynamique théorique disponible en bout de tige ($=P \times S$).

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 broutement.

$$F_{\text{dynamique}} \equiv F_{\text{utile}} = F_{\text{théorique}} - F_{\text{frottements}} - F_{\text{contre-pression}}$$

$$\textbf{Taux de charge : } \tau = F_{\text{dynamique}} / F_{\text{statique}} \equiv F_{\text{utile}} / F_{\text{théorique}}$$

avec F_{charge} : effort à vaincre pour déplacer la charge ($= m \times g$),

F_{utile} doit être $\geq F_{\text{charge}}$

$F_{\text{statique}} = F_{\text{théorique}}$: poussée (ou traction) théorique ($= P.S$).

En pratique : $0,5 < \text{taux de charge } \tau < 0,8$. Le taux de 0,5 est courant.

La force utile correspond à l'effort dynamique : c'est l'effort réellement disponible sur le vérin (à l'extrémité de la tige pour un vérin linéaire), et nécessaire pour déplacer une charge d'un mouvement uniforme suivant un axe, à vitesse convenable (au minimum égale à $m \times g$).

Remarque : pour une utilisation optimale du vérin, il est recommandé de le définir tel que le *taux de charge soit inférieur ou égal à 75 %*.

Exemple

Considérons une charge que doit déplacer un vérin de force théorique 550daN et de taux de charge 0,6.

La charge que peut réellement déplacer le vérin, en poussant, à la vitesse envisagée et dans de bonnes conditions est : $F_{\text{charge}} \cong F_{\text{utile}} = 0,6 \times 550 = 330 \text{ daN}$ ($F_{\text{charge}} = m \times g$)
 $= F_{\text{théorique}} - F_{\text{frottements}} - F_{\text{contre-pression}}$

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

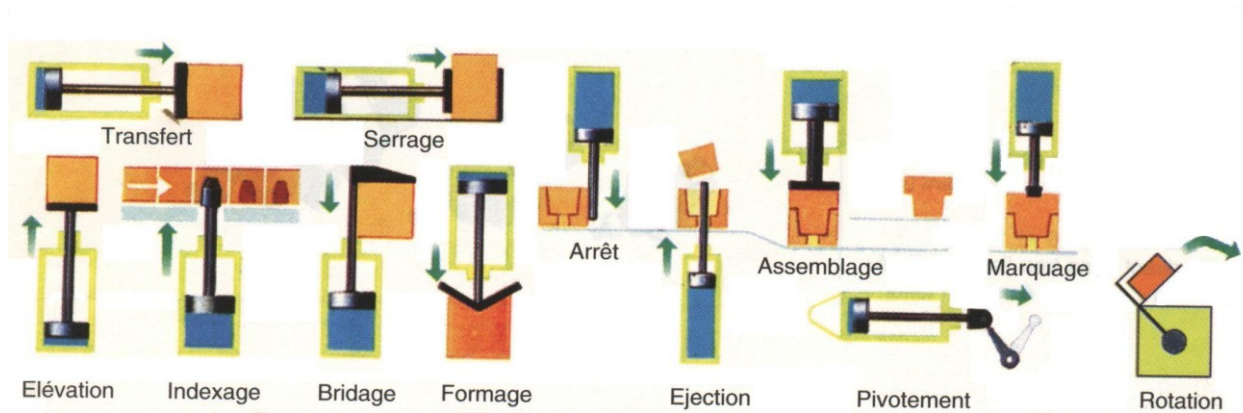


Figure 3.2.3 : Différentes utilisations d'un vérin (doc. Télépneumatic)

2.4. Consommation d'un vérin

• 1^o méthode de calcul

La **consommation** C est généralement donnée par les abaques des constructeurs. Elle est fonction de la section et de la pression de travail. Elle s'exprime en litre par centimètre de course du vérin. Le volume d'air (V) consommé pendant une certaine durée s'exprime en litres ou en litres/heure.

*Vérin simple effet :

$$V = C_{\text{piston}} \times L$$

V : volume en litres C : Consommation en l/cm L : course du vérin en cm

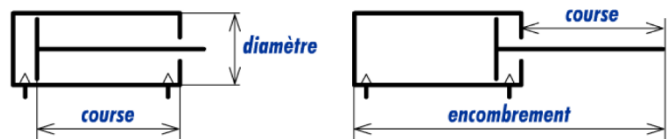


Figure 3.2.3 : Course d'un vérin

*Vérin double effet :

$$V_{\text{sortie}} = V \text{ du vérin simple effet} = C_{\text{sortie}} \times L = C_{\text{piston}} \times L$$

$$V_{\text{rentrée}} = C_{\text{rentrée}} \times L = (C_{\text{piston}} - C_{\text{tige}}) \times L = C_{\text{piston}} \times L - C_{\text{tige}} \times L$$

$$= V_{\text{sortie}} - V_{\text{tige}}$$

Pour un aller-retour du vérin : $C_{\text{totale}} = C_{\text{sortie}} + C_{\text{rentrée}} = 2 C_{\text{piston}} - C_{\text{tige}}$

$$V_{\text{total}} = V_{\text{sortie}} + V_{\text{rentrée}} = 2 V_{\text{sortie}} - V_{\text{tige}} = C_{\text{totale}} \times \text{course} \times L$$

$$= L \times (2 \times C_{\text{piston}} - C_{\text{tige}})$$

• **2° méthode de calcul**

Une autre façon de calculer le volume d'air entré dans la chambre du vérin est de multiplier la surface du piston par la course de la tige du vérin : $V = S \times L$.

Ce volume correspond à celui qu'occuperait de l'air à la pression atmosphérique. Si on comprime cet air à la pression de service (8 bars par exemple), on obtient selon la loi de Boyle-Mariotte un volume inférieur (de huit fois) au volume calculé. Par conséquent l'air comprimé ne va pas occuper tout le volume de la chambre du vérin (nécessaire pour que la tige effectue la course L), ainsi on n'obtient pas l'effet désiré (sortie de la tige du vérin et à vitesse convenable).

Pour remplir toute la chambre avec de l'air sous pression il faut donc multiplier le volume comprimé par un certain coefficient fonction de la pression de service.

En résumé pour calculer le volume d'air réellement consommé, il faut multiplier le volume de la chambre par le taux de compression (ramené au niveau de la mer).

Par définition le **taux de compression** est donné par :

$$\mathbf{T_c = (1,013 + \text{pression de service (en bars)}) / 1,013}$$
 (un taux est sans unité)

La pression atmosphérique normale ou standard au niveau moyen de la mer (exercée par une colonne verticale de 760 millimètres de mercure) à la température de 0 degré Celsius est de 1,013 bar.

*Vérin simple effet :

$$\mathbf{V = S \times L \times T_c}$$

V : en litres L : course du vérin en dm S : section en dm² Tc : taux de compression

*Vérin double effet :

$$V_{\text{sortie}} := V \text{ du vérin simple effet} = S \times L \times T_c$$

$$V_{\text{rentrée}} := \text{SectionUtile} \times L \times T_c = (S - s) \times L \times T_c = S \times L \times T_c - s \times L \times T_c =$$

$$= V_{\text{sortie}} - V_{\text{tige}} \quad \rightarrow \quad V_{\text{rentrée}} = (D^2_{\text{piston}} - d^2_{\text{tige}}) \times \Pi/4 \times L \times T_c$$

Pour un aller-retour du vérin : $V_{\text{total}} = V_{\text{sortie}} + V_{\text{rentrée}}$

$$\mathbf{V_{\text{total}} = V_{\text{sortie}} + V_{\text{rentrée}} = 2 V_{\text{sortie}} - V_{\text{tige}}}$$

$$\mathbf{= L \times T_c \times (2 \times S_{\text{piston}} - s_{\text{tige}}) = L \times T_c \times \Pi/4 \times (2 \times D^2 - d^2)}$$

- **Exemple**

Soit un vérin pneumatique double effet avec $D = 100$ mm, $d = 30$ mm.

Calculer les efforts théoriques exercés en poussant (sortant) et en tirant (rentrant) si la pression d'alimentation est de 7 bars. En déduire la consommation d'air si la course du vérin est de 80 cm et que l'on effectue 3 cycles par minute (1 cycle correspond à 1 aller + 1 retour du vérin).

En poussant : $F_{ts} = P.S = P.\pi.D^2/4 = 550$ daN

En tirant : $F_{tr} = P.S' = P.\pi.(D^2-d^2)/4 = 500$ daN

(on retrouve les mêmes valeurs extraites directement du tableau page suivante avec $1\text{daN}=10\text{N}\approx 1\text{kgf}$).

$$V_{\text{sortie}} = S \times L \times T_c$$

$$V_{\text{rentrée}} = \text{SectionUtile} \times L \times T_c = (S - s) \times L \times T_c = V_{\text{sortie}} - V_{\text{tige}}$$

$$\text{Pour un aller-retour du vérin : } V_{\text{total}} = V_{\text{sortie}} + V_{\text{rentrée}}$$

$$V_{\text{total}} = V_{\text{sortie}} + V_{\text{rentrée}} = 2 V_{\text{sortie}} - V_{\text{tige}}$$

$$= L \times T_c \times (2 \times S_{\text{piston}} - S_{\text{tige}}) = L \times T_c \times \Pi/4 \times (2 \times D^2 - d^2)$$

$$= 8 \times 8,013 \times \Pi/4 \times (2 \times 1 - 0,3^2) = 96,16 \text{ l} \approx 96 \text{ litres.}$$

En utilisant le tableau ci-dessous on aurait obtenu : poussée + traction=1,199 NL/mn, soit 1,2 litres pour 1cm de course. Comme la course $L = 80$ cm, on aura donc : $V_{\text{total}} = 1,2 \times 80 = 96$ litres. CQFD !

On multiplie ensuite ce volume par $N=3$ car on effectue 3 cycles (aller/retour) par minute. Le volume total est alors égal à 288 litres par minute.

Tableau 3.2 : Consommation d'air en NL/min pour 1cm de course (doc. waltair pneumatique)

Piston mm	Surface du piston cm ²	Pression de service (bar)										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
32	Poussée	8,038	0,016	0,024	0,032	0,040	0,048	0,056	0,064	0,072	0,082	0,088
	Traction	6,908	0,014	0,021	0,028	0,035	0,042	0,049	0,056	0,063	0,070	0,076
40	Poussée	12,560	0,025	0,038	0,050	0,063	0,076	0,088	0,100	0,113	0,126	0,188
	Traction	10,020	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110
50	Poussée	19,625	0,039	0,059	0,079	0,098	0,118	0,137	0,157	0,177	0,196	0,216
	Traction	17,082	0,034	0,051	0,068	0,085	0,102	0,120	0,137	0,154	0,170	0,188
63	Poussée	31,156	0,062	0,093	0,125	0,156	0,187	0,218	0,249	0,280	0,312	0,343
	Traction	27,258	0,055	0,072	0,109	0,136	0,164	0,191	0,218	0,245	0,273	0,300
80	Poussée	50,240	0,100	0,150	0,200	0,250	0,301	0,351	0,402	0,452	0,502	0,552
	Traction	46,441	0,093	0,139	0,186	0,232	0,279	0,325	0,372	0,418	0,464	0,510
100	Poussée	78,500	0,157	0,236	0,314	0,382	0,471	0,549	0,628	0,706	0,785	0,862
	Traction	71,435	0,143	0,214	0,286	0,357	0,429	0,500	0,571	0,643	0,714	0,786
125	Poussée	122,656	0,245	0,368	0,490	0,613	0,736	0,859	0,981	1,104	1,226	1,349
	Traction	115,591	0,231	0,346	0,462	0,578	0,694	0,809	0,925	1,040	1,156	1,272
160	Poussée	200,960	0,402	0,603	0,804	1,005	1,206	1,407	1,608	1,809	2,010	2,211
	Traction	188,400	0,377	0,565	0,754	0,942	1,130	1,319	1,507	1,696	1,884	2,072
200	Poussée	314,000	0,628	0,942	1,256	1,570	1,884	2,198	2,512	2,826	3,140	3,454
	Traction	301,440	0,603	0,904	1,206	1,507	1,809	2,110	2,412	2,713	3,014	3,316

2.5. Calcul rapide pour le choix d'un vérin

Pour le choix approximatif (et rapide) d'un vérin en utilisant les catalogues ou les abaques, on peut se baser sur la méthode suivante :

- Utiliser comme pression de service (pour l'air comprimé) la valeur de la pression du réseau moins 1 bar ;
- Utiliser pour la force utile un coefficient de surcharge de 1,3 : force utile x 1,3.

Exemple : déplacement d'une charge de 120 Kg avec une pression de 6 bar.

Force utile: $120 \text{ kg} \times 9,81 \times 1,3 = 120 \text{ kgf} \times 1,3 = 156 \text{ kgf} \cong 156 \text{ daN}$

La pression de service : pression du réseau - 1 = 6 - 1 = 5 bar

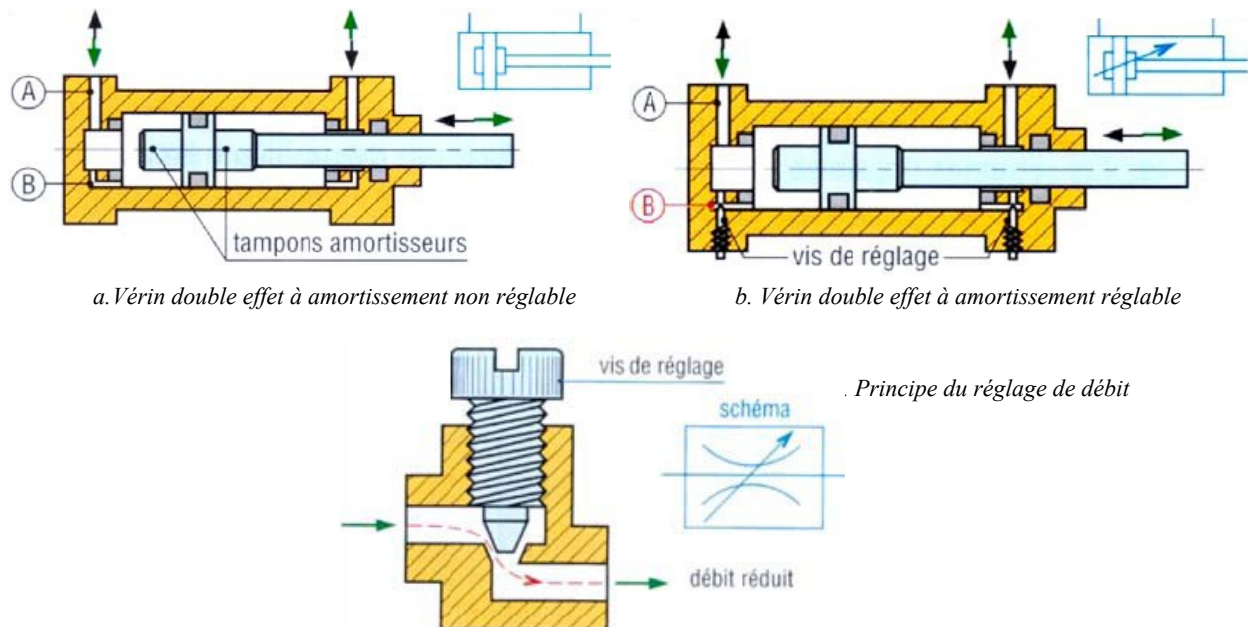
Recherchons dans le tableau ci-dessous le vérin approprié : 156 daN à 5 bar donne pour les diamètres du vérin : piston Ø 63mm, tige Ø20 mm.

Tableau 3.3 : Forces pour vérin pneumatique exprimées en daN (doc. waltair pneumatique)

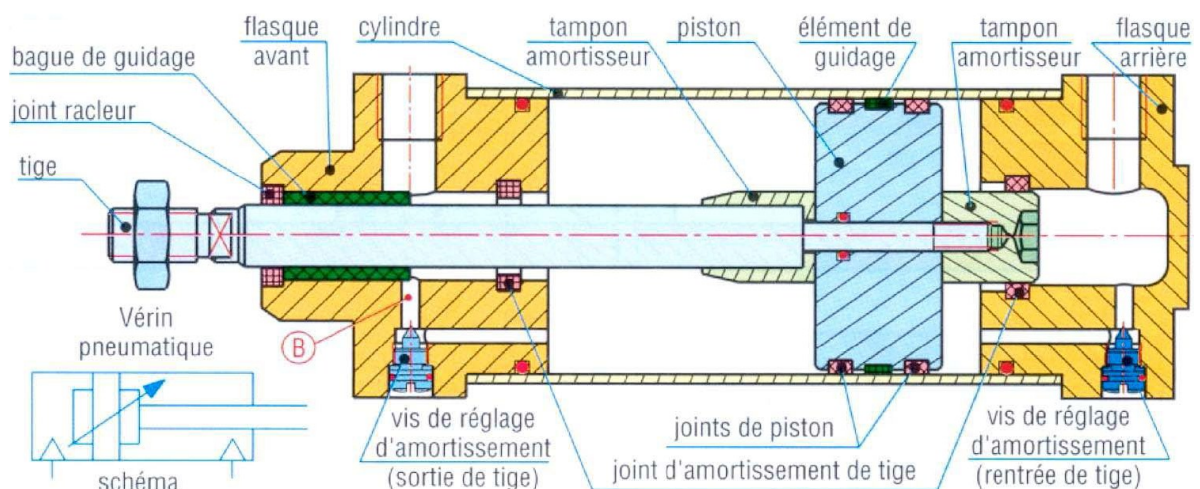
Piston mm	Tige mm	Surface du piston cm²	Pression de service (bar)									
			1	2	4	5	6	7	8	9	10	
16	6	Poussée	2,01	2,00	4,00	8,00	10,00	12,00	14,00	16,00	18,00	20,00
		Traction	1,72	1,78	3,44	6,89	8,62	10,30	12,10	13,80	15,50	17,20
20	8	Poussée	3,14	3,14	6,28	12,50	15,70	18,80	22,00	25,10	28,20	31,40
		Traction	2,63	2,63	5,27	10,50	13,20	15,80	18,40	21,00	23,70	26,40
25	10	Poussée	4,90	4,90	9,81	19,60	24,50	29,40	34,30	39,20	44,10	49,00
		Traction	4,12	4,12	8,24	16,50	20,60	24,70	28,80	33,00	37,00	41,20
32	12	Poussée	8,03	8,00	16,00	32,00	40,00	48,00	56,00	64,00	72,00	80,00
		Traction	6,90	7,00	14,00	27,00	34,00	41,00	48,00	55,00	62,00	69,00
40	18	Poussée	12,56	12,00	25,00	50,00	62,00	75,00	88,00	100,00	113,00	125,00
		Traction	10,02	10,00	20,00	40,00	50,00	60,00	70,00	80,00	90,00	100,00
50	20	Poussée	19,62	19,00	39,00	78,00	98,00	117,00	137,00	157,00	176,00	196,00
		Traction	16,48	16,00	33,00	66,00	82,00	99,00	115,00	132,00	148,00	165,00
63	20	Poussée	31,15	31,00	62,00	124,00	155,00	186,00	218,00	249,00	280,00	311,00
		Traction	28,01	28,00	56,00	112,00	140,00	168,00	196,00	224,00	252,00	280,00
80	25	Poussée	50,24	50,00	100,00	200,00	251,00	301,00	351,00	401,00	452,00	502,00
		Traction	45,33	45,00	90,00	181,00	226,00	271,00	317,00	362,00	407,00	453,00
100	30	Poussée	78,50	78,00	157,00	314,00	392,00	471,00	549,00	628,00	706,00	785,00
		Traction	71,43	71,00	142,00	285,00	357,00	428,00	500,00	571,00	642,00	714,00
125	30	Poussée	122,65	122,00	245,00	490,00	613,00	735,00	858,00	981,00	1103,00	1226,00
		Traction	115,59	115,00	231,00	462,00	577,00	693,00	809,00	924,00	1040,00	1155,00

3. 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.



Figures 3.2.4 : Amortissement et réglage de débit



Figures 3.2.5 : Constitution d'un vérin pneumatique double effet à amortissement réglable des deux côtés [4]

-4-Détection de la fin de course d'un vérin

Pour connaître la position exacte des vérins (tige sortie ou rentrée), les éléments de détection sont soit placés sur la partie opérative ou sur la machine (capteurs à action mécanique à sortie électrique ou pneumatique), soit implantés directement sur le vérin (capteurs à action pneumatique ou magnétique).

4.1. Capteurs pneumatiques à seuil de pression

Ces capteurs utilisent la chute de pression dans la chambre d'échappement du vérin, et sont directement montés sur les orifices du vérin. Ils peuvent émettre un signal de sortie pneumatique ou électrique.

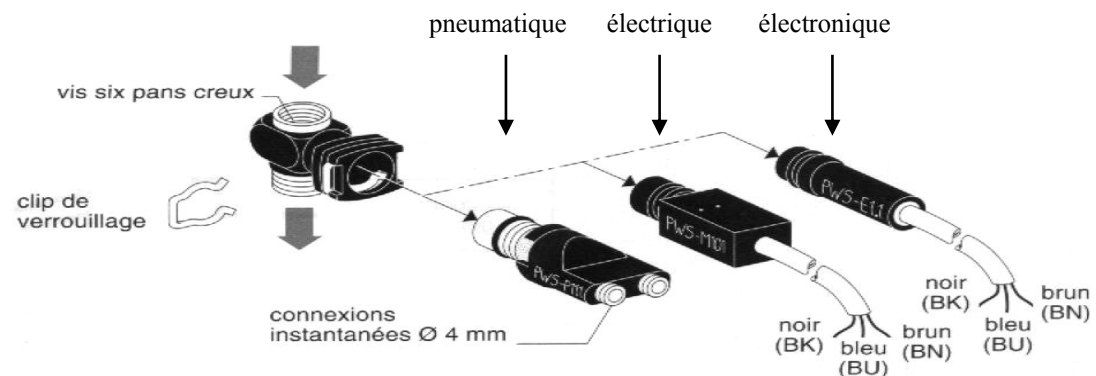


Figure 3.2.6 : Différents capteurs à seuil de pression (doc. Parker Pneumatic)
(pour le détail du capteur à sortie pneumatique, se référer au paragraphe IV-1.1-b)

4.2. Capteurs électriques et électroniques à détection magnétique

Ces capteurs se placent directement sur le fût aimanté du vérin. Un aimant permanent disposé dans le piston crée un champ magnétique. Le piston en se déplaçant ferme le contact électrique ou déclenche le système de détection électronique du capteur.

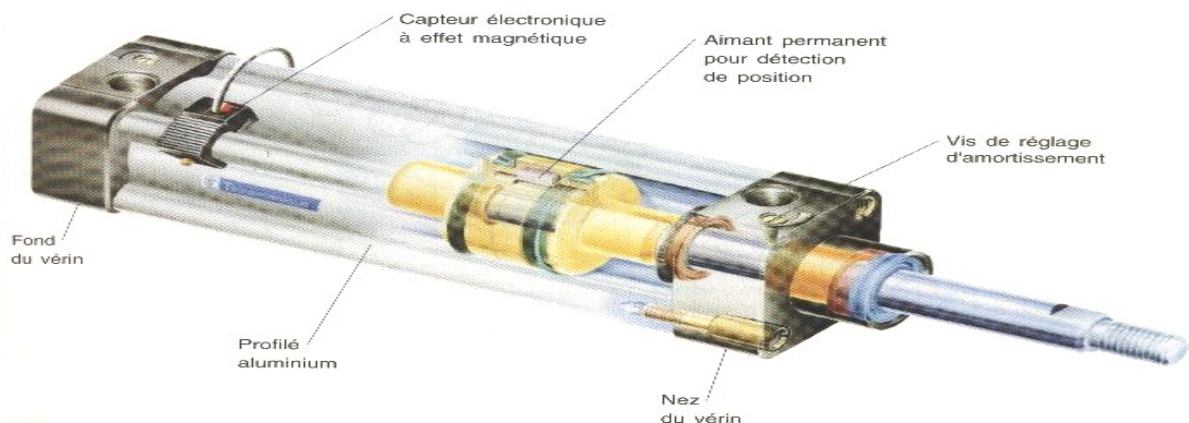


Figure 3.2.7 : Vérin muni d'un aimant et d'un capteur magnétique (doc. Parker Pneumatic)

4.3. Capteurs pneumatiques à action mécanique

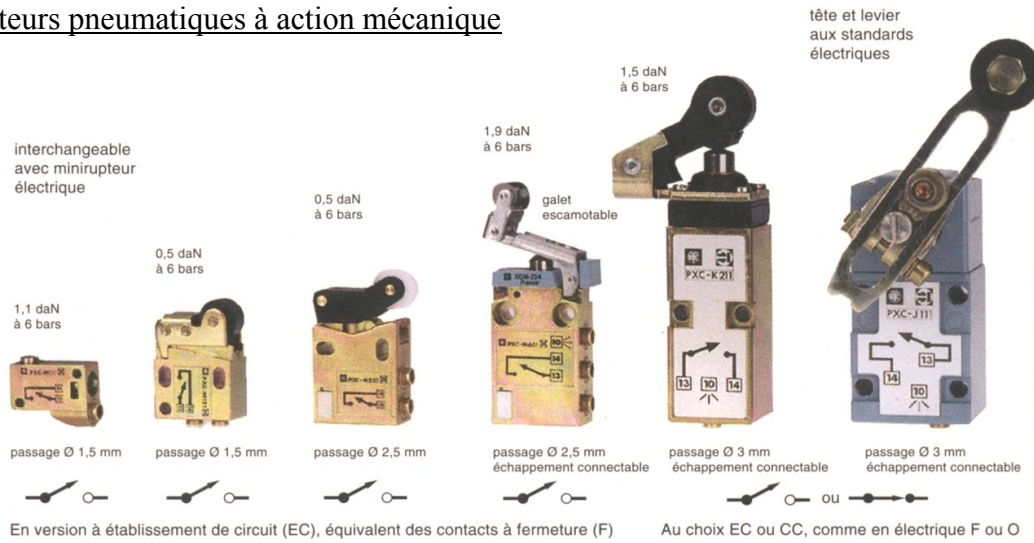


Figure 3.2.8-a : Quelques capteurs pneumatiques à action mécanique (doc. Parker Pneumatic)

4.4. Capteurs électriques à action mécanique

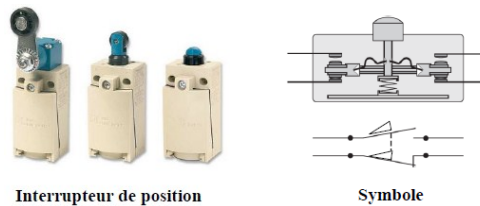


Figure 3.2.8-b : Quelques capteurs électriques à action mécanique

-5-Différents types de vérins

Bien que le vérin à tige et action linéaire soit le plus répandu (normalisé ISO), il existe cependant d'autres types de vérins, qu'ils soient sans tige ou à action rotative.

	Mini-vérins Vis	Mini-vérins ISO 6432	Vérins à tige ISO 6431	Vérins à tige Course courte	Vérins Sans tige	Vérins rotatifs
Technologie Spécificité	-Tige inox -Corps laiton	-Tige et tube inox -Nez et fond plastique ou métal	-Tige inox -Tube profilé aluminium ou -Version à tirants	Profilé aluminium	Profilé aluminium à tige fendue	-Corps aluminium extrudé ; -Extrémités et palette aluminium anodisé dur
Version	Simple effet	Simple et double effet	Double effet	Simple et double effet	Double effet	Double effet
Amortissement	Sans	Elastique ou pneumatique	Pneumatique réglable	Sans	Pneumatique	Elastique
Course standard en mm	5,10,15	De 10 à 200 suivant diamètre	De 25 à 800 suivant diamètre	De 5 à 100 suivant diamètre	De 0 à 8	Angle de rotation : - 0 à 280° simple palette - 0 à 100° double palette
Diamètre en mm (diamètres normalisés : 6, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200)	6, 10, 16	10 à 25	32 à 200	12 à 63	25, 32, 40	Couple en N.m : - 0.5 à 15 en simple palette - 1.5 à 30 en double palette

Tableau 3.4 : vérins normalisés ISO (d'après documentation Parker Pneumatic)

-6-Fixation 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) et une à l'arrière (G, H, I) ou au milieu (J, J', J'').

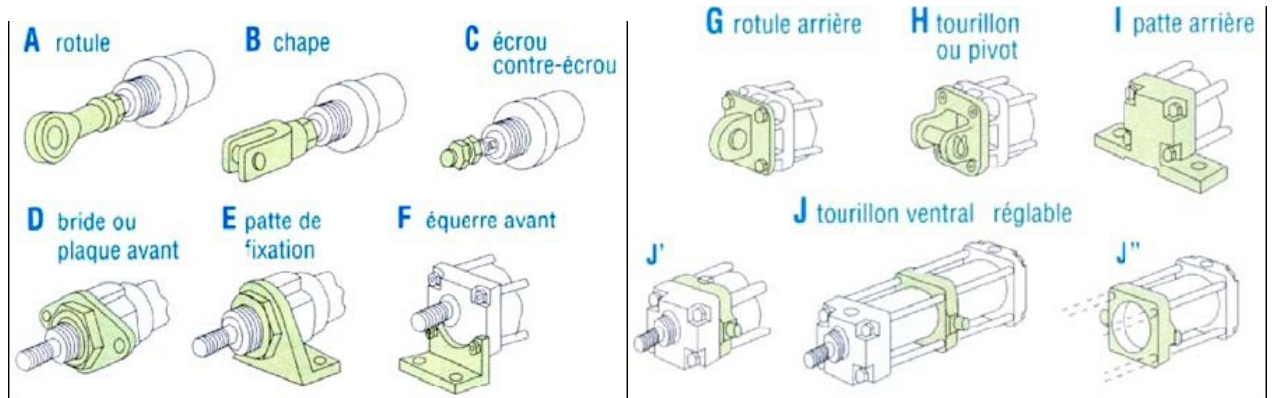


Figure 3.2.9 : Fixations usuelles des vérins [4]

Suivant les fixations choisies, la position du vérin et les charges exercées, certains calculs de vérification (flambage, flexion...) peuvent devenir nécessaires. En effet il y a *risque de flambage lorsque la course est supérieure à 8 à 10 fois le diamètre de tige*.

Le flambage est la tendance qu'a un matériau soumis à un effort de compression à fléchir et à se déformer perpendiculairement à l'axe de la force appliquée.

Un flambage, même faible, réduit fortement la durée de vie d'un vérin. Souvent, il suffit d'utiliser des abaques établis par le constructeur pour vérifier et éviter les risques.

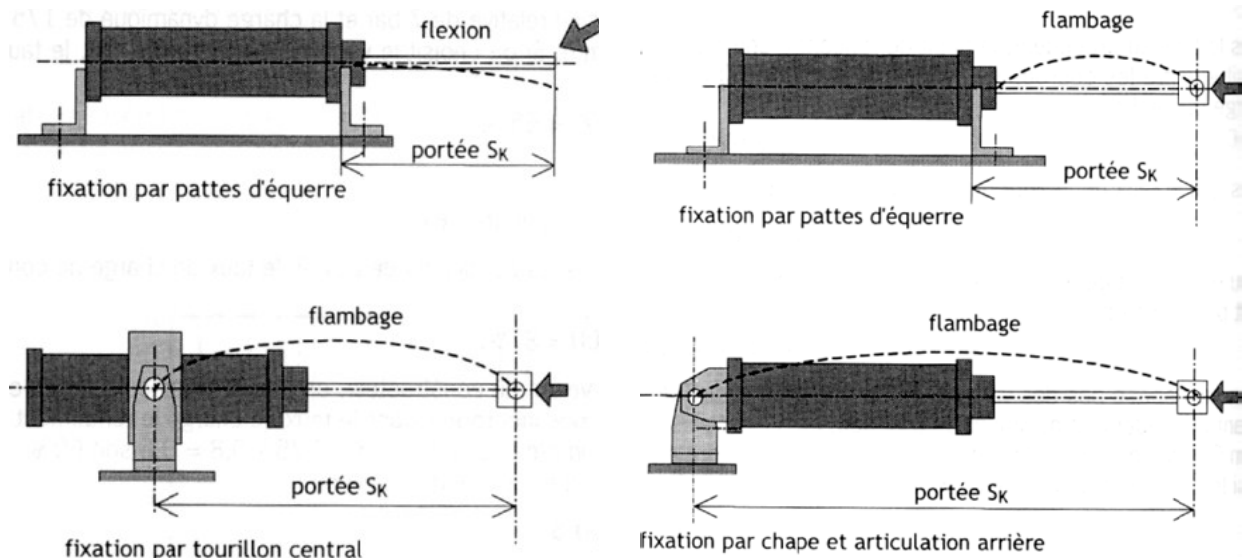


Figure 3.2.10 : Tiges de vérins soumises aux efforts de flexion et au flambage [6]

-7-Exercices d'application• **Exercice de synthèse n°1**

On considère 1 chariot (de masse à vide 110 kg) pouvant transporter des pièces (de masse 70 kg) entre 2 postes de travail distants de 1 mètre. Il est alimenté en pièces par un vérin de transfert simple effet, dont la tige a une longueur de 50 cm et le ressort de rappel une force de 200N. Ses déplacements sont effectués par le biais d'un vérin double effet, dont l'extrémité de la tige (de diamètre 40 mm) est solidaire du chariot.

Questions

Si le taux de charge des vérins est de 0.5, que l'on travaille à une pression de 3.14 bars, et que la cadence de travail des vérins est de un aller/retour toutes les 6 secondes, calculer:

- 1° Les diamètres des pistons des vérins simple effet et double effet.
- 2°-Les forces développées par les deux vérins en sortant et en rentrant.
- 3°) Les volumes d'air consommé par minute pour chaque vérin en sortant et en rentrant.
- 4°) Le volume horaire d'air global consommé par l'installation.

Pression de travail: 3,14 bars	
Diamètre	Consommation
mm	l/cm
40	0,04
65	0,1
70	0,125
80	0,16
100	0,24
120	0,3
125	0,4
140	0,5
150	0,6

Tableau 3.5 : Consommation en fonction du diamètre (adapté de documentation FESTO)

Solution**1° -a- Vérin simple effet**

$$F_{\text{utile}} = 70 \times 10 = 700\text{N}$$

$$F_{\text{théorique}} = F_{\text{utile}}/\tau = 700/0.5 = 1400\text{N}$$

$$F_{\text{th}} = P \times S - F_{\text{ress}} = P \times \pi \times D^2 / 4 - F_{\text{ress}} \Rightarrow D^2 = 4 (F_{\text{th}} + F_{\text{ress}}) / P \times \pi$$

$$P = 3.14 \text{ bars} = 0.314 \text{ N/mm}^2$$

$$D^2 = 4 \times 1600 \Rightarrow D = 2 \times 40 = 80 \text{ mm.}$$

-b- Vérin double effet

$$F_{\text{ut}} = (110+70) \times 10 = 1800\text{N} \Rightarrow F_{\text{th}} = F_{\text{ut}}/\tau = 1800/0.5 = 3600\text{N}$$

$$F_{\text{th}} = P \times S = P \times \pi \times D^2 / 4 \Rightarrow D^2 = 4 F_{\text{th}} / P \times \pi = 4 \times 3600 \Rightarrow D = 120 \text{ mm}$$

2° -a- Vérin simple effet

$$\text{en sortant : } F_{\text{th}} = 1400 \text{ N}$$

$$\text{en rentrant : } F_{\text{rent}} = F_{\text{ress}} = 200 \text{ N}$$

-b- Vérin double effet

$$\text{en sortant : } F_{\text{th}} = 3600 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \text{en rentrant : } F_{\text{rent}} &= P (S - s) = P \times (\pi \times D^2 / 4 - \pi \times d^2 / 4) = P \times \pi / 4 (D^2 - d^2) \\ &= \frac{1}{4} (4 \times 3600 - 1600) = \frac{1}{4} \times 4 (3600 - 400) \\ &= 3200 \text{ N} \end{aligned}$$

3° -a- Vérin simple effet

$$D = 80\text{mm}, P = 3.14 \text{ bars} \Rightarrow \text{consommation } C = 0.16 \text{ l/cm}$$

$$V_{\text{sortie}} = C \times L (\text{Course}) = 0.16 \text{ l/cm} \times 50 \text{ cm} = 8 \text{ litres.}$$

$$V_{\text{rentrée}} = 0 \text{ car vérin simple effet et retour par ressort de rappel.}$$

$$V_{\text{total}} = V_{\text{sort}} + V_{\text{rent}} = 8 \text{ l}$$

$$\text{Cadence } 1 \text{ aller/retour en } 6 \text{ secondes} \Rightarrow 10 \text{ allers/retours en } 1 \text{ minute.}$$

$$V_{\text{tot/min}} = 8 \times 10 = 80 \text{ litres.}$$

-b- Vérin double effet

$$D = 120\text{mm}, P = 3.14 \text{ bars} \Rightarrow \text{consommation } C = 0.3 \text{ l/cm}$$

$$\phi_{\text{tige}} = 40\text{mm}, P = 3.14 \text{ bars} \Rightarrow \text{consommation tige } c = 0.04 \text{ l/cm}$$

1^ométhode :

$$V_{\text{sort}} = C \times L = 0.3 \times 100 = 30 \text{ litres}$$

$$V_{\text{tige}} = c \times L = 0.04 \times 100 = 4 \text{ litres}$$

$$V_{\text{rent}} = V_{\text{sort}} - V_{\text{tige}} = 30 \text{ l} - 4 \text{ l} = 26 \text{ litres}$$

$$V_{\text{tot}} = V_{\text{sort}} + V_{\text{rent}} = 30 \text{ l} + 26 \text{ l} = 56 \text{ litres}$$

$$V_{\text{tot/min}} = 56 \times 10 = 560 \text{ litres.}$$

2^ométhode :

$$C_{\text{sort}} = C = 0.3 \text{ l/cm}$$

$$C_{\text{rent}} = C_{\text{sort}} - C_{\text{tige}} = C - c = 0.3 \text{ l/cm} - 0.04 \text{ l/cm} = 0.26 \text{ l/cm}$$

$$C_{\text{tot}} = C_{\text{sort}} + C_{\text{rent}} = 0.56 \text{ l/cm}$$

$$V_{\text{tot}} = C_{\text{tot}} \times L = 0.56 \times 100 = 56 \text{ litres}$$

$$V_{\text{tot/min}} = 56 \times 10 = 560 \text{ litres.}$$

4^o Volume global horaire

$$V_{\text{global/min}} = V_{\text{simple effet}} + V_{\text{double effet}} = 80 + 560 = 640 \text{ litres}$$

$$V_{\text{horaire}} = V_{\text{min}} \times 60 = 640 \times 60 = 38400 \text{ litres} = 38.4 \text{ mètres cubes.}$$

Remarque

On observe que la consommation horaire est trop élevée. Ceci est dû d'une part aux très grands diamètres des pistons, d'autre part à la cadence de travail très élevée (un aller-retour toutes les 6 secondes), et enfin à la valeur de la pression trop faible (3 bars) qui a été choisie égale à p_i pour simplifier les calculs.

Cette installation nécessite donc une immense centrale de production d'air comprimé uniquement pour 2 vérins. Par conséquent il y a eu de mauvais choix technologiques.

• Exercice de synthèse n°2 : dimensionnement 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 $E_c = 1/2mv^2$ à dissiper etc., sont des données nécessaires pour effectuer un choix.

Considérons par exemple une application de transfert de pièces par vérin, sous une pression de 6 bars. Le poids maximal des pièces est de 118 daN. Il correspond à la force utile F_{ut} , c'est-à-dire l'effort que doit développer le vérin en poussant pour déplacer la pièce.

b) Taux de charge et force théorique nécessaire

Une fois le type de vérin choisi à partir des données (vérin simple effet, vérin double effet, vérin spécial, ...), on doit déterminer le diamètre D de l'alésage. Ce diamètre dépend de la force dynamique nécessaire désirée. C'est ici que l'on va se servir du taux de charge.

Dans notre exemple on a un taux de charge de 0.5 (le vérin va travailler à 50 % de ses capacités), la force théorique nécessaire est : $F_{\text{nécessaire}} \equiv F_{\text{th}} = F_{\text{ut}} / \tau = 118 / 0.5 = 236 \text{ daN}$.

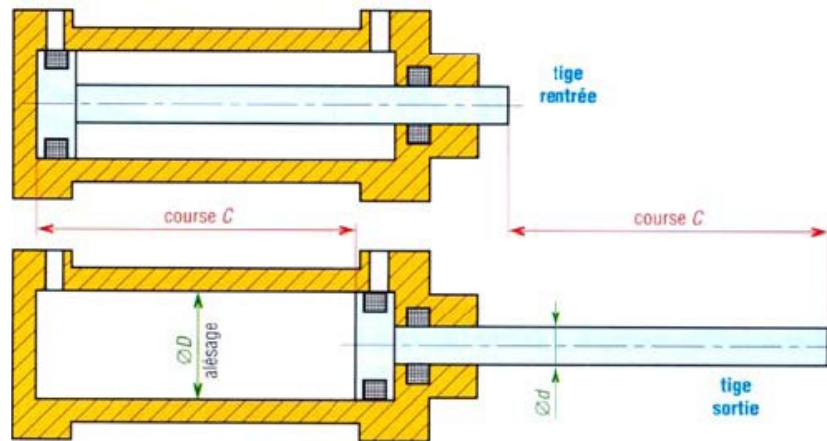


Figure 3.2.11 : Alésage et course d'un vérin [1]

c) Diamètre et course

La course du vérin est 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 utile (ou active) S du piston. Dans le cas du transfert de pièces, la section du vérin devra être au moins égale à :

$$S = F_{\text{th nécessaire}} / P = 236 / 6 = 39,93 \text{ cm}^2.$$

La section S s'écrivant en fonction du diamètre D : $S = \pi \times D^2 / 4$, on en déduit le diamètre D : $D = \sqrt{4S/\pi}$. D'où pour notre exemple, le diamètre D nécessaire : $D = \sqrt{4S/\pi} = 7,08 \text{ cm} \cong 71 \text{ mm}$.

Il faut ensuite faire un choix 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 performances égales pour nos besoins, 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 piston ou alésage (mm)	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
d tige (mm)	4	4	6	6	10	12	12	18	18	22	22	30	30	40	40	50

Diamètres normalisés des vérins [8]

Le diamètre 71mm ne figurant pas dans le catalogue du constructeur, nous choisirons le diamètre immédiatement supérieur de 80 mm, ce qui nous donnera un taux de charge τ de 0,39.

En effet $\tau = F_{\text{utile}} / F_{\text{théorique}} = F_{\text{ut}} / (P \times \pi \times D^2 / 4) = 118 / (6 \times \pi \times 8^2 / 4) \approx 0,39$.

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

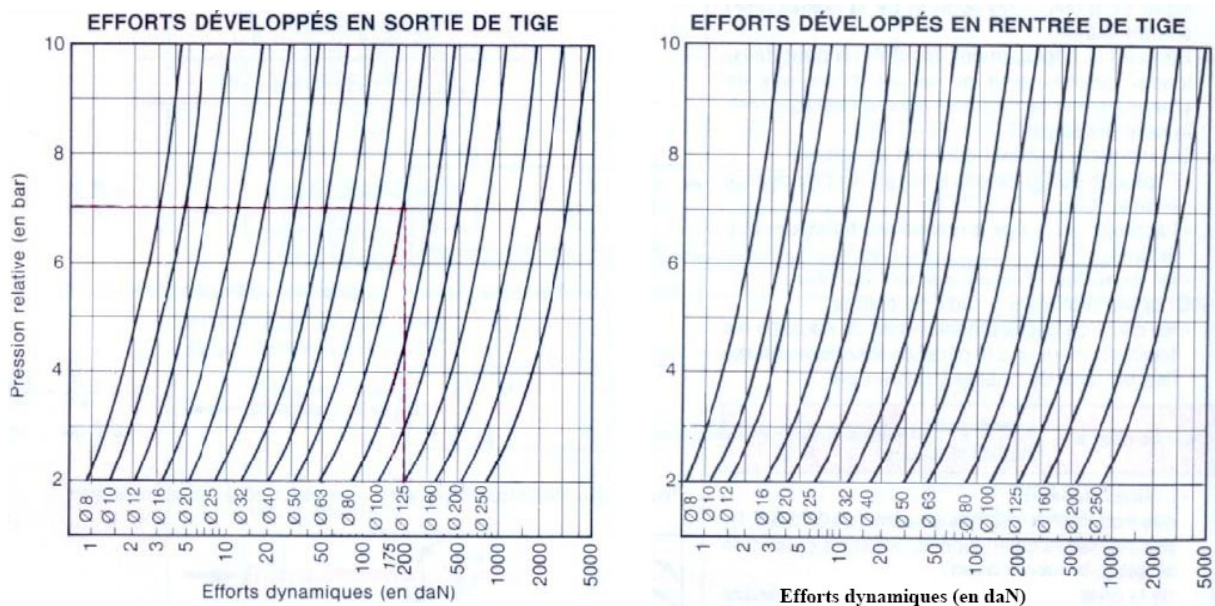


Figure 3.2.12 : Efforts dynamiques en poussant et en tirant (en daN)

Le choix de l'abaque dépend du mode de travail du vérin : en poussant (sortie de tige) ou en tirant (rentrée de tige). 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 (pour un taux de charge de 0,5), sous une pression de 6 bars. Nous choisissons donc 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 τ 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 constructeurs : 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.

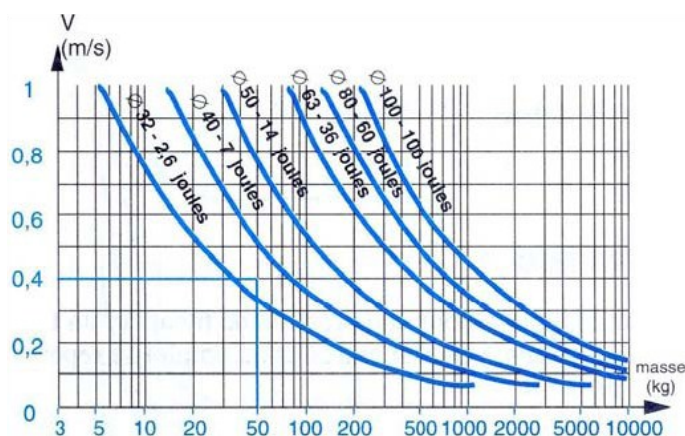


Figure 3.2.13 : Capacités d'amortissement des vérins standard (doc. Schneider Télémécanique) [5]

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.

-8- Autres actionneurs pneumatiques

• 8.1 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.).



Figure 3.2.14 : Perceuse pneumatique

Il existe d'autres types de moteurs pneumatiques commercialisés :

- moteurs pneumatiques à pistons en étoile,
- moteurs pneumatiques à pistons à coulisseaux,
- moteurs pneumatiques à engrenage,
- moteurs pneumatiques à turbine.

• 8.2 Ventouse, effet Venturi

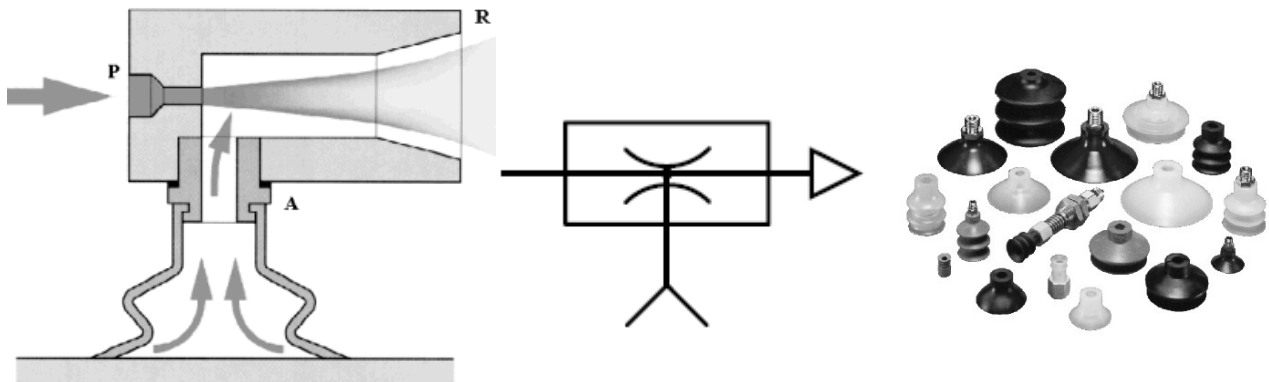


Figure 3.2.15 : Venturi et ventouse [4]

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 le fluide ou l'air de la ventouse. Ce phénomène s'appelle l'effet Venturi.

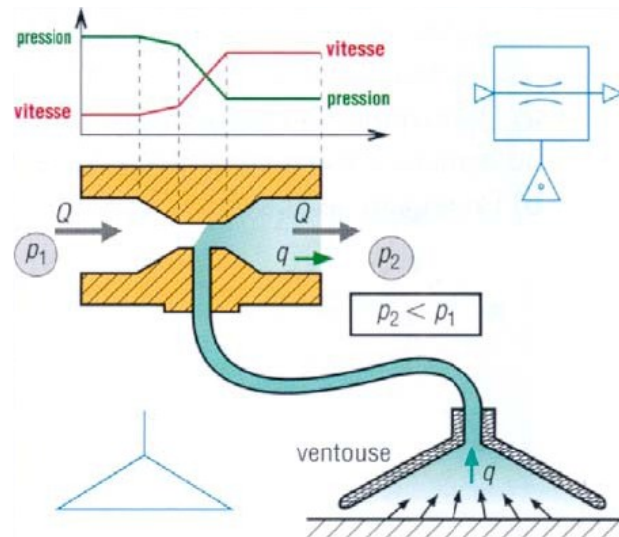


Figure 3.2.16 : Venturi associé à une ventouse [1]

Une ventouse développe un effort $F = Pr \cdot S$, avec

S : surface de contact avec la pièce saisie et soumise à la dépression,

Pr : pression relative ($Pr = Patm - Pi$)

Pi 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).

[Retour début document](#)