

# Guide de dimensionnement

## Les vérins pneumatiques

BOÎTE À OUTILS

PHILIPPE TAILLARD<sup>1</sup>

**Nous savons déjà, grâce à l'article précédent, paru dans le numéro 120 de Technologie, que l'isostatisme requis dans le montage du trio bâti-vérin-effecteur est une condition sine qua non de la longévité de l'actionneur. Reste maintenant à dimensionner la taille du vérin en regard des performances attendues dans sa fonction opérative. Comment déterminer le diamètre du piston et comment vérifier sa capacité d'amortissement dans le cas d'une vitesse importante, pouvant atteindre 2 m/s ? Tentons de répondre simplement à ces questions.**

**MOTS-CLÉS** automatismes, actionneurs, pneumatique, partie opérative, modélisation

Un vérin, dont le rôle est de mouvoir un mobile (effecteur), ne permet généralement pas de guider celui-ci. Par conséquent, la liaison entre l'effecteur et la tige doit permettre un nombre de degrés de liberté suffisant pour compenser tous les écarts de position et d'orientation relatifs et ainsi éviter de générer des efforts radiaux parasites sur le guidage de la tige dans le nez de vérin. C'est précisément ce qui fut développé dans l'article précédent.

Il reste maintenant à choisir et dimensionner le vérin en fonction des données du cahier des charges de l'application, qui sont :

- la fonction opérative du vérin ;
- la situation de montage ;
- la course ;
- la masse déplacée ;
- la charge appliquée ;
- le temps d'action requis.

Le dimensionnement permettra de définir la taille du vérin, c'est-à-dire son diamètre de piston et sa longueur de course. Après cette première étape, il faut, dans les cas d'application à vitesse élevée, vérifier la capacité d'amortissement en fin de course du vérin choisi.

Pour les vérins de tailles moyenne et importante, certains constructeurs spécifient, à l'aide d'abaques, des valeurs d'efforts radiaux admissibles sur le guidage de tige. Il est alors possible dans des cas particuliers de vérifier cette capacité.

1. Professeur agrégé de génie mécanique en STS MAI au lycée de Cachan. E-mail : taillard@lge.ens-cachan.fr.

Mais attention, ces cas sont antinomiques avec le concept de montage isostatique présenté dans l'article précédent.

De manière assez rare, dans le cas de vérin à grande course, il est nécessaire de vérifier la résistance au flambage de la tige.

Ces deux derniers points de vérification, du fait de leur rareté, ne sont pas développés dans le présent article. De surcroît, tous les constructeurs donnent dans leur catalogue des informations pratiques et faciles à utiliser pour effectuer ces contrôles.

Tout commence par une présélection d'un modèle (figure 1), pour laquelle différents critères sont à prendre en compte,



Figure 1. Présélection d'un modèle dans la gamme

comme l'encombrement, la fonction opérative assurée (voir le tableau en page 19 du numéro 119 de Technologie), le besoin d'antirotation, la nécessité de blocage de sécurité, la standardisation...

Ensuite, le problème de dimensionnement des vérins nécessite de bien connaître leur comportement dynamique et l'influence, sur ce dernier, des paramètres de fonctionnement. Mais la compressibilité de l'air fait qu'il est très difficile de modéliser de manière simple

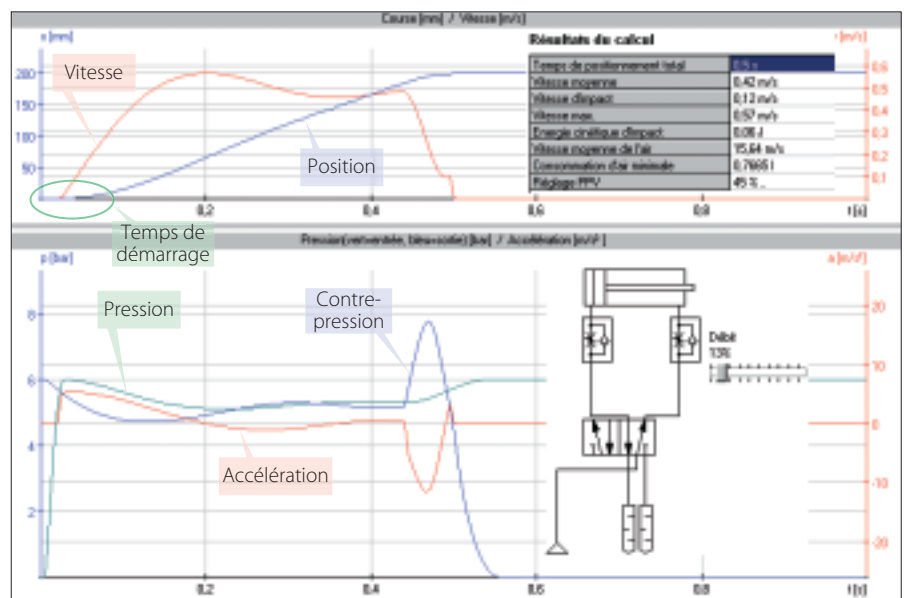


Figure 2. Résultats de la simulation obtenue avec le logiciel ProPneu de Festo

et exploitable, les performances de force développée et de vitesse de l'actionneur. En clair, les constructeurs ne nous donnent aucune courbe caractéristique classique de ces produits, et les concepteurs utilisent traditionnellement des formules simples, assorties de coefficients connus mais peu souvent explicités. Qu'en est-il aujourd'hui ?

### Le comportement dynamique des vérins

L'expérience et le travail de recherche de certains constructeurs comme Festo nous permettent, depuis peu, de disposer d'outils logiciels de simulation numérique. Ces outils intègrent des modèles complexes validés et enrichis par des résultats d'essais en vraie grandeur. Ainsi le logiciel ProPneu version 1.1F, présent sur le catalogue cédérom Festo, nous permet de faire de grandes découvertes sur le comportement réel des vérins en fonction de paramètres tels que la taille et la position du vérin, la pression, la charge, les régleurs de débit, le distributeur, la tuyauterie, l'amortisseur... L'utilisateur spécifie tous ces paramètres et le logiciel trace automatiquement les courbes caractéristiques de position, de vitesse, d'accélération et de pression des chambres en fonction du temps. De plus, il calcule et affiche les valeurs des performances obtenues et de réglages nécessaires. C'est magique !

Observons, sur la figure 2, les résultats d'une simulation faite par ProPneu dans le cas d'un mouvement horizontal de 200 mm de course avec une masse à déplacer de 9 kg, un temps requis de 0,5 seconde et le choix d'un vérin Iso de 25 mm de diamètre en sortie de tige.

Sur le premier graphique, on obtient en bleu la position et en rouge la vitesse. Le deuxième graphe donne la pression motrice en vert, la contre-pression de la chambre à l'échappement en bleu et l'accélération en rouge. Qualitativement, quelles constatations peut-on faire ?

- La contre-pression dans la chambre à l'échappement est importante et a pour effet de réduire sensiblement la force développée de l'actionneur. Afin de diminuer ce phénomène, il faut alimenter le vérin avec un distributeur de plus petite taille de façon à limiter le débit à l'admission et ouvrir le régleur de débit à l'échappement.
- La courbe de vitesse en rouge est proche du modèle trapézoïdal, souvent utilisé.
- La valeur d'accélération au démarrage est d'environ 5 m/s<sup>2</sup>, beaucoup moins

importante que celle obtenue au freinage, 12 m/s<sup>2</sup>.

- On note un temps de démarrage non négligeable, d'environ 0,05 s, soit 10 % du temps total d'action.
- Enfin, le pic de pression en bleu est dû au travail de l'amortissement pneumatique du vérin.

Ce dernier point est important dans le fonctionnement d'un vérin. En effet, quand on parle de dimensionnement, on pense bien sûr diamètre et course du vérin, mais l'on omet souvent l'amortissement nécessaire à chaque fin de course. Il sera interne ou externe au vérin, mais il sera...

### L'amortissement en fin de course

L'énergie de pression produit, avec le vérin, le travail mécanique attendu. En revanche, l'énergie cinétique acquise pendant le mouvement est le plus souvent inutile, et source de problème car il faut « l'absorber » ou la dissiper à chaque fin de course en amortissant. Pour cela, on utilise le travail d'une force de ralentissement ( $F_r$ ), fournie par l'amortisseur, sur la course d'amortissement ( $s$ ).

Plus la course d'amortissement est importante plus l'effort  $F_r$  peut être faible, mais le temps d'amortissement s'en trouve augmenté. Inversement, une course plus faible nécessite un effort plus important pour un temps d'action plus court, mais les efforts d'inertie engendrés sont élevés.

On doit calculer cette énergie cinétique, pour tous les actionneurs alternatifs que sont les vérins, pour vérifier si elle reste admissible par rapport aux capacités d'amortissement de l'actionneur. Citons un exemple : l'énergie maximale admissible en fin de course d'un vérin diamètre 25 est de 0,5 joule s'il est à amortissement élastique et de 10 joules pour un amortissement hydraulique.

À cet égard, rappelons les principales techniques d'amortissement en fin de course des vérins, ainsi que leurs per-

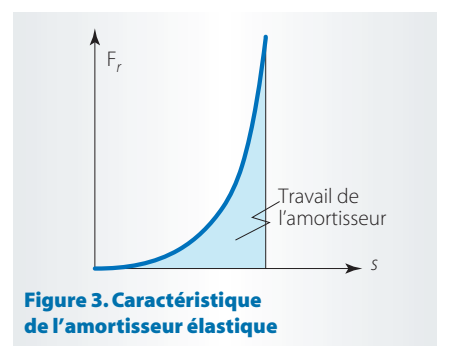


Figure 3. Caractéristique de l'amortisseur élastique

formances relatives, de la plus simple à la plus performante.

### L'amortissement élastique (AE)

Il est constitué d'une butée élastique en caoutchouc placée sur chaque face du piston. L'énergie cinétique est emmagasinée par cette butée au moment du choc puis restituée au piston après arrêt. Mais la force motrice du vérin compense en général ce dernier phénomène et évite ainsi le rebond. Ce type d'amortissement fournit initialement une faible force de ralentissement qui augmente brusquement avec la course (figure 3). De plus, la course d'amortissement due à l'écrasement du caoutchouc est très faible, donc la force de ralentissement élevée. Cette technique est présente sur les vérins ne dépassant pas 40 mm de diamètre et ne convient que pour les applications où l'énergie cinétique est inférieure à 1,2 joule ( $E_{adm} \text{ maxi} = 1,2 \text{ joule}$ ).

### L'amortissement pneumatique réglable (AP)

L'amortissement est réalisé par le travail de la force d'une contre-pression s'appliquant sur le côté du piston situé à l'échappement. Il est intégré au vérin et est réglable.

En fin de mouvement, le piston emprisonne un volume d'air qui doit s'échapper par un trou calibré réglable (figure 4). La pression augmente donc et provoque

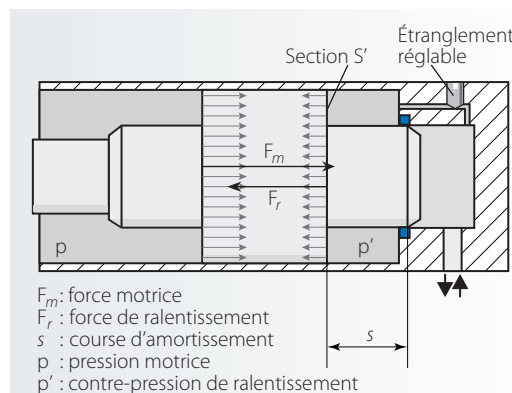


Figure 4. Principe de l'amortissement pneumatique réglable

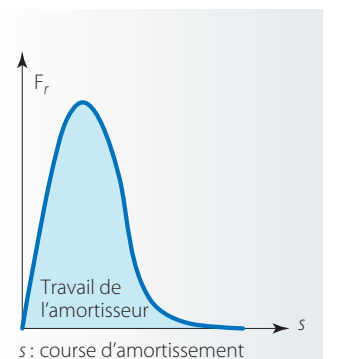


Figure 5. Caractéristique de l'amortisseur pneumatique

ainsi le ralentissement du piston. Ce dispositif fournit initialement une grande force de ralentissement qui diminue rapidement au fur et à mesure que la vitesse diminue (figure 5). Cette évolution de  $F_r$  est due au fait que la contre-pression naît d'une perte de charge (provoquée par l'étranglement) qui est proportionnelle au carré de la vitesse d'écoulement du fluide, donc du piston. Avec cette solution,  $E_{adm}$  maxi = 20 joules.

### L'amortissement hydraulique conventionnel (AHC)

L'amortisseur hydraulique externe (figure 6) utilise le même principe que l'AP, mais avec de l'huile. Le mouvement appliqué au piston de l'amortisseur met le fluide sous pression en le laminant dans un orifice calibré qui se restreint au fur et à mesure de la course d'amortissement, pour compenser la baisse de vitesse.



Figure 6. Exemples d'amortisseurs hydrauliques externes

Ainsi l'amortissement fournit une force qui croît très rapidement dès le début et reste constante pendant la course (figure 7). Cette technique convient assez bien pour les masses élevées et des vitesses moyennes. L'usage de l'AHC dans la manipulation, avec ses vitesses élevées et ses masses faibles, provoque des amortissements trop durs qui induisent des oscillations et des temps de ralentissement importants. Avec un amortisseur de diamètre 32 et de 60 mm de course, on atteint  $E_{adm}$  maxi = 380 joules.

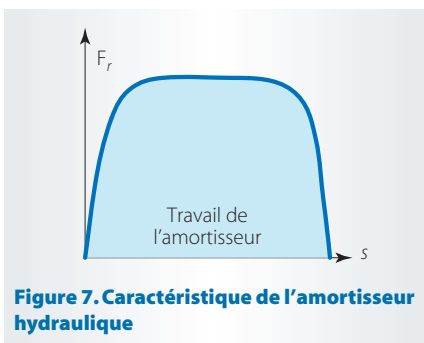


Figure 7. Caractéristique de l'amortisseur hydraulique

### L'amortissement hydraulique progressif (AHP)

Ce nouvel amortisseur est doté par rapport à l'AHC :  
 – d'une section d'étranglement fortement variable pendant la course de ralentissement pour réaliser une progressivité de la force d'amortissement ;  
 – d'une course d'amortissement d'environ 1,7 fois supérieure, permettant de freiner avec cette force progressive.

– d'une section d'étranglement fortement variable pendant la course de ralentissement pour réaliser une progressivité de la force d'amortissement ;  
 – d'une course d'amortissement d'environ 1,7 fois supérieure, permettant de freiner avec cette force progressive.

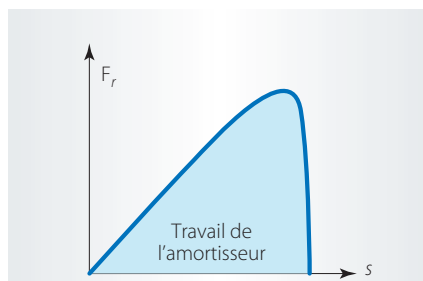


Figure 8. Caractéristique de l'amortisseur hydraulique progressif

Ce nouvel amortisseur fournit donc une force d'amortissement qui augmente progressivement pendant toute sa course (figure 8). Cette solution, qui offre un amortissement souple sans oscillations et des temps de ralentissement courts, convient parfaitement à la manipulation. Avec cette solution de diamètre 20 et de 34 mm de course,  $E_{adm}$  maxi = 70 joules.

### Les solutions contrôlées ou de servo-positionnement

Pour ces deux cas, le ralentissement est contrôlé grâce à une commande électronique, un capteur de position et un distributeur proportionnel.

Pour l'un, la programmation se fait par apprentissage, en optimisant le temps de mouvement et en limitant la valeur de l'accélération critique (environ 15 m/s<sup>2</sup>) en fin de course. Pour l'autre, le servo-positionnement, tous les paramètres sont définis par le programmeur dans le contrôleur.

### Modélisation de la force développée par un vérin

La force développée dépend de l'usage qu'il est fait du vérin. On distingue deux cas :

- en statique, le vérin remplit une fonction de serrage ou de bridage : c'est l'effort en fin de course qui est recherché ;
- en dynamique, il est utilisé en manipulation ; on cherche alors l'effort développé pendant la course.

Détaillons ces deux cas d'utilisation.

#### En statique

L'effort développé en statique par un vérin correspond tout simplement à l'effort théorique défini par les deux formules suivantes :

$$- F_{sp} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times p \text{ pour la sortie de tige ;}$$

$$- F_{st} = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times p \text{ pour la rentrée de tige.}$$

D : diamètre de piston (cm).

d : diamètre de la tige (cm).

p : pression d'alimentation (bar).

$F_{sp}$  : effort statique développé en poussant (daN).

$F_{st}$  : effort statique développé en tirant (daN).

#### En dynamique

Il faut tenir compte du rendement de l'actionneur, dû à ses frottements internes. La majorité des constructeurs indique cette valeur, qui varie entre 0,85 et 0,95. Nous adopterons une valeur moyenne de rendement mécanique  $\mu_M = 0,9$ .

Mais le frottement interne du vérin n'est pas la seule cause de perte d'efficacité. En effet, les courbes de pressions obtenues par la simulation (figure 2) montrent la présence d'une contre-pression, obligatoire pour la régulation de vitesse, s'opposant au travail moteur de l'actionneur. Cette perte de puissance dépend des réglages des limiteurs de débit à l'échappement et est variable pendant la course. Par conséquent, elle ne peut se déterminer précisément pour chaque application. Pour ce faire, une valeur expérimentale maximale de rendement pneumatique est caractérisée par  $\mu_P = 0,7$ .

Si l'on cumule ces deux pertes, on obtient un rendement global du vérin avec le produit de  $\mu_P$  et  $\mu_M$ .

Ce rendement global est le plus souvent appelé taux de charge ( $t_c$ ), avec une valeur de référence  $t_c = 0,6$ .

Les forces développées en mouvement sont donc :

$$- F_{dp} = F_{sp} \times t_c, \text{ l'effort dynamique développé en poussant ;}$$

$$- F_{dt} = F_{st} \times t_c, \text{ l'effort dynamique développé en tirant.}$$

Pour un fonctionnement optimal du vérin, la plupart des constructeurs recommandent de le dimensionner en adoptant un taux de charge inférieur ou égal à 0,6.

#### Dimensionnement des vérins

La démarche de dimensionnement est illustrée par la figure 9, et prend en compte les deux situations d'usage du vérin : bridage ou manipulation.

Le dimensionnement se fait séquentiellement en faisant une présélection d'un modèle dans une gamme de constructeur, puis en choisissant la taille en fonction des charges appliquées et de la course nécessaire.

Et, seulement pour les vérins de manipulation, on calcule l'énergie cinétique en fin de course pour vérifier sa compati-

lité avec l'amortissement du vérin choisi. Dans le cas contraire, on choisit soit un vérin de taille supérieure soit une technique d'amortissement plus performante en passant de l'élastique au pneumatique ou du pneumatique à l'hydraulique.

### Détermination de la charge dynamique

Il faut prendre en compte les actions mécaniques extérieures, les poids et bien sûr les forces d'inertie dues à l'accélération de démarrage. Pour des applications standard, on prend une valeur de  $a = 5 \text{ m/s}^2$ . Dans le cas de mouvements rapides ( $v > 1 \text{ m/s}$ ), on peut prendre jusqu'à  $10 \text{ m/s}^2$ .

Le tableau 1 fait le récapitulatif des différents cas en fonction de l'orientation de montage du vérin.

### Détermination de la vitesse maximale pour le calcul de l'énergie cinétique

Elle peut se faire, par approximation, avec la course du vérin ( $c$ ) et le temps d'action requis ( $t$ ). Connaissant  $c$  et  $t$ , on détermine la vitesse moyenne  $v_{moy} = c/t$ . On majore ensuite cette valeur par un coefficient ( $k$ ), qui dépend de la grandeur de la course, pour obtenir la vitesse maximale  $v = k \cdot v_{moy}$ , avec les valeurs de  $k$  suivantes :

- course  $< 50 \text{ mm}$ ,  $k = 2$ ;
- $50 < \text{course} < 100 \text{ mm}$ ,  $k = 1,5$ ;
- course  $> 100 \text{ mm}$ ,  $k = 1,25$ .

### Conclusion

Avec cet inventaire exhaustif des cas d'usage des vérins et l'énoncé des différentes formules adaptées, le concepteur, à l'aide des données des catalogues de constructeur, possède tous les éléments pour faire manuellement et simplement les dimensionnements. Mais le fait mar-

Tableau 1. Détermination de la charge dynamique appliquée au vérin

Montage du vérin			
Calcul de la charge dynamique	$C_d = F_{ext} + m \cdot g + m \cdot a$	$C_d = F_{ext} - m \cdot g + m \cdot a$	$C_d = F_{ext} + m \cdot a$
Valeurs de l'accélération au démarrage	$5 < a < 10 \text{ m/s}^2$	$5 < a < 10 \text{ m/s}^2$	$5 < a < 10 \text{ m/s}^2$

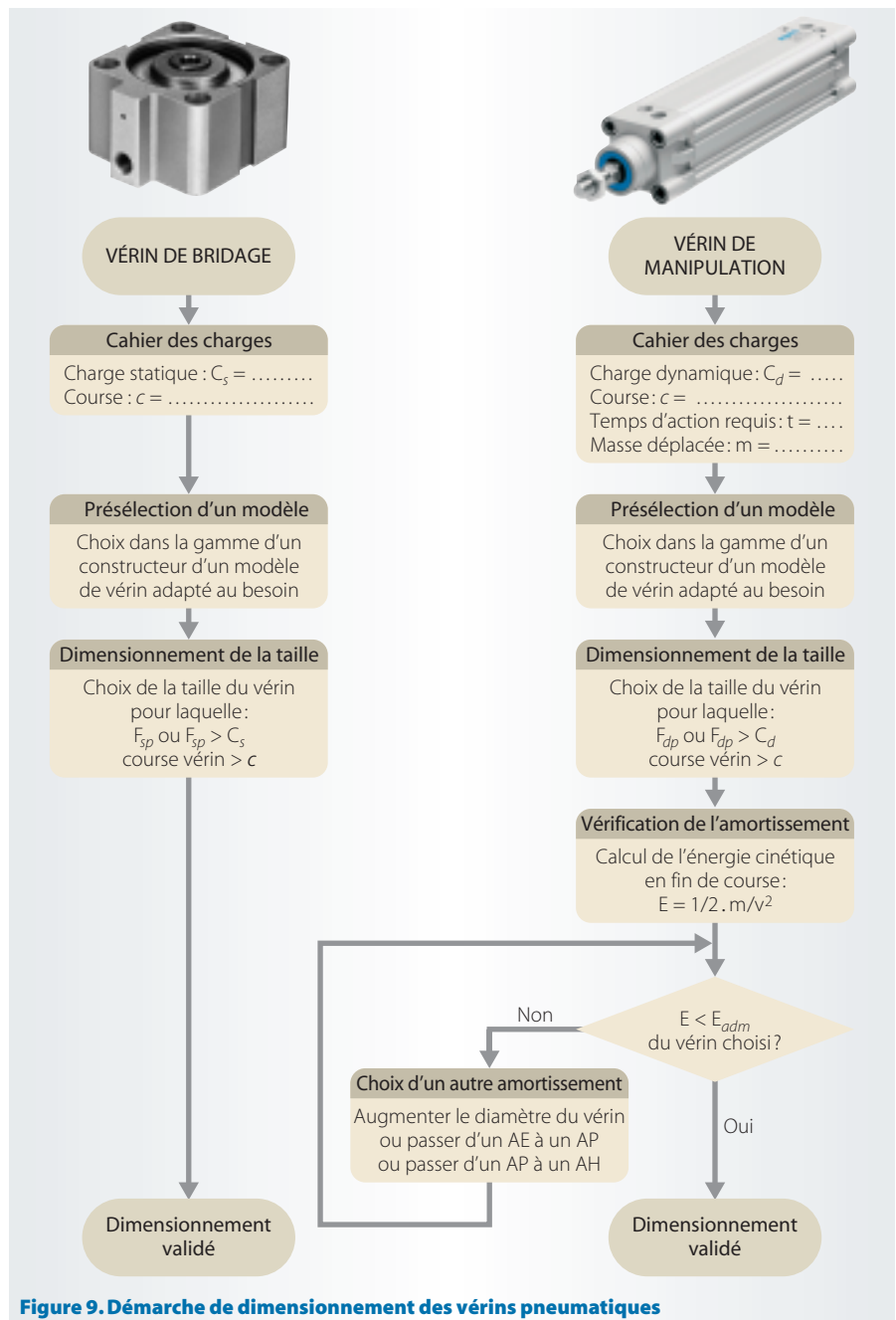


Figure 9. Démarche de dimensionnement des vérins pneumatiques

quant aujourd'hui est la présence de logiciels de simulation (comme ProPneuf de Festo) qui permettent d'estimer et de vérifier toutes les performances de l'actionneur, en tenant compte précisé-

ment des composants connexes au vérin. Cette simulation permet donc de valider aisément le dimensionnement, de simuler les effets de modification des réglages et d'éditer la note de calcul. ■

### BIBLIOGRAPHIE

#### Articles de Philippe Taillard dans *Technologie* :

- « La technique de préhension par le vide », n° 106, mars 2000;
- « Guide de dimensionnement – La production d'énergie pneumatique », n° 110, décembre 2000;
- « Guide de dimensionnement – Les actionneurs pneumatiques », n° 119, avril 2002.

#### Articles de Philippe Taillard et Christian Teixido dans *Technologie* :

- « Guide de dimensionnement – Les actionneurs rotatifs et linéaires », n° 111, janvier-février 2001;
- « Guide de dimensionnement – L'implantation du couple vérin-effecteur », n° 120, mai-juin 2002.

*La Pneumatique dans les systèmes automatisés de production*, S. Moreno, E. Peulot, éd. Éducalivre.

Le catalogue sur cd-rom Festo 2002.