

Guide de dimensionnement

Les unités de translation pneumatiques

BOÎTE À OUTILS

PHILIPPE TAILLARD¹

S'il est une technologie d'actionneurs qui a fortement évolué cette dernière décennie, c'est bien la pneumatique. L'émergence de nouveaux constituants pneumomécaniques intégrés comme les unités de translation, qui prennent progressivement la place des simples vérins et bousculent les habitudes des concepteurs de machines automatisées, en est la preuve.

De quoi sont constitués ces nouveaux actionneurs-effecteurs combinés ? Comment les dimensionne-t-on ? Sont-ils très différents des vérins ? La réponse... tout de suite.

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

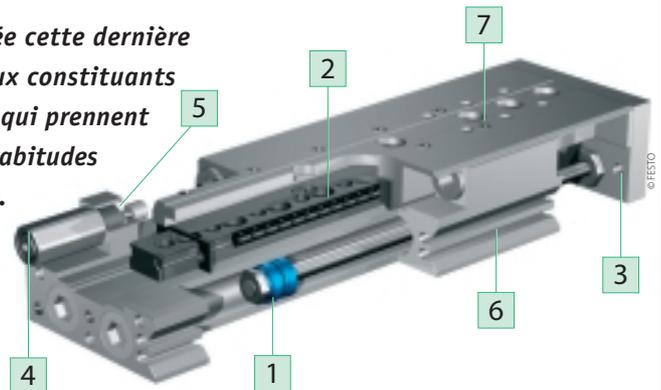


Figure 1. Le constituant « sept-en-un »

La technologie pneumatique, très ancienne et très répandue dans le domaine de l'automatisme, ne cesse d'évoluer. De plus en plus de constructeurs ne se contentent pas de proposer de simples vérins, mais développent de nouveaux produits qui intègrent les fonctions techniques élémentaires connexes à l'actionneur pour donner de véritables constituants prêts à l'emploi. Le cas le plus marquant en est l'intégration de l'effecteur au vérin, qui a donné naissance aux actionneurs modulaires de rotation, de préhension ou de translation. Ces derniers sont appelés modules, unités, tables, mini-chariots, axes, entraînements linéaires ou encore actionneurs à guidage intégré.

Une technologie intégrée

La pneumatique, qui demeure la technologie originelle de tous ces actionneurs, ne doit donc pas masquer la très grande richesse mécanique de ces nouveaux constituants.

Quelle est en réalité la constitution générique de tous ces actionneurs modulaires (voir figure 1) ?

Chaque module intègre au moins sept fonctions :

- l'actionneur pneumatique ① ;
- le guidage mécanique, appelé aussi effecteur ② ;
- l'accouplement vérin-effecteur ③ ;
- les butées fin de course réglables ④ ;
- les amortisseurs en fin de course ⑤ ;

- les supports de détecteurs réglables ⑥ ;
- les surfaces d'attachement mécanique ⑦.

Certains modules intègrent en plus la connectique électrique ainsi que les réglages de vitesse.

Ces produits « sept-en-un » sont de vrais constituants d'automatismes industriels, pour lesquels le concepteur de systèmes automatisés n'a plus à faire d'étude de solutions constructives détaillées, puisque toutes les fonctions techniques périphériques y sont intégrées.

La seule tâche restante est le choix et le dimensionnement, qui fait l'objet de cette boîte à outils.



Figure 2. Exemples d'unités de translation

Classiquement, quand il est fait le choix d'utiliser un vérin pneumatique pour mouvoir un effecteur, le concepteur doit, en plus de dimensionner l'actionneur, l'implanter dans la partie opérative, c'est-à-dire accoupler le vérin à l'effecteur et le fixer au bâti. En effet, l'isostatisme requis dans le montage du trio bâti-vérin-effecteur est une condition *sine qua non* de la longévité de l'actionneur (cet aspect est développé en détail dans le n° 120 de *Technologie*).

À l'opposé, l'usage des modules de translation (voir figure 2) permet de s'affranchir de cette construction détail-

lée puisqu'elle y est totalement intégrée. Le module, du point de vue cinématique, se modélise donc comme le montre la figure 3.

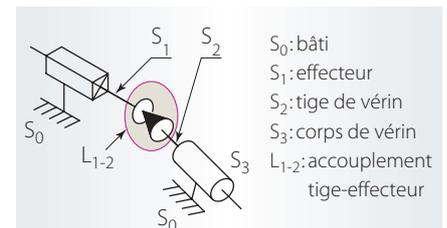


Figure 3. Modélisation cinématique d'un module de translation

La liaison glissière de l'effecteur est réalisée à l'aide de paliers lisses ou, majoritairement, de guidage à billes (figure 4). Cette dernière solution supporte des vitesses et charges sensiblement plus élevées que la première, plus économique.

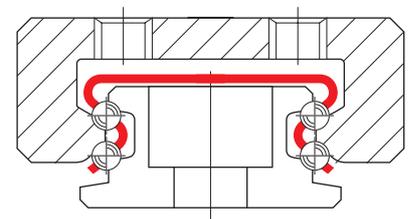


Figure 4. Guidage à billes de l'effecteur

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



Figure 5.
Fonctionnement
en tige



Figure 6.
Fonctionnement
en chariot

La grande famille des modules de translation se divise en deux catégories : les modules à fonctionnement tige (figure 5) et les modules à fonctionnement chariot (figure 6).

Les unités de type « chariot » permettent de réaliser de grandes courses dans un encombrement le plus réduit possible, mais ne permettent pas, comme c'est le cas de celles de type « tige », d'être dégageant par rapport à son espace de travail.

En conclusion, les principales caractéristiques de ces constituants sont :

- une précision de guidage importante ;
- une bonne rigidité du guidage (faible déformation sous charge) ;
- une grande précision répétitive des positions fin de course ;
- de faibles temps d'action (vitesse élevée) ;
- des possibilités de montage et de réglage conviviales ;
- des formes compactes et design ;
- un sous-ensemble opératif intégré et fiabilisé.

Le dimensionnement des modules de translation

Le dimensionnement se fait suivant les données du cahier des charges de l'application. Il dépend donc :

- de la fonction opérative de l'unité ;
- de la situation de montage ;
- de la course ;
- de la masse déplacée ;
- des efforts extérieurs ;
- du temps d'action requis.

Le dimensionnement permettra de définir la taille de l'actionneur capable,

c'est-à-dire son diamètre de piston et sa longueur de course. Après cela, il faut vérifier la capacité d'amortissement fin de course du module choisi. La dernière étape, et non la moindre, consiste à vérifier que tous les efforts (poids, force d'inertie, efforts extérieurs...) appliqués sur le guidage sont compatibles avec les charges maximales admissibles par ce dernier.

Préalablement à ces calculs, tout commence par une présélection d'un modèle pour lequel différents critères sont à prendre en compte, comme l'encombrement, l'adaptabilité à l'environnement, la fonction opérative et le coût.

Le dimensionnement des modules nécessite de bien connaître leur comportement dynamique, et en particulier les accélérations, qui induisent les forces d'inertie sollicitant le guidage du module.

L'accélération critique en phase d'amortissement

Les différentes technologies d'amortissement des actionneurs pneumatiques ont été présentées dans le n° 121 de *Technologie*.

Les évolutions de vitesse et d'accélération des actionneurs pneumatiques varient beaucoup en fonction du vérin, de ses réglages, des conditions de fonctionnement et de l'amortissement, ce qui rend leur modélisation peu aisée.

Le logiciel de simulation de circuit pneumatique Propneu (disponible sur le catalogue cédérom de Festo), en définissant ces paramètres, simule le fonctionnement de l'actionneur et trace

les courbes de position, vitesse, accélération et pressions en fonction du temps.

Regardons l'exemple, figure 7, des courbes obtenues par Propneu pour un module DGPL diamètre 25, course 200, avec l'amortisseur pneumatique de course $s = 18$ mm réglé à 35%, une masse de 9 kg déplacée horizontalement et une vitesse réglée pour un temps d'action de 0,5 s.

Quelles conclusions quant aux accélérations peut-on en tirer de cette simulation ?

- C'est toujours dans la phase d'amortissement de l'actionneur que nous avons les plus fortes valeurs de a . Et, d'une manière générale, « quand arrivent les accélérations arrivent les soucis » et « plus a est grande, plus les soucis sont grands » ! C'est donc toujours à l'amortissement que l'on calcule la valeur critique de a .

- Avec le modèle simple de la loi de vitesse trapézoïdale, on sait facilement calculer la valeur de a à l'amortissement en fonction de la vitesse maximale et de la course s .

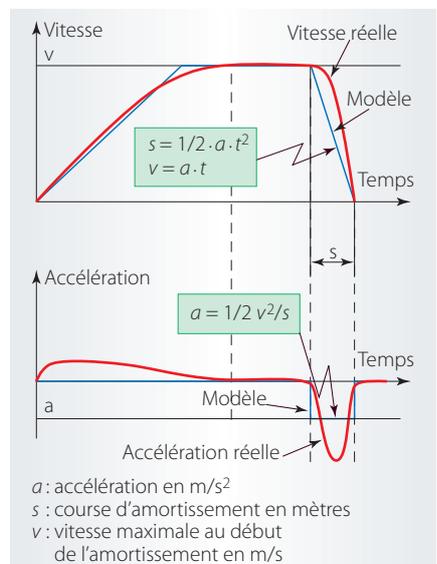


Figure 8. Modélisation de la courbe réelle de vitesse par une loi trapézoïdale, dans le cas d'un amortissement pneumatique

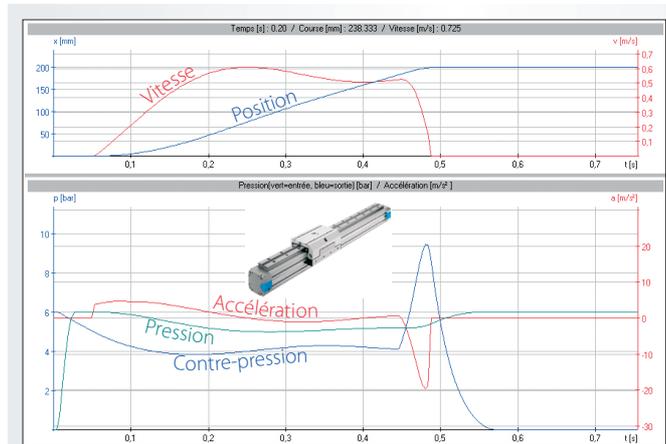


Figure 7. Simulation numérique d'un entraînement linéaire du type DGPL 25-200 de Festo

Résultats du calcul

- Temps de positionnement total 0,49 s
- Énergie cinétique d'impact 0,06 J
- Vitesse moyenne 0,41 m/s
- Vitesse moyenne de l'air 20,76 m/s
- Vitesse d'impact 0,12 m/s
- Consommation d'air minimale 0,7665 l
- Vitesse maxi 0,61 m/s
- Réglage de l'amortisseur pneumatique 35 %

En modélisant les courbes réelles par la loi trapézoïdale comme le montre la figure 8, on sait calculer la valeur de a :

$$a = 1/2 \cdot v^2 / s.$$

Si l'on applique cette formule au cas du DGPL 25-200 simulé en figure 7, cela donne $a = 1/2 \cdot v^2 / s$ avec une course d'amortissement de 18 mm et une vitesse de 0,61 m/s, d'où :

$$a = 10 \text{ m/s}^2.$$

Or la simulation (figure 7) nous donne environ 20 m/s^2 . La réalité ne correspond donc pas au modèle. Ceci est parfaitement visible sur la figure 8, avec les écarts de pente des courbes de vitesse.

• En conséquence, pour les amortissements pneumatique et même élastique, nous appliquerons un coefficient majorant de 2.

→ Dans le cas d'un amortissement élastique ou pneumatique, on détermine l'accélération critique avec : $a = v^2/s$.

• Pour les amortisseurs hydrauliques, la valeur réelle des accélérations à l'amortissement est très proche de la valeur théorique $a = 1/2 \cdot v^2/s$.

→ Dans le cas d'un amortissement hydraulique, on détermine l'accélération critique avec : $a = 1/2 \cdot v^2/s$.

La connaissance de cette valeur d'accélération à l'amortissement, que l'on appellera accélération critique, est importante pour le concepteur de machine, car elle permet de calculer les forces d'inertie induites, qui sollicitent l'effecteur et même la mécanique du reste de la machine. Une valeur usuelle de 30 m/s² d'accélération à l'amortissement peut être utilisée pour mener des calculs prévisionnels rapides.

Démarche de dimensionnement des unités de translation

La démarche est illustrée par la figure 9. Le dimensionnement se fait séquentiellement en faisant une présélection d'un modèle dans une gamme et en choisissant sa taille en fonction de la charge dynamique et de la course nécessaire. Il faut alors vérifier sa capacité d'amortissement de l'énergie en fin de course. Puis l'on calcule l'accélération critique, pour en déduire tous les efforts sollicitant le guidage.

Les premiers points de la démarche sont similaires au cas du vérin, qui a fait l'objet d'un article dans le n° 121 de *Technologie*, où le calcul de l'énergie absorbable était simplifié en ne considérant que l'énergie cinétique. Quand cette hypothèse simplificatrice n'est pas valide, il faut ajouter l'énergie motrice comme indiqué figure 9.

Le point spécifique au module de translation est le dimensionnement de son effecteur en fonction des forces d'inertie induites par l'accélération critique. La connaissance des technologies de l'amortissement (élastique, pneumatique, hydraulique) permet de calculer l'accélération critique, comme il a été expliqué dans le paragraphe précédent. Connaissant le total des masses mues, on trouve la force d'inertie $F = m \cdot a$. Il faut ensuite déterminer la position du centre de gravité des masses en mouvement pour lui appliquer cette force et en déduire toutes

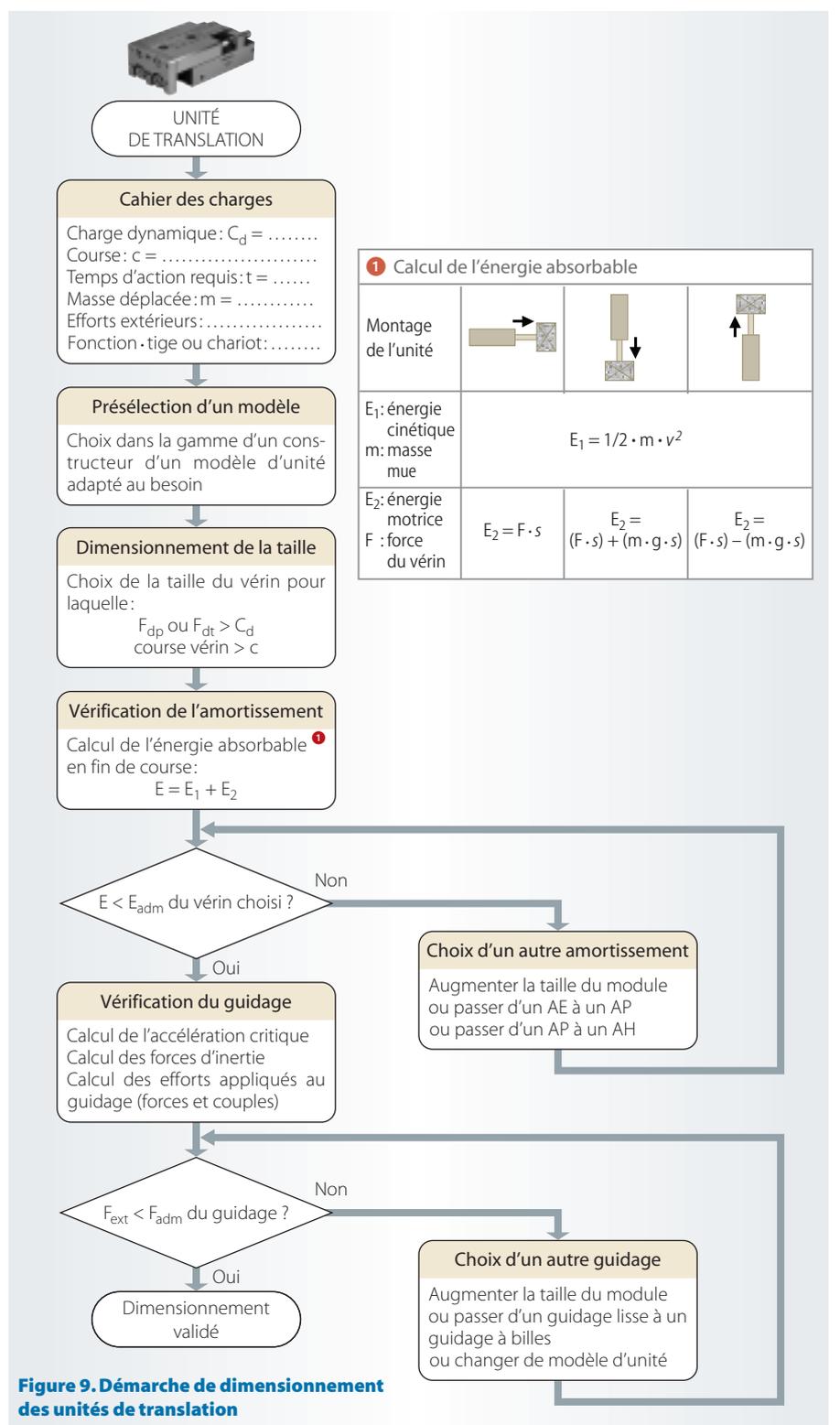


Figure 9. Démarche de dimensionnement des unités de translation

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;
- « Guide de dimensionnement – Les vérins pneumatiques », n° 121, 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 de production*, S. Moreno, E. Peulot, éd. Éducalivre.
- Le catalogue sur cédérom Festo 2002.**

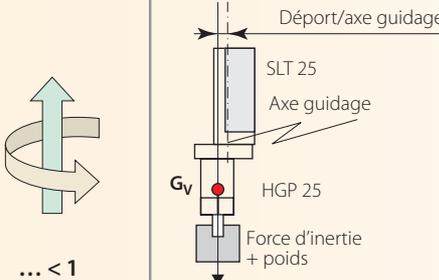
ANNEXE

Dimensionnement d'un module vertical de manipulateur

CAHIER DES CHARGES

| | |
|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------|
| Axe vertical ou horizontal: vertical | Temps de mouvement: 0,2 s |
| Longueur de course: 80 mm | Fonctionnement en chariot ou tige: tige |
| Masse embarquée: pièce de 0,2 kg + pince HGP 25 + kit | Efforts extérieurs: aucun |

DIMENSIONNEMENT

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1. | Présélection du module |
| Le produit  | À partir du catalogue, on voit que deux produits, SLT et HMPL, peuvent convenir par rapport à la course (0 à 200) et la masse embarquée (5 kg maxi). Pour proposer une solution complète avec le kit de fixation standard, il faut choisir une SLT 25-80 (ce kit d'adaptation, avec la pince, a une masse de 0,15 kg). Les critères utilisés pour cette présélection sont donc la direction de travail, la course, les masses mues, l'adaptabilité en standard avec ses modules connexes et le coût . |
| 2. | Détermination de la masse |
| $m = m_p + m_e$ | Toujours dans le catalogue, on récupère la valeur de la masse propre en mouvement du module SLT25-80 (<i>moving load</i>): $m_p = 1,272$ kg $m = 1,272$ (<i>moving load</i>) + 0,15 (kit) + 0,69 (HGP25) + 0,2 (pièce) = 2,31 kg |
| 3. | Vérification de l'amortissement |
| $v_{moy} = c/t$ $v = k \cdot v_{moy}$ $E = 1/2 \cdot m \cdot v^2$ | $k = 1,5$ pour les courses comprises entre 50 et 100 mm ; $v = k \cdot v_{moy} = k \cdot c/t = 1,5 \cdot (0,08/0,2) = 0,6$ m/s $E = 1/2 \cdot m \cdot v^2 = 1/2 \cdot 2,31 \cdot 0,6^2 = 0,41$ joule Cette valeur d'énergie cinétique est juste inférieure à 0,5 Nm, valeur maxi pour une SLT 25 dans la cas d'un amortissement élastique. Pourtant, il sera beaucoup plus sage de choisir les amortisseurs hydrauliques YSR-12-12, eu égard aux forces d'inertie induites dans ces phases d'amortissement. Nous allons en faire la démonstration ci-après. |
| 4. | Détermination de l'accélération critique |
| $a = 1/2 \cdot v^2/s$ ou $a = v^2/s$ | <ul style="list-style-type: none"> ● Avec amortisseurs hydrauliques YSR 12-12-C (course $s = 12$ mm): $a = 1/2 \cdot v^2/s = 15$ m/s² avec $s = 0,012$ m et $v = 0,6$ m/s C'est une valeur très sympathique. ● Avec l'amortissement élastique (course $s = 0,5$ mm): $a = v^2/s = 720$ m/s² avec $s = 0,0005$ m et $v = 0,6$ m/s C'est très violent ! Même si l'amortissement peut convenir, la valeur d'accélération induite est impressionnante. Et la force d'inertie le sera aussi. |
| 5. | Détermination de la force d'inertie |
| $F = m \cdot a$ | <ul style="list-style-type: none"> ● Avec YSR 12-12-C: $F = m \cdot a = 2,31 \cdot 15 = 35$ newtons C'est une valeur très faible donc insignifiante. ● Sans YSR avec l'amortissement élastique: $F = m \cdot a = 2,31 \cdot 720 = 1660$ N Cette force très importante va solliciter tous les modules du manipulateur et conduira donc à un surdimensionnement global de l'application. L'économie des amortisseurs hydrauliques sur le module SLT est donc une mauvaise économie. |
| 6. | Vérification du guidage |
|  | Il faut se reporter au catalogue pour vérifier les charges statiques et dynamiques s'appliquant sur le guidage du module SLT. L'axe du guidage est positionné par rapport à la surface principale de pose du SLT avec la cote $C = 23$, et l'axe de symétrie de l'ensemble pièce, pince et kit est à 29 mm. Le déport entre l'axe du guidage et le centre de gravité est donc quasi nul: 6 mm (29 - 23). Le poids et la force d'inertie fait un total de 23 + 35 soit 58 N. Cet effort s'appelle F_{01} , donc: $M_{01} = F_{01} \cdot 0,006 = 0,34$ Nm ce qui est très inférieur aux 14 Nm de M_{01} maxi en dynamique. CONCLUSION: LE CHOIX DU SLT 25-80 AVEC AMORTISSEURS HYDRAULIQUES EST VALIDÉ. |

les composantes de force et de couple transmis par le guidage. Les constructeurs d'unités de translation spécifient, dans leurs catalogues, les cinq valeurs maximales des composantes du torseur des efforts transmissibles par la liaison glissière que constitue le guidage de l'unité.

Deux exemples sont présentés dans la suite de l'article, l'un illustre le cas

le plus laborieux, où tout est fait manuellement, et le second met en œuvre un outil logiciel performant, ProDrive (disponible sur le catalogue cédérom de Festo), qui réalise automatiquement les étapes du calcul, en donnant de belles illustrations des résultats, ce qui lui confère de grandes qualités pédagogiques.

Afin de faciliter ce travail de dimensionnement et de garantir une traçabilité, on peut utiliser une fiche, suivant le modèle utilisé dans les exemples en annexe. Les deux études de cas développées s'appuient sur les produits Festo, mais peuvent être transposées à une tout autre gamme d'un quelconque fournisseur.

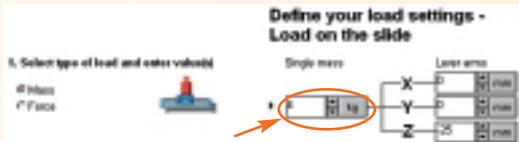
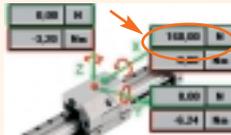
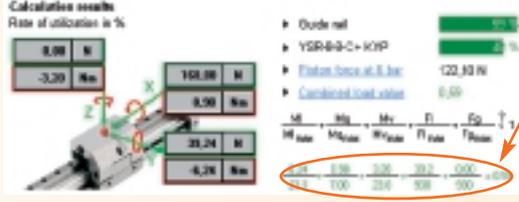
ANNEXE (SUITE)

Dimensionnement d'un entraînement linéaire horizontal

CAHIER DES CHARGES

| | |
|--------------------------------------------|--------------------------------------------|
| Axe vertical ou horizontal: horizontal | Temps de mouvement: 0,4 s |
| Longueur de course: 250 mm | Fonctionnement en chariot ou tige: chariot |
| Masse embarquée: 4 kg décalée de - 25 mm/Z | Efforts extérieurs: aucun |

DIMENSIONNEMENT

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1. | Présélection du module |
| Le produit  | À partir du catalogue, on voit que deux produits, SLG et DGPL, peuvent convenir par rapport à la direction, la course (0 à 900) et la masse embarquée (5 kg maxi). Dans les deux cas, le dimensionnement est aisé puisqu'il se fait automatiquement avec le logiciel ProDrive. Faisons le choix <i>a priori</i> d'un DGPL course 250, en guidage à billes, parce que ses performances de résistance aux efforts sont meilleures, sans préjuger de sa taille. |
| 2. | Détermination de la masse |
| $m = m_p + m_e$ | Utilisation de ProDrive Il suffit de renseigner le logiciel sur la valeur de la masse mue et sur sa position par rapport au référentiel (X,Y,Z) du chariot.  |
| 3. | Vérification de l'amortissement |
| $v_{moy} = c/t$ $v = k \cdot v_{moy}$ $E = 1/2 \cdot m \cdot v^2$ | Utilisation de ProDrive On calcule $v = 1,25 \cdot 0,250/0,4 = 0,78 \text{ m/s}$ et ProDrive fait le reste en demandant un DGPL taille 18 et des amortisseurs hydrauliques YSR-8-8. On peut, simultanément, simuler le DGPL avec ProPneu pour contrôler la vitesse.  |
| 4. | Détermination de l'accélération critique |
| $a = 1/2 \cdot v^2/s$ ou $a = v^2/s$ | Utilisation de ProDrive Une fois le YSR choisi, ProDrive calcule automatiquement la décélération avec la formule: $a = 1/2 \cdot v^2/s = 40 \text{ m/s}^2$  |
| 5. | Détermination de la force d'inertie |
| $F = m \cdot a$ | Utilisation de ProDrive ProDrive calcule toutes les composantes d'efforts dynamiques. En vert, la valeur de la force d'inertie $F = m \cdot a = 160 \text{ N}$ et, en rouge, les couples induits, compte tenu des déports de centre de gravité de la masse de 4 kg et du point d'application du YSR dans sa bride de montage.  |
| 6. | Vérification du guidage |
|  ... < 1 | Utilisation de ProDrive Il calcule, seul, toutes les composantes d'efforts dynamique et statique puis vérifie le ratio de ces charges appliquées avec les charges maximales admissibles dans le guidage. CONCLUSION : LE CHOIX DGPL-18-250-KF AVEC AMORTISSEURS HYDRAULIQUES EXTERNES EST VALIDÉ  |

Conclusion

La démarche de dimensionnement des unités de translation n'est pas fondamentalement différente de celle des vérins, elle est simplement plus complète. En effet, chaque module étant constitué d'un vérin et d'un guidage mécanique, on procède en premier au dimensionnement classique de l'actionneur avec son amor-

tissement, puis vient la partie spécifique du calcul de vérification des efforts supportés ou transmis par le guidage.

Économiquement, ces solutions constructives sont souvent plus onéreuses, du seul point de vue de l'achat des composants, que la solution basique d'un vérin avec une mécanique dédiée, mais deviennent très rentables lors de la

conception de machines unitaires voire semi-unitaires, en réduisant fortement les temps d'études, de gestion des approvisionnements et de fiabilisation. Et les lecteurs ayant l'expérience de la mise au point de machines ne me contrediront pas, du moins je le pense, sur ce dernier point. ■