

# JD-JN-MACS 2009

## Une nouvelle architecture de banc d'essai électropneumatique hautes performances à deux actionneurs

Alexis GIRIN<sup>1</sup>, Franck PLESTAN<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Institut de Recherche en Communications et Cybernétique de Nantes  
Ecole Centrale de Nantes, 1 rue de la Noë, BP 92101, 44321 Nantes Cedex 3, France

Alexis.Girin@IRCCyN.ec-nantes.fr  
<http://www.irccyn.ec-nantes.fr>

Résumé—

Ce papier présente la conception, la modélisation et la commande d'un nouveau banc d'essai électropneumatique basé sur une nouvelle architecture à deux actionneurs. Ce banc a été conçu pour reproduire les conditions d'utilisation d'actionneurs à haute précision dans un environnement perturbé (effort de perturbation dynamique potentiellement important). Le banc possède deux actionneurs, le premier admettant un contrôle de sa position (et éventuellement de la pression dans une des ses chambres), le second permettant de générer des efforts de perturbation dynamique. Les systèmes électropneumatiques présentant de nombreuses non linéarités, la première commande (non linéaire) testée sur ce banc est basée sur un pré-bouclage linéarisant et un retour d'état en position, vitesse et accélération.

Mots-clés— Système électropneumatique, commande non linéaire.

### I. INTRODUCTION

Les actionneurs électropneumatiques ne sont plus cantonnés à leurs applications classiques (déplacement d'objets, vérin en butée,...). Leurs avantages (faible coût de maintenance, bon rapport poids/puissance,...) couplés aux évolutions en terme de technologie et de commande [7], [2], [16] permettent de les utiliser dans des domaines réclamant un placement précis en position [9], [11]. Leurs inconvénients (frottements, variation de la dynamique en fonction de la position, non linéarités,...) sont compensés par des commandes avancées permettant un positionnement précis sans perturbation [7], [2], [16] ou avec une perturbation linéaire (par exemple des ressorts) [9], [10],[11]. L'objectif de cette nouvelle architecture de banc d'essais est de tester les performances d'actionneurs pneumatiques soumis à de fortes perturbations extérieures (jusqu'à 100% de l'effort maximum) à dynamique rapide. Ainsi, le banc se compose de deux actionneurs indépendants : le premier est utilisé en assurant son positionnement précis tout en contrôlant éventuellement la pression dans une chambre, le second permettant de générer des efforts à dynamiques rapides. Dans la commande présentée ici, seule la position du premier vérin est commandée. Dans ce cas, apparaît une dynamique interne dont la stabilité numérique peut être prouvée [2]. Ce papier présente donc la nouvelle structure du banc, sa modélisation et une première commande non linéaire validée expérimentalement. L'objectif de cet article est de présenter la nouvelle structure du banc, sa modélisation et les premiers résultats obtenus dans le cas où seule la position de l'actionneur est commandée, en présence d'efforts perturbateurs. La Section II présente le banc expérimental, les modèles de simulation et de commande ainsi que la consigne de position et la force de perturbation. La Section III présente la synthèse de la commande non linéaire en position et des résultats expérimentaux.

### NOMENCLATURE

$y, v, a$	position, vitesse et accélération de la de l'actionneur $[m][m/s][m/s^2]$
$y_d, v_d, a_d$	consigne de position, de vitesse et d'accélération $[m][m/s][m/s^2]$
$p_X$	pression dans la chambre $X$ $[Pa]$
$u_P, u_N$	tension de commande des servo $[V]$
$k$	constante polytropique
$V_X$	volume de la chambre $X$ $[m^3]$
$b_v$	coef. de frottement visqueux $[N/m/s]$
$F_f$	frottement $[N]$
$M$	masse des éléments en mouvement $[kg]$
$T_X$	température de la chambre $X$ $[K]$
$r$	constante des gaz parfaits $[J/kg/K]$
$S$	surface du piston $[m^2]$
$X$	$P$ ou $N$
$\gamma$	constante adiabatique
$T_r$	température de l'air dans le réservoir $[K]$
$Q$	échange thermique $[J]$
$\lambda$	coefficient d'échange thermique par conduction $[J/K/m^2/s]$
$S_{cX}$	surface utile de la chambre $X$ $[m^2]$
$F$	force de perturbation $[N]$
$q_{mX_{in}}/q_{mX_{out}}$	débit massique d'air entrant/sortant de la chambre $[kg/s]$

## II. SYSTÈME ÉLECTROPNEUMATIQUE

### A. Description

Le nouveau banc d'essai électropneumatique (conçu par Sitia S.A., Nantes - Figures 1-2) est composé de deux actionneurs. Le premier, appelé "principal" (gauche) est un vérin double effet dont le débit entrant et sortant des chambres ( $P$  et  $N^1$ ) est commandé par deux servodistributeurs 3-2 (Figure 2). Le piston a un diamètre de  $80\text{ mm}$ , la tige un diamètre de  $25\text{ mm}$  ce qui induit une force maximale de  $2720\text{ N}$  sous une différence de pression de  $6\text{ bar}$ . Les servodistributeurs Servotronic (Asco-joucomatic S.A.) modulant les débits d'air entrant et sortant sont commandés par une carte de prototypage rapide DS1104 (dSAPCE S.A.) avec une fréquence d'échantillonnage de  $1\text{ kHz}$ .

Le second actionneur appelé "de perturbation" a les mêmes caractéristiques que le premier. Son but est de générer des efforts dynamiques perturbant le placement en position de l'actionneur principal. Les flux entrant et sortant des chambres du second actionneur sont modulés par un seul servodistributeur 5-2 PVM064 Schneider. Les deux actionneurs sont couplés par l'intermédiaire d'un chariot se déplaçant sur une glissière à billes. L'ensemble des masses en mouvement représente un total de  $3.4\text{ kg}$ .

Dans la suite du papier, seule la commande de l'actionneur principal est étudiée. L'effort exercé par l'actionneur de perturbation est commandé par un régulateur PID analogique HE 220 Schneider développé par le constructeur des servodistributeurs<sup>2</sup>. En conclusion, la conception de ce banc d'essai a été menée dans le but d'évaluer les performances d'une commande en position (et, à terme, également une commande en pression) avec une force de perturbation dynamique inconnue (mais mesurée).



Fig. 1. Installation électropneumatique de l'IRCCyN - A gauche l'actionneur "principal" dont la position est commandée. A droite, l'actionneur de "perturbation" dont la force est commandée.

Le comportement du banc d'essai est simulé avec le logiciel dédié au "fluid power" AMESim (LMS S.A.), et l'algorithme de commande étant, quand à lui, calculé par le

<sup>1</sup>Dans l'ensemble du papier, la lettre  $P$  symbolise la chambre induisant un déplacement positif lorsqu'elle est en surpression, la lettre  $N$  symbolisant l'autre chambre.

<sup>2</sup>Un futur axe de recherche est de développer une commande non linéaire en force de l'actionneur de perturbation.

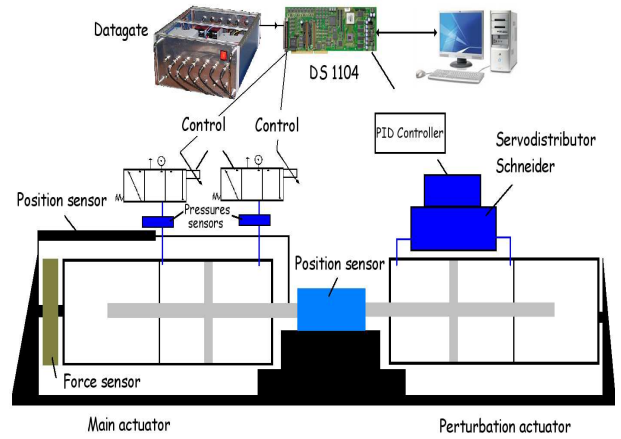


Fig. 2. Schéma du système électropneumatique - Sont représentés la mécanique et la structure de commande. La structure de commande permet le contrôle en position de l'actionneur principal à partir d'une carte DS 1104. La structure mécanique est composée des deux vérins (principal à gauche et de perturbation à droite).

logiciel Matlab/Simulink (The Mathworks S.A.). La simulation du système commandé se fait par cosimulation, les échanges entre les deux logiciels se font par l'intermédiaire de fonction interne.

Sous AMESim une interface de cosimulation (en haut à droite de la Figure 3) permet de communiquer avec le logiciel Matlab/Simulink en créant une S-fonction qui est intégrée au schéma Simulink (Figure 4). Les deux modèles utilisés sont définis comme suit

- Le modèle de simulation, développé sous AMESim, prend en compte des phénomènes physiques tels que les variations de températures, les valeurs expérimentales des débits massiques, les dynamiques des servodistributeurs, les frottements secs, ...
- Le modèle de commande est simplifié par rapport au modèle de simulation. Par exemple, les débits massiques sont modélisés par des polynômes de cinquième ordre [14]. Ce modèle affine en la commande permet la synthèse de lois de commande. A noter que dans ce modèle, la perturbation est inconnue mais bornée.

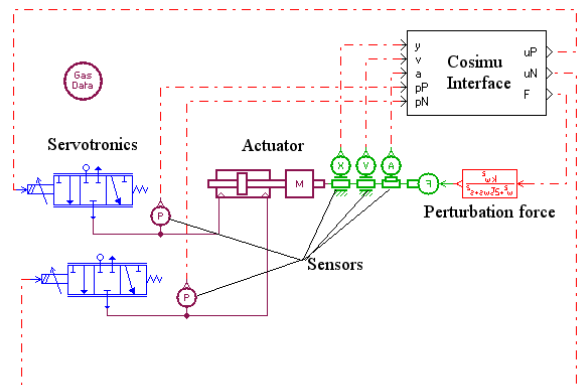


Fig. 3. Modèle AMESim de cosimulation

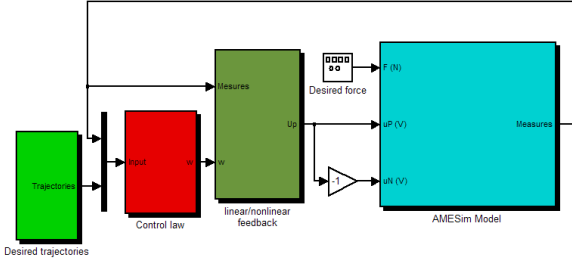


Fig. 4. Loi de commande sous MATLAB/Simulink pour la cosimulation

### B. Modèle de simulation

Un vérin pneumatique "standard" possède un amortisseur pneumatique protégeant le système des chocs violents entre le piston et le carter. Cet amortisseur se compose d'une restriction limitant le débit sortant de la chambre. De manière à obtenir les performances maximales de l'actionneur dans le banc développé ici, ces restrictions ont été retirées. Une simulation extrêmement fiable devient alors indispensable pour limiter le risque de destruction de l'actionneur lors d'essais.

**Modèle des servodistributeurs.** Le modèle du servodistributeur se compose de deux parties : une statique et une dynamique.

- La partie statique est modélisée par un tableau de points expérimentaux donnant le débit massique traversant le servodistributeur en fonction de la pression dans la chambre et de la position du tiroir du servodistributeur, à pression source et atmosphérique constantes [14].
- La partie dynamique modélisant le déplacement du tiroir est composée d'une fonction de transfert du second ordre dont les paramètres ont été identifiés expérimentalement [14].

$$\mathcal{F}(s) = \frac{\omega_{ns}^2}{s^2 + 2 \cdot \zeta_s \cdot \omega_{ns} s + \omega_{ns}^2} \quad (1)$$

avec  $\omega_{ns} = 246 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$  and  $\zeta_s = 0.707$ .

**Modèle d'une chambre à volume variable.** Chaque chambre de l'actionneur électropneumatique est considérée à volume variable. Dans chacune d'elles le débit d'air évolue avec le temps. Soient les hypothèses suivantes [15]

- A1.** L'air est un gaz parfait et son énergie cinétique est négligée. ■
- A2.** La pression et la température sont homogènes dans chaque chambre. ■
- A3.** Le débit massique est pseudo-stationnaire. ■

Le premier principe de la dynamique est appliqué au débit d'air : l'évolution thermodynamique dans chaque chambre

s'écrit (avec  $X = P$  ou  $N$ ) [15]

$$\begin{aligned} \frac{dp_X}{dt} &= -\gamma \frac{p_X}{V_X} \frac{dV_X}{dt} + \frac{\gamma r T_r}{V_X} q_{mX_{in}} \\ &\quad - \frac{\gamma r T_X}{V_X} q_{mX_{out}} + \frac{(\gamma - 1)}{V_X} \frac{\delta Q_X}{dt} \\ \frac{dT_X}{dt} &= -(\gamma - 1) \frac{T_X}{V_X} \frac{dV_X}{dt} + \frac{r T_X}{p_X V_X} (\gamma T_r \\ &\quad - T_X) q_{mX_{in}} - \frac{r T_X^2}{p_X V_X} (\gamma - 1) q_{mX_{out}} \\ &\quad + (\gamma - 1) \frac{T_X}{p_X V_X} \frac{\delta Q_X}{dt} \end{aligned} \quad (2)$$

avec  $\gamma$  la constante adiabatique,  $T_r$  la température dans le réservoir,  $q_{mX_{in}}$  le débit d'air entrant dans la chambre  $X$ , et  $q_{mX_{out}}$  le débit d'air sortant de la chambre  $X$ , les échanges thermiques  $Q_X$  avec la paroi de la chambre  $X$  étant donnés par l'hypothèse A4.

**A4.** Les échanges thermiques se font uniquement par conduction et sont décrits par

$$\frac{\delta Q_X}{dt} = \lambda S_{cX} (T_{cX} - T_X) \quad (3)$$

avec  $\lambda$  le coefficient d'échange thermique par conduction,  $S_{cX}$  la surface totale d'échange de la chambre  $X$ , et  $T_{cX}$  la température de la paroi de la chambre  $X$ . ■

**Modèle de la partie mécanique.** La seconde loi de Newton donne

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{1}{M} [S(p_P - p_N) - F_f - b_v v - F] \\ \frac{dy}{dt} &= v \end{aligned} \quad (4)$$

avec la force de frottement  $F_f$  tenant compte des frottements secs, de Coulomb et de l'effet Stribeck.

**Saturation et échantillonnage.** Des échantillonneurs bloqueurs sont utilisés dans la modélisation sous AMESim. La période d'échantillonnage est fixée à 1 ms (identique à celle de la carte DS1104 utilisée en expérimentation). Celle-ci est très faible devant la dynamique du système électropneumatique. Il n'est donc pas nécessaire de discrétiser le modèle : les lois de commande seront synthétisées en temps continu. Les saturations de la commande sont également ajoutées dans le simulateur, *i.e.*  $|u_{sat}| = 10 \text{ V}$ .

### C. Modèle de commande

Ce modèle est développé pour permettre la synthèse de lois de commande. Il s'agit d'un modèle simplifié par rapport au modèle de simulation. Aussi, de nouvelles hypothèses sont utilisées

- A5.** Le processus est polytropique et caractérisé par le coefficient  $k$  (avec  $1 < k < \gamma$ ).
- A6.** Les fuites entre le système et le milieu extérieur sont négligées.
- A7.** Les variations de température dans chaque chambre sont négligées par rapport à la température de la source, *i.e.*  $T_P = T_N = T$ . ■

La dynamique des pressions s'écrit alors

$$\frac{dp_X}{dt} = -k \frac{p_X}{V_X} \frac{dV_X}{dt} + \frac{krT}{V_X} (q_{mX_{in}} - q_{mX_{out}}) \quad (5)$$

**A8.** Les fuites entre les deux chambres, entre les servodistributeurs, et les chambres et entre la tige et les chambres sont négligées. ■

**A9.** Les pressions sources et atmosphériques sont supposées constantes.

Par définition  $q_m(u_X, p_X) := q_{mX_{in}} - q_{mX_{out}}$ , ce qui donne

$$\begin{aligned} \frac{dp_P}{dt} &= -k \frac{p_P}{V_P(y)} \frac{dV_P(y)}{dt} + \frac{krT}{V_P} q_m(u_P, p_P) \\ \frac{dp_N}{dt} &= -k \frac{p_N}{V_N(y)} \frac{dV_N(y)}{dt} + \frac{krT}{V_N} q_m(u_N, p_N) \end{aligned} \quad (6)$$

**A10.** Seuls les frottements visqueux sont considérés, tous les autres frottements étant négligés. ■

En fait, le coefficient de frottement visqueux a été identifié expérimentalement et vaut  $b_v = 90$ .

**A11.** Il n'y a pas de saturation des commandes ( $|u| < u_{sat}$ ). ■

**A12.** La dynamique des servodistributeurs est négligée. ■

**A13.** La partie statique des servodistributeurs est modélisée par des polynômes d'ordre 5 [14] dépendant uniquement de la pression dans la chambre et de la tension de commande.

$$q_m(u_X, p_X) = \varphi(p_X) + \psi(p_X, \text{sign}(u_X)) u_X$$

avec  $\varphi$  et  $\psi$  des polynômes d'ordre 5 en la pression  $P_x$  [14]. ■

**A14.** Seule la position de la tige du vérin est commandée, cela implique que  $u_P = -u_N = u$ . ■

Avec  $V_P(y) = V_0 + S \cdot y$  et  $V_N(y) = V_0 - S \cdot y$  ( $V_0$  étant le volume de la chambre avec le piston en position médiane), le modèle utilisé pour la synthèse des lois de commande s'écrit alors

$$\begin{aligned} \dot{p}_P &= \frac{krT}{V_P(y)} [\varphi_P + \psi_P \cdot u - \frac{S}{rT} p_P v] \\ \dot{p}_N &= \frac{krT}{V_N(y)} [\varphi_N - \psi_N \cdot u + \frac{S}{rT} p_N v] \\ \dot{v} &= \frac{1}{M} [S p_P - S p_N - b_v v - F] \\ \dot{y} &= v \end{aligned} \quad (7)$$

avec  $F$  la force de perturbation inconnue,  $\varphi_P = \varphi(p_P)$ ,  $\varphi_N = \varphi(p_N)$ ,

$$\begin{aligned} \psi_P &= \psi(p_P, \text{sign}(u)), \\ \psi_N &= \psi(p_N, \text{sign}(-u)). \end{aligned}$$

Le système (7) est donc non linéaire et affine en la commande  $u$  tel que

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u \quad (8)$$

avec  $x = [p_P \ p_N \ v \ y]^T$ ,

$$\begin{aligned} f(x) &= \begin{bmatrix} \frac{krT}{V_P(y)} [\varphi_P - \frac{S}{rT} p_P v] \\ \frac{krT}{V_N(y)} [\varphi_N + \frac{S}{rT} p_N v] \\ \frac{1}{M} [S p_P - S p_N - b_v v - F] \\ v \end{bmatrix}, \\ g(x) &= \begin{bmatrix} \frac{krT}{V_P(y)} \psi_P & \frac{krT}{V_N(y)} \psi_N & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \end{aligned}$$

#### D. Consigne de position et force de perturbation

La consigne en position (Figure 5 - courbe en pointillés) est un signal carré d'amplitude égal à 50 mm. La force de perturbation générée par l'actionneur de perturbation sur l'actionneur principal est représentée par la courbe continue (Figure 5). L'actionneur de perturbation est commandé par une loi de commande type PID conçu par le fabricant du servodistributeur et réglé de telle sorte que la réponse en effort soit équivalente à celle d'un système du second ordre ayant pour pulsation naturelle 16 rd/s et un coefficient d'amortissement de 0.53.

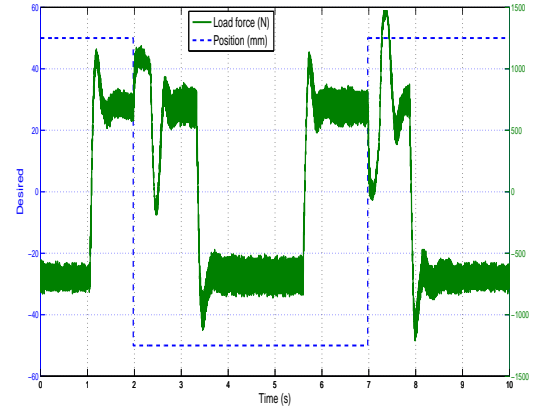


Fig. 5. **Ligne pointillée.** Consigne en position (mm) en fonction du temps (sec.). **Ligne continue.** Force de perturbation (N.m) en fonction du temps (sec.).

### III. LOI DE COMMANDE NON LINÉAIRE

#### A. Synthèse de la commande

Dans cette section, la loi de commande non linéaire proposée est basée sur une approche type linéarisation entrée-sortie [6], [5]. Comme mentionné précédemment, l'objectif consiste à synthétiser une loi de commande en position. On peut noter que la méthode de commande utilisée ici a déjà été utilisée pour la commande de systèmes électropneumatiques [13], [2] mais jamais avec ce type de configuration de banc d'essai, ni avec des efforts dynamiques inconnus. En utilisant les outils classiques de linéarisation entrée-sorties [6], [5], on définit  $z$  la transformation de co-

ordonnées d'états avec  $h(x) = y$  la sortie à commander,<sup>3</sup>

$$z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h(x) \\ L_f h(x) \\ L_f^2 h(x) \\ p_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y \\ v \\ a \\ p_P \end{bmatrix} = \phi(x) \quad (9)$$

Le système (8) est équivalent, via la transformation de coordonnées d'état (9), à

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= z_2 \\ \dot{z}_2 &= z_3 \\ \dot{z}_3 &= L_f^3 h(\phi^{-1}(z)) + L_g L_f^2 h(\phi^{-1}(z)) u \\ \dot{z}_4 &= \dot{p}_P(\phi^{-1}(z)) \end{aligned} \quad (10)$$

avec

$$\begin{aligned} L_g L_f^2 h(x) &= \frac{krTS}{M} \left( \frac{\psi_P}{V_P(y)} + \frac{\psi_P}{V_N(y)} \right) \\ L_f^3 h(x) &= \frac{krTS}{M} \left( \frac{S\varphi_P}{V_P(y)} - \frac{S\varphi_N}{V_N(y)} \right. \\ &\quad \left. - \frac{b}{M^2} (Sp_P - Sp_N - bv - F) \right) \end{aligned} \quad (11)$$

A noter qu'il apparaît une dynamique interne non commandée  $z_4 = p_P$ . Dans le cas des actionneurs électropneumatique, l'analyse de la stabilité de  $p_P$  est un sujet prouvée que numériquement [13]. L'instabilité (ou du moins de fortes oscillations) de  $p_P$  peut entraîner un phénomène de r d collage du vérin et une usure prématurée du servodistributeur, une consommation énergétique élevée,... Le loi de commande en position s'écrit alors

$$u = \frac{1}{L_g L_f^2 h} \left( -\hat{L}_f^3 h + w \right) \quad (12)$$

avec  $\hat{L}_f^3 h$  définit par

$$\begin{aligned} \hat{L}_f^3 h(x) &= \frac{krTS}{M} \left( \frac{S\varphi_P}{V_P(y)} - \frac{S\varphi_N}{V_N(y)} \right. \\ &\quad \left. - \frac{b}{M^2} (Sp_P - Sp_N - bv - \hat{F}) \right) \end{aligned} \quad (13)$$

où l'estimée de la force de perturbation  $\hat{F}$  est déduite de l'estimée de la vitesse  $\hat{v}$  et de l'accélération  $\hat{a}$ . Les estimées de la vitesse et de l'accélération sont obtenues à partir des dérivées successives de la mesure de la position.<sup>4</sup>

$$\hat{F} = M\hat{a} + b_v\hat{v} - S(p_P - p_N)$$

Sur l'ensemble du domaine physique  $\mathcal{X}$  défini par

$$\mathcal{X} = \{x \in \mathbb{R}^4 / 1 \text{ bar} \leq p_P \leq 7 \text{ bar}, 1 \text{ bar} \leq p_N \leq 7 \text{ bar}, -72 \text{ mm} \leq y \leq 72 \text{ mm}\},$$

<sup>3</sup>Soit  $a(x) : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$  et  $b(x) : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n$ . La dérivée de  $a(\cdot)$  par rapport à  $b(\cdot)$  s'écrit  $L_b a$  et est définie par  $L_b a = \frac{\partial a}{\partial x} b(x)$  [5].

<sup>4</sup>Les dérivées sont obtenues en utilisant un filtre du premier ordre possédant un zéro nul et un pôle choisi en fonction des dynamiques des signaux à dériver. Dans notre cas, le pôle est de  $-10$  pour la vitesse et de  $-1000$  pour l'accélération.

la fonction  $L_g L_f^2 h$  est inversible. En supposant les estimées  $\hat{v}$  et  $\hat{a}$  parfaitement connues (ce qui induit  $\hat{F} = F$ ), on obtient  $y^{(3)} = w$ . La loi de commande  $w$  est défini comme un retour d'état linéaire tel que

$$w = K_y(y_d - y) - K_v\hat{v} - K_a\hat{a} \quad (14)$$

avec les gains  $K_y$ ,  $K_v$  et  $K_a$  obtenus en utilisant la méthode d'Ackerman. Le placement de pôles est choisi pour obtenir un dépassement de 4.6% [4]. De plus ces gains sont calculés de manière à obtenir une bande passante maximal par rapport à l'actionneur en position.

### B. Résultats expérimentaux

La loi de commande est implantée via la carte DS1104, la période d'échantillonnage pour le calcul de la loi et pour l'acquisition des mesures étant fixée à 1 ms. La pression source est constante à 7 bar.

La position de la tige de l'actionneur principal (Figure 6) converge vers la position désirée sans saturation de pression (Figure 7 - haut), l'erreur statique étant égale à 0.3 mm. On remarque que l'effet de la perturbation de force est relativement limité, l'écart maximal lors du changement de signe de la perturbation étant de 4.5 mm. De plus, en régime permanent, la différence de pression entre les deux chambres est suffisante pour compenser la force extérieure. Les signaux de commandes  $u_P$  et  $u_N$  (Figure 7 - bas) présentent quelques saturations pendant les transitoires importants (de consignes de position et de forces).

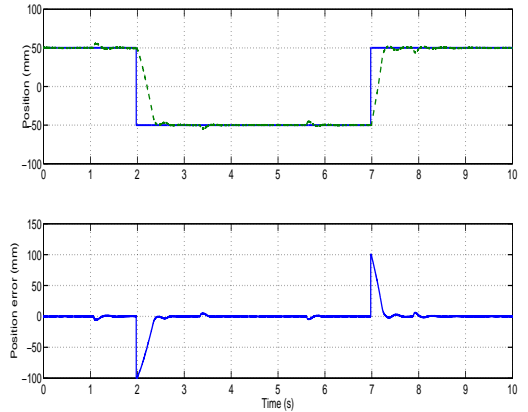


Fig. 6. **Haut.** Consigne et mesure de position (mm) en fonction du temps (sec). **Bas.** Erreur entre la consigne et la mesure de position (mm) en fonction du temps (sec).

## IV. CONCLUSION

L'objectif de ce papier était, tout d'abord de présenter un nouveau banc d'essai dédié à l'évaluation des performances des systèmes électropneumatiques soumis des forces de perturbation dynamiques, et ensuite de proposer une première loi de commande non linéaire en position. Cette dernière, à travers les résultats obtenus, a montré que le banc d'essai était fonctionnel et qu'il ouvre de nouveaux axes de recherche

- La commande multi-variable. L'actionneur principal est équipé de deux servodistributeurs ce qui permet

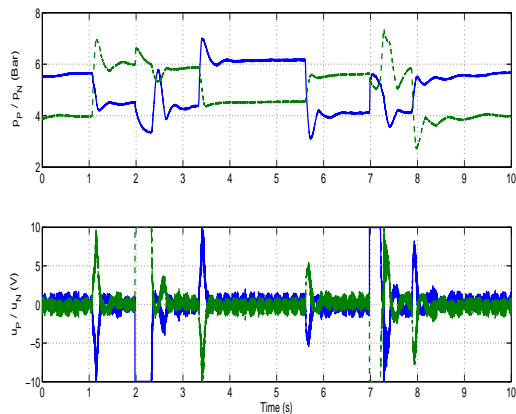


Fig. 7. **Haut.** Pression dans les chambres  $P$  (ligne pleine) et  $N$  (ligne pointillée) (bar) en fonction du temps (sec). **Bas.** Signaux de commande  $u_P$  (ligne pleine) et  $u_N$  (ligne pointillée) (V) en fonction du temps (sec).

la commande simultanée de la position et de la pression dans une des chambres [9]. Le principal avantage de la commande multi variable est d'éliminer la dynamique interne du système. De plus, la commande en pression permet d'augmenter la précision et la rigidité du système tout en assurant un meilleur rejet de perturbation.

- L'observation. Afin de réduire le nombre de capteurs (réduction des coûts, sécurité de fonctionnement, ...), l'utilisation d'observateur est possible, mais les résultats obtenus à ce jour sur ce type de système [8] restent encore trop limités.
- La commande en effort de l'actionneur de perturbation.
- L'optimisation de la consommation de fluide sur une trajectoire type.

#### RÉFÉRENCES

[1] M. Bouri, D. Thomasset, and S. Scavarda, "Integral sliding mode controller of a rotational servodrive", in *JHPS International Symposium on Fluid Power*, Tokyo, Japan, 1996, pp.145-150.

[2] X. Brun, S. Sesmat, D. Thomasset, and S. Scavarda, "A comparative study between two control laws of an electopneumatic actuator", in *European Control Conference ECC'99*, Karlsruhe, Germany, 1999.

[3] M. Bouri, and D. Thomasset, "Sliding control of an electopneumatic actuator using an integral switching surface", *IEEE Trans. Control Syst. Technology*, vol.2, no.2, 2001, pp.368-375.

[4] G.F. Franklin, J.D. Powell, and A. Emani-Naeini, *Feedback Control of Dynamic Systems*, Addison-Wesley, Reading, Massachusetts, USA, 1987.

[5] A. Isidori, "Nonlinear control system. 2<sup>nd</sup> edition", Springer, New-York, USA, 1989.

[6] A. Isidori, A.J. Krener, C. Gori-Giorgi and S. Monaco, "Nonlinear decoupling via feedback", *IEEE Trans. Automatic Control*, vol.26, no.2, 1981, pp.331-345.

[7] T. Kimura, S. Hara, T. Fujita, and T. Kagawa, "Feedback linearization for pneumatic actuator systems with static friction", *Control Engineering Practice*, vol.5, no.10, 1997, pp.1385-1394.

[8] A. Girin, F. Plestan, X. Brun and A. Glumineau, "High gain and sliding mode observers for the control of an electopneumatic actuator", in *IEEE International Conference on Control Applications CCA'06*, Munich, Germany, 2006.

[9] A. Girin, F. Plestan, X. Brun and A. Glumineau, "Position-pressure robust control of an electopneumatic actuator", in *European Control Conference ECC'07*, Kos, Greece, 2007.

[10] A. Girin, F. Plestan, X. Brun and A. Glumineau, "Model and robust control of an electopneumatic actuator on a experimental setup", in *Nonlinear Control Systems NOLCOS'07*, Pretoria, South-Africa, 2007.

[11] A. Girin, F. Plestan, X. Brun and A. Glumineau, "High order sliding mode controllers of an electopneumatic actuator : application to an aeronautic benchmark", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, to appear, 2008.

[12] A.K. Paul, J.K. Mishra, and M.G. Radke, "Reduced order sliding mode control for pneumatic actuator", *IEEE Trans. Control Syst. Technology*, vol.2, no.3, 1994, pp.271-276.

[13] E. Richard, and S. Scavarda, "Comparison between linear and nonlinear control of an electopneumatic servodrive", *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol.118, 1996, pp.245-252.

[14] S. Sesmat, and S. Scavarda, "Static characteristics of a three way servovalve", in *Conference on Fluid Power Technology*, Aachen, Germany, 1996, pp.643-652.

[15] J.L. Shearer, "Study of pneumatic processes in the continuous control of motion with compressed air", *Trans. Am. Soc. Mech. Eng.*, vol.78, 1956, pp.233-249.

[16] M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset, "A study on tracking position control of electopneumatic system using backstepping design", *Control Engineering Practice*, vol.14, no.8, 2006, pp.923-933.

[17] M.Smaoui, X.Brun, D. Thomasset, "A combined first and second order sliding mode approach for position and pressure control of an electopneumatic system", in *American Control Conference ACC'05*, Portland, Oregon, 2005, pp.3007-3012.