

# 전기유압 서보시스템의 슬라이딩 모드 위치제어 Position Control of an Electro-hydraulic Servo System with Sliding Mode

허준영

Jun Young Huh

Received: 04 Jun. 2021, Revised: 01 Jul. 2021, Accepted: 21 Jul. 2021

**Key Words** : Electro-hydraulic servo system(전기유압 서보시스템), Position control(위치 제어), Sliding Mode(슬라이딩 모드), 확장된 루엔버거 관측기(Extended Luenberger Observer), 외란(Disturbance)

**Abstract**: The variable structure controller has the characteristic that while in sliding mode, the system moves along the switching plane in the vicinity of the switching plane, so it is robust to the parameter fluctuations of the plant. However, a controller based on a variable structure may not meet the desired performance when it is commanded to track any input or exposed to disturbances. To solve this problem, a sliding mode controller based on the IVSC approach excluding an integrator is proposed in this study. The proposed sliding mode control was applied to the position control of a hydraulic cylinder piston. The sliding plane was determined by the pole placement and the control input was designed to ensure the existence of the sliding mode. The feasibility of the modeling and controller was reviewed by comparing it with a conventional proportional control through computer simulation using MATLAB software and experiment in the presence of significant plant parameter fluctuations and disturbances.

## 기호 설명

$A_p$  : pressure area of the cylinder,  $m^2$   
 $B_p$  : viscous damping coefficient,  $N/(m/s)$   
 $B_t$  : bulk modulus, bar  
 $C_{tp}$  : leakage coefficient of cylinder,  $m^5/sN$   
 $M_t$  : mass of moving part, kg  
 $K_q$  : valve flow gain,  $m^2/s$   
 $K_c$  : gain for flow-pressure,  $m^5/sN$   
 $K_v$  : valve gain,  $m/A$   
 $Q_L$  : load flow,  $m^3/s$

$P_L$  : load pressure difference,  $N/m^2$   
 $V_t$  : static volume of valve and cylinder,  $m^3$   
 $\zeta$  : damping ratio  
 $\omega_n$  : undamped natural frequency,  $rad/s$

## 1. 서론

가변 구조 제어기의 가장 두드러진 특징은 미리 정한 스위칭 평면에서 발생하는 슬라이딩 모드의 존재이다.<sup>1-3)</sup> 슬라이딩 모드에서 시스템은 스위칭 평면 부근에서 스위칭 평면을 따라 이동하므로 이론적으로는 플랜트의 매개 변수 변동에 강인하다. 그러나, 가변 구조 구성에 기초한 제어기가 임의의 입력을 추적하도록 명령을 받거나 외란에 노출될 때 원하는 성능을 충족시키지 못할 수 있다. 이 문제를 해결하기 위해 Chem<sup>4)</sup>은 적분 제어기를 포함하는 IVSC 접근법을 제안하였고, Iwan<sup>5,6)</sup>은 노즐 플래퍼형 유압서보밸브의 성능 개선을 위해 서보밸브의 위치제어에

---

\* Corresponding author: huh@koreatech.ac.kr  
 1 School of Mechatronic Engineering, Korea University of Technology and Education, Cheonan 330-708, Korea  
 Copyright © 2021, KSFC  
 This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

적용하였다. 그러나 적분기를 포함한 가변구조 제어기를 사용하면 시스템의 차수가 늘어나기 때문에 제어 시스템 설계가 복잡해진다. 그리고 적용하려는 시스템이 전기유압서보 위치제어계인 경우에는 전달함수의 분모에 적분기를 포함하는 1형 시스템이기 때문에 스텝입력에 대해 정상상태오차가 0이다. 따라서 본 연구에서는 Chem<sup>4)</sup>이 제안한 접근법을 따르지만 적분기를 포함하지 않은 슬라이딩 모드 제어기를 제안한다.

제안한 슬라이딩 모드 제어를 유압실린더 피스톤의 위치제어에 적용한다. 극배치에 의해 슬라이딩 평면을 결정하고, 슬라이딩 모드의 존재를 보장하도록 제어 입력을 설계하였다. 상당히 큰 플랜트 매개 변수 변동과 외란이 있는 경우에 대해 MATLAB 소프트웨어를 사용한 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 통해 종래의 비례제어와 비교함으로써 모델링과 제어기의 타당성을 검토한다.

## 2. 모델링

### 2.1 시스템 모델링과 기초 방정식

본 연구에 사용된 전기유압서보시스템의 수학적 모델링을 위해 서보밸브의 스톱과 유압실린더, 관성 부하 부분의 개략도를 Fig. 1에 나타낸다.

서보밸브 스톱을 통과하는 유량  $Q_1, Q_2$ 는 제곱근을 포함하는 오리피스 유량식으로 표시되나 부하압력  $P_L (= P_1 - P_2)$ 과 평균유량  $Q_L [= (Q_1 + Q_2)/2]$ 를 도입하고 작동점 부근에서 선형화를 하면 식 (1)과 같다. 실린더의 헤드측 챔버와 로드측 챔버 각각에 연속 방정식을 적용하면 식 (2)로 나타낼 수 있다. 그리고 피스톤에 작용하는 스프링 부하와 외부 힘이 없을 경우에 운동방정식은 식 (3)과 같다.<sup>7)</sup>

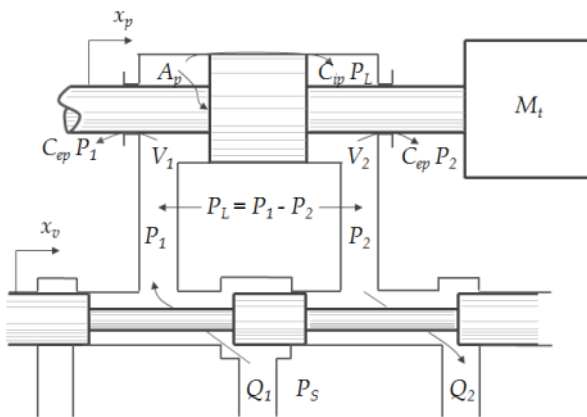


Fig. 1 Valve-piston combination.

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (1)$$

$$Q_L = A_p \dot{x}_p + C_{tp} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \dot{P}_L \quad (2)$$

$$A_p P_L = M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p \quad (3)$$

상태변수를  $x_1 = x_p, x_2 = \dot{x}_p, x_3 = \ddot{x}_p$ 로 정의한다. 한편 식 (1)의  $x_v$ 는 서보밸브 스톱의 변위이고, 제어입력전압  $u$ 에 따른  $K_a K_v u$  값을 갖는다. 식 (1)과 (2)에서  $Q_L$ 을 소거하고, 미분하여 식 (3)에 대입하면 식 (4)의 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{b}u(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{c}\mathbf{x}(t) \end{aligned} \quad (4)$$

즉,

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -a_2 & -a_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b \end{bmatrix} u \quad (5)$$

여기서,  $a_2 = \frac{4\beta_e (A_p^2 + B_p K_{ce})}{V_t M_t}$ ,

$a_3 = \frac{4\beta_e K_{ce}}{V_t} + \frac{B_p}{M_t}$ ,  $b = \frac{4\beta_e K_t K_a K_v K_q A_p}{V_t M_t}$  이다.

대상으로 하는 전기유압서보시스템을 블록선도를 나타내면 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서,

$$G(s) = n_1/s(d_1 s^2 + d_2 s + d_3),$$

$$n_1 = K_t K_a K_v K_q / A_p, \quad d_1 = V_t M_t / (4\beta_e A_p^2),$$

$$d_2 = K_{ce} M_t / A_p^2 + B_p V_t / (4\beta_e A_p^2), \quad d_3 = B_p K_{ce} / A_p^2$$

전달함수  $G(s)$ 는 분모에 적분항을 포함하는 3차 시스템이다. 최종값 정리를 적용하면 스텝 입력에 대해 정상상태 오차는 발생하지 않으나 스텝 외란에 대해서는 식 (6)과 같이 정상상태 오차가 발생한다. 여기서  $A$ 는 외란의 크기이다.

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} s E(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{G(s)}{1 + k_p G(s)} \frac{A}{s} = \frac{A}{k_p} \quad (6)$$

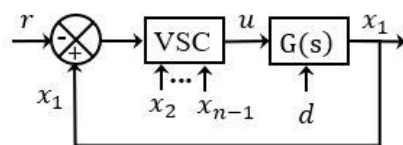


Fig. 2 Block diagram of a sliding mode control

### 3. 슬라이딩 모드 제어기와 관측기 설계

#### 3.1 슬라이딩 모드 제어기의 구성

Fig. 2와 같은 시스템에 대해 상태 관측기를 사용하여 외란을 추정하여 보상하므로써 외란의 영향을 최소화 하고 상태 피드백의 장점을 충분히 활용할 수 있도록 슬라이딩 모드 제어기를 구성한다. 여기서  $d$ 는 플랜트에 작용하는 외란이다. 제어 입력  $u$ 는 식 (7)에 나타낸 바와 같이 슬라이딩 모드 상에 있을 때의 등가 제어 입력  $u_{eq}$ 와 스위칭하는 제어 입력  $u_s$ 의 합으로 나타낼 수 있다. 스위칭 제어 입력  $u_s$ 는 파라미터 변동이나 외란의 영향을 제거하고 슬라이딩 모드가 존재하도록 구한다. 스위칭 함수  $s$ 를 식 (8)와 같이 취하고, 슬라이딩 모드가 존재하도록 제어입력  $u$ 를 정해준다.

$$u = u_{eq} + u_s \quad (7)$$

$$s = c_1(x_1 - r) + c_2x_2 + x_3 \quad (8)$$

식 (5)에 사용된 파라미터를 정상상태 값  $a_i^0, b^0$ 과 변동분  $\Delta a_i, \Delta b$ 으로 하여 식 (9)에 나타낸다.

$$a_i = a_i^0 + \Delta a_i, \quad i = 1, 2 \quad (9)$$

$$b = b^0 + \Delta b$$

$u_{eq}$ 는  $d=0$ 와  $a_i = a_i^0, b = b^0$  상태에서  $\dot{s}=0$ 의 해를 구하면 식 (10)과 같이 얻을 수 있다.

$$u_{eq} = [(a_2^0 - c_1)x_2 - (a_3^0 - c_2)x_3]/b^0 \quad (10)$$

한편, 슬라이딩 모드가 존재하도록 스위칭하는 입력  $u_s$ 는 식 (11)로 둔다. 슬라이딩 모드의 존재조건은 식 (12)와 같다.

$$u_s = \psi_1(x_1 - r) + \psi_2x_2 + \psi_3x_3 \quad (11)$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} s\dot{s} < 0 \quad (12)$$

식 (12)의 슬라이딩 모드 존재조건을 만족하도록 스위칭 입력  $u_s$ 를 결정함에 있어서 입력 명령과 시스템 매개 변수 변화 및/또는 외란을 포함하는 항을

무시하고 식 (13)과 같이 정한다. 이 경우에 식 (12)의 부등식이 성립되지 않고 슬라이딩 모드는 깨져서 시스템은 리밋 사이클을 발생시킬 수 있으나 제어 이득  $\psi_i$ 를 증가시킴으로써, 리밋 사이클의 크기가 허용 가능한 범위 내로 감소될 수 있도록 무시된 항에 의한 효과를 임의로 억제할 수 있다. 따라서 준 이상 슬라이딩 동작(quasi-ideal sliding motion)을 얻을 수 있다.

$$\psi_1 = \begin{cases} \alpha_1 \leq 0/b, & \text{if } (x_1 - r)s > 0 \\ \beta_1 \geq 0/b, & \text{if } (x_1 - r)s < 0 \end{cases}$$

$$\psi_2 = \begin{cases} \alpha_2 \leq (\Delta a_2 - \frac{a_2^0 \Delta b}{b^0} + \frac{c_1 \Delta b}{b^0})/b, & \text{if } x_2s > 0 \\ \beta_2 \geq (\Delta a_2 - \frac{a_2^0 \Delta b}{b^0} + \frac{c_1 \Delta b}{b^0})/b, & \text{if } x_2s < 0 \end{cases}$$

$$\psi_3 = \begin{cases} \alpha_3 \leq (\Delta a_3 - \frac{a_3^0 \Delta b}{b^0} + \frac{c_2 \Delta b}{b^0})/b, & \text{if } x_3s > 0 \\ \beta_3 \geq (\Delta a_3 - \frac{a_3^0 \Delta b}{b^0} + \frac{c_2 \Delta b}{b^0})/b, & \text{if } x_3s < 0 \end{cases} \quad (13)$$

#### 3.2 스위칭 평면과 제어 계인의 결정

슬라이딩 모드 상태에서는  $\dot{s}=0$ 이고, 이로부터 식 (14)를 얻는다. 이 경우에 제어시스템을 블록선도로 나타내면 Fig. 3과 같고 전달함수는 식 (15)와 같다.

$$\dot{x}_2 = -c_1x_1 - c_2x_2 + c_1r \quad (14)$$

$$\frac{X_1(s)}{R(s)} = \frac{c_1}{s^2 + c_2s + c_1} \quad (15)$$

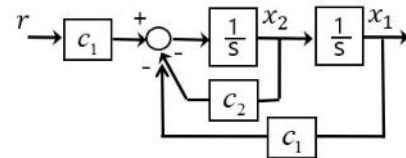


Fig. 3 Block diagram in the sliding mode

식 (15)의 특성방정식을 살펴보면 단지 계수  $c_1, c_2$ 를 선택하여 시스템의 동적 성능을 결정할 수 있음이 분명하다. 그리고 정상상태 오차도 0이 된다. 원하는 고유값들을 갖는 시스템의 특성 방정식을 식 (16)과 같이 두면 식 (15)의 각 항과 비교하여  $c_1, c_2$ 를 구할 수 있다. 스텝응답에서 2% 오차범위에 들어

가는 정착시간을 0.1s로 하고, 오버슈트의 크기가 1% 이하가 되도록 극점을  $r = -40 \pm 30j$ 로 정한다<sup>8)</sup>. 그러면  $\alpha_1 = 80$ ,  $\alpha_2 = 2500$ 을 얻는다.

$$s^2 + \alpha_1 s + \alpha_2 = 0 \quad (16)$$

식 (13)에 의해 주어진 스위칭 입력 계수  $\psi_i (i = 1, 2, 3)$ 가 식 (17)과 같이 선택된다면 제어입력  $u$ 는 식 (18)로 나타낼 수 있다.

$$\psi_i = \alpha_i = -\beta_i \quad (17)$$

$$u = \left[ -\sum_{i=2}^3 c_{i-1} x_i + \sum_{i=2}^3 a_i^0 x_i \right] / b^0 + (\psi_1 |x_1 - r| + \sum_{i=2}^3 \psi_i |x_i|) sgn(s) \quad (18)$$

제어입력  $u$ 는  $s$ 의 부호에 따라 채터링을 발생시키기 때문에, 이러한 제어 신호를 플랜트에 직접 적용하는 것은 비실제적일 수 있다. 연속적인 제어 신호를 얻기 위해  $s$ 의 부호에 따른 불연속 함수를 적절한 연속 함수로 식 (19)와 같이 대체할 수 있다. 여기서  $\delta$ 는 양의 상수이다.

$$sgn(s) = \frac{s}{|s| + \delta} \quad (19)$$

### 3.3 관측기 설계

슬라이딩 모드 제어를 하기 위해서는 피스톤의 속도와 가속도를 포함하는 모든 상태변수가 측정 가능해야 한다. 그러나 실제로는 피스톤의 변위만을 측정하는 경우가 대부분이다. 이럴 경우에는 관측기를 사용하여 측정하지 못하는 상태변수를 추정할 수 있다. 그리고 통상적인 관측기인 Luenberger 관측기를 확대계(ELO : Extended Luenberger Observer)로 확장하여 외란을 추정하여 보상함으로써 슬라이딩 모드 제어가 불필요하게 높은 게인(gain)으로 스위칭하지 않도록 한다.

일정한 외란  $d(t)$ 가 가해지는 경우를 고려하면  $\dot{d}(t) = 0$ 이므로, 외란을 포함하는 확대계의 상태 방정식은 식 (20)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_e(t) &= \mathbf{A}_e \mathbf{x}_e(t) + \mathbf{b}_e u(t) \\ y_e(t) &= \mathbf{c}_e \mathbf{x}_e(t) \end{aligned} \quad (20)$$

여기서,  $\mathbf{x}_e(t) = [\mathbf{x}(t) \ d(t)]^T$ ,

$$\mathbf{A}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{b} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{b}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{b} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{c}_e = [\mathbf{c} \ 0]$$

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}_e(t) = \mathbf{A}_e \hat{\mathbf{x}}_e(t) + \mathbf{b}_e u(t) + \mathbf{G} \{y(t) - \mathbf{c}_e \hat{\mathbf{x}}_e(t)\} \quad (21)$$

여기서,  $\mathbf{G}$ 는 극배치법으로 결정되는 관측기 게인이다.

## 4. 시뮬레이션 및 실험

### 4.1 시뮬레이션 설정

전기유압 서보시스템의 파라미터 변동 및 외란에 대한 슬라이딩 모드 of 견실성을 확인하기 위하여 시뮬레이션을 수행한다. 전기유압 서보시스템의 Matlab/Simulink 시뮬레이션 모델을 Fig. 4에 나타낸다. 시뮬레이션에 사용된 시스템은 Festo사의 전기유압 서보시스템(TP511)<sup>9)</sup>이고, 파라미터 값을 Table 1에 나타낸다. 샘플링 시간은 1ms로 하였다.

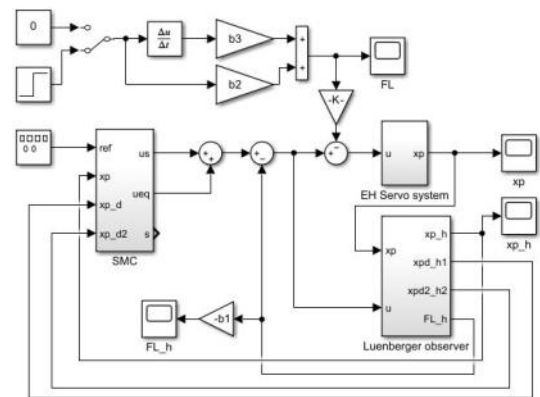


Fig. 4 Simulation model of Electro-hydraulic servo system with Sliding Mode Control

Table 1 EH servo system parameters

Parameter	Value	Unit
$A_p$	1.6179e-4	m <sup>2</sup>
$V_t$	8.5945e-5	m <sup>3</sup>
$M_t$	15.7	kg
$\beta_e$	10000	bar
$K_c$	6.94e-12	(m <sup>3</sup> /s)/(N/m <sup>2</sup> )
$B_p$	1.955e3	N/(m/s)
$K_v \cdot K_q$	4.17e-6	(m <sup>3</sup> /s)/A
$K_f$	50	V/m
$K_a$	1	A/V

작동점에 따른 파라미터 변동의 범위가 아래 식 (22)와 같다고 가정한다.

$$\begin{aligned} |\Delta a_2| &\leq a_2^0 \times 0.4 \\ |\Delta a_3| &\leq a_3^0 \times 0.4 \\ |\Delta b| &\leq b^0 \times 0.4 \end{aligned} \quad (22)$$

Table 1의 값과 식 (13)에 의해 스위칭 입력 계수  $\psi_i (i = 1, 2, 3)$ 는  $\psi_1 < 0$ 와  $\psi_2 < -0.943$ ,  $\psi_3 < -0.0034$ 로 구해진다. 입력 명령 및/또는 외란을 포함하는 항을 무시하였지만 ELO를 사용하여 외란을 추정하여 보상하기 때문에 스위칭 입력 계수를  $\psi_1 = -0.1$ 와  $\psi_2 = -1$ ,  $\psi_3 = -0.005$ 로 정한다.

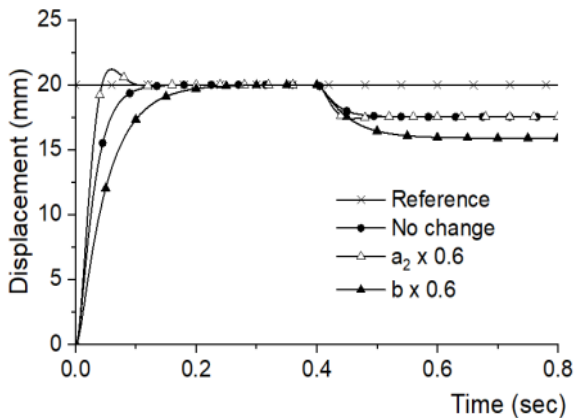


Fig. 5 Simulation results of proportional control

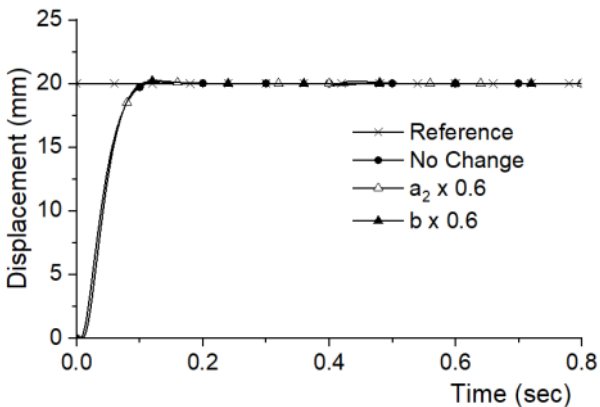


Fig. 6 Simulation results of sliding mode control

#### 4.2 시뮬레이션 결과

슬라이딩 모드 제어와 비교하기 위해 우선 비례 제어의 결과를 Fig. 5에 나타낸다. x를 포함한 실선은 기준입력으로 실린더 피스톤이 20mm 스텝으로 전진하는 것을 목표로 하였다. ●를 포함한 실선은 Table

1의 시스템 파라미터를 변화 없이 그대로 적용한 경우이다. 0.4s에서 외란 800N이 가해지는데, 그 영향으로 정상상태 오차가 발생하였다. △을 포함한 실선은 식 (5)의 시스템 파라미터 중  $a_2$ 가 Table 1의 정상값의 60%인 경우로 오버슈트가 발생한다. ▲을 포함한 실선은 시스템 파라미터 중  $b$ 가 정상값의 60%인 경우로 과감쇠의 특성을 보인다. 따라서 산업계에서 일반적으로 사용되는 비례제어에서의 응답은 외란과 함께 시스템 파라미터의 영향을 크게 받는 것으로 나타났다.

Fig. 6에 스텝입력에 대한 슬라이딩 모드 제어의 결과를 나타낸다. x를 포함한 실선은 기준입력이다. ●를 포함한 실선은 Table 1의 시스템 파라미터를 변화 없이 그대로 적용한 경우이다. 제어목표인 최대 초과 1% 미만과 상승시간 0.05s 이하, 정착시간 0.1s를 잘 만족시키고 있는 것을 볼 수 있다. 0.4s에서 가해지는 외란 800N에 대해서 ELO를 사용하여 외란값을 추정하여 보상하므로써 0.1s만에 정상상태 오차는 0.2%(0.04mm) 미만이 되었다. △을 포함한 실선은 시스템 파라미터 중  $a_2$ 가 정상값의 60%로 변화된 경우이다. 비례제어에서는 오버슈트가 크게 발생함과 동시에 진동을 수반되었으나 여기서는 변화없음의 경우와 거의 같은 응답을 보인다. ▲을 포함한 실선은 시스템 파라미터 중  $b$ 가 정상값의 60%로 변화된 경우이다. 시스템 파라미터 변화에 거의 영향 받지 않았다.

#### 4.3 실험장치의 구성

본 연구에 사용된 Festo사의 전기유압 서보 시스템 (TP511)<sup>9)</sup>의 사진을 Fig. 7에, 유압회로도를 Fig. 8에 나타낸다. 이 장치는 주 동력장치와 부하 동력장치로 구성되어 있고, 주 동력장치는 직동형 전기유압 서보 밸브, 주 실린더 및 부하 실린더, 위치 검출센서 등으로 구성되어 있다. 부하 동력장치는 부하 실린더에 외부 부하를 걸어주기 위한 것으로 릴리프밸브와 4/3 방향제어밸브로 구성되어 있다.

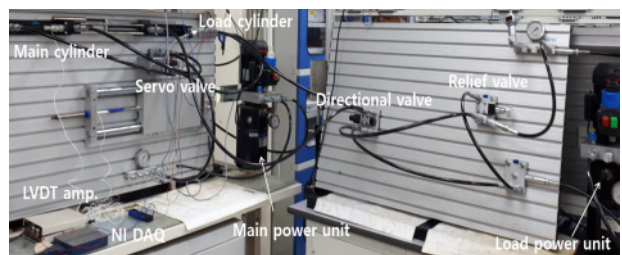


Fig. 7 Photo of the experimental equipment.

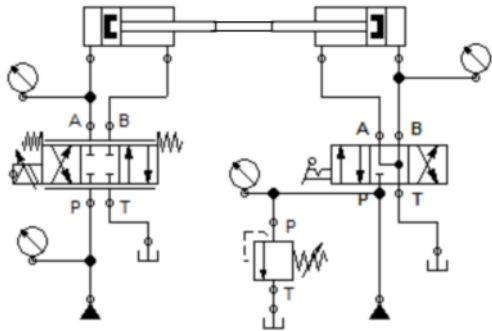


Fig. 8 Hydraulic circuit of the experimental equip.

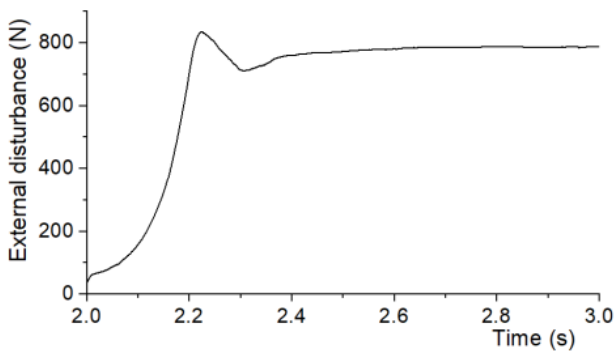


Fig. 9 External disturbance

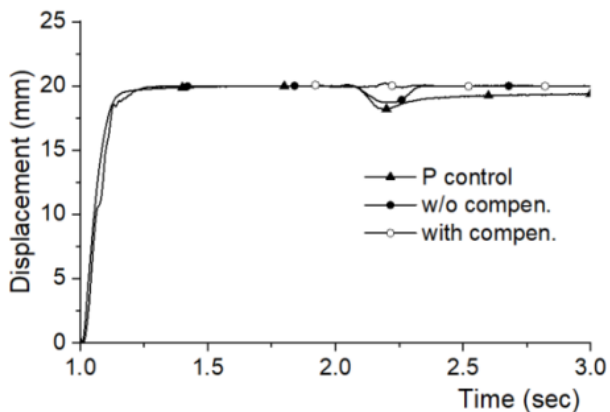


Fig. 10 Experimental results compared to P control

#### 4.4 실험 결과

Fig. 9는 부하 실린더를 통해 가해지는 외부 부하 압력에 실린더 면적을 곱하여 부하력으로 환산하여 나타낸 외부 부하로 786N의 정상상태 값을 갖는다. Fig. 8에 나타난 실험장치의 유압회로도에서 부하회로의 압력을 40bar로 설정하고 4/3 ABT접속 방향제어밸브의 레버를 순간 조작하여 부하 압력을 인가하였으나 관로의 길이가 4m이어서 압력의 형성에는 0.2s의 상승 시간이 필요하다.

Fig. 10은 비례제어와 비교한 실험 결과이다. 비례제어의 결과를 ▲를 포함한 실선으로 나타내었다. 경

과시간 2초에서 Fig. 9와 같은 786N의 외부 부하가 가해졌을 때 외란의 영향을 받아 1.8mm 후진하는 변위를 보인 후 회복하여 0.66mm의 정상상태 오차가 발생하였다. ○를 포함한 실선으로 ELO를 사용하여 외란을 추정하여 보상한 슬라이딩 모드제어의 결과를 나타낸다. 786N의 외부 부하에 대해  $\pm 0.05\text{mm}$ 의 오차가 발생하였다. Fig. 6의 시뮬레이션 결과와 유사하다. 한편 슬라이딩 모드제어이지만 외란을 보상하지 않은 경우를 ●을 포함한 실선으로 나타내었다. 식 (12)의 슬라이딩 모드 존재조건을 만족하도록 스위칭 입력  $u_s$ 를 결정함에 있어서 입력 명령과 시스템 매개 변수 변화 및/또는 외란을 포함하는 항을 무시하였지만 제어 이득  $\psi_i$ 가 충분히 클 때 외란의 영향은 최소화 되어 슬라이딩 모드제어에서는 0.01mm로 거의 0에 가까운 오차값을 갖는 것으로 나타났다.

### 5. 결론

전기유압 서보시스템의 파라미터 변동 및 외란에 대한 슬라이딩 모드의 견실성을 확인하기 위해 Festo사의 전기유압 서보장치(TP511)에 대해 상태방정식을 유도하고 속도와 가속도 상태변수를 관측하여 슬라이딩 모드제어계를 구성하였다. 슬라이딩 모드의 스위칭 평면은 극배치법으로 설계하고 시뮬레이션과 실험을 통해 외란에 대해 영향을 조사한 결과는 아래와 같이 요약된다.

- 1) 외란은 ELO를 사용하여 적절하게 추정될 수 있다.
- 2) 외부 부하 외란은 확대계를 구성하여 보상에 주므로써 0.25% 내의 오차로 제거될 수 있다.
- 3) 40%의 시스템 파라미터 변동에 대해서도 슬라이딩 모드제어를 하면 일정한 응답을 얻을 수 있다.
- 4) 외부 부하 외란에 대해 보상을 하지 않아도 슬라이딩 모드의 스위칭 입력에 의해 외란의 영향은 최소화 된다.

### 후 기

이 연구는 2019년도 한국기술교육대학교 교수 교육연구진흥과제 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다. 한편, 부경대학교 이일영 교수 Lab.의 Sliding Mode Control 주말 세미나(2016년 9월 ~ 2017년 6월)에 참여한 결과입니다.

## 이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

## References

- 1) S. Wanget al., "Sliding Mode Control for a Model of an Electrohydraulic Actuator System with Discontinuous Nonlinear Friction", The 2006 American Control Conference, IEEE, 2006.
- 2) V.I. Utkin, "Sariale Structure Systems with Sliding Modes", IEEE, Transactions on Automatic Control, Vol. 22, No. 2, pp. 212-222, 1977.
- 3) W. Slotine and J.-J. E. Li, Applied Nonlinear Control. Prentice Hall, 1991.
- 4) T. L. Chern and Y. C. Wu, "Design of Integral Variable Structure Controller and Application to Electrohydraulic Velocity Servosystems," IEE Proceedings-D, Vol. 138, No. 5, pp. 439 - 444, 1991
- 5) I. Y. Lee, I. Iwan and H. C. Lee, "Control of Nozzle-flapper Type Hydraulic Servo Valve - Application of an Integral Sliding Mode Controller", 2019 Spring Conference on Drive and Control, pp. 293~296, 2019.
- 6) I. Istanto, A Study on Control of an ElectroHydraulic Servo Valve, Ph.D. 2019.8
- 7) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., 1967.
- 8) I. Y. Lee, Hydraulic Engineering, Munundang, 2012.
- 9) Festo Didactic GmbH & Co., Closed-Loop Hydraulics Workbook TP511, 2000.