

# 외란을 갖는 전기유압 서보시스템의 위치제어 Position Control of an Electro-hydraulic Servo System with Disturbance

허준영

Jun Young Huh

Received: 28 May 2021, Revised: 15 Jun. 2021, Accepted: 21 Jun. 2021

**Key Words** : Electro-hydraulic servo system(전기유압 서보시스템), Position control(위치 제어). State observer(상태관측기), Disturbance(외란)

**Abstract:** In a hydraulic control system, since a hydraulic cylinder drives a relatively large mass of an object, an external load force acts as a disturbance on the control performance of the system. Additionally, as the hydraulic system is used for a long period, there are disturbances that occur gradually, such as a drop in supply pressure because of abrasion of the pump, oil leakage from a valve, and oil leakage from a cylinder. In this study, a state feedback controller based on a linearization technique is applied. To prevent the performance degradation of the controller from the load disturbance, an Extended Luenberger observer (ELO) is used for the Extended system. The case of using the proportional controller, which is a representative linear controller, and the result of using the controller designed in this study are compared and reviewed through simulation. Also, we propose an experimental gain-setting method for a state feedback controller that can be used at industrial sites, and examine how the stability and control performance of the system changes because of the disturbance inputs through the experimental results.

## 기호 설명

$A_p$  : pressure area of the cylinder,  $m^2$   
 $B_p$  : viscous damping coefficient,  $N/(m/s)$   
 $C_{tp}$  : leakage coefficient of cylinder,  $m^5/s N$   
 $M_t$  : mass of moving part,  $kg$   
 $K_a$  : amplifier gain,  $A/V$   
 $K_c$  : flow-pressure coefficient,  $m^5/s N$   
 $K_{ce}$  : total flow-pressure coefficient,  $m^5/s N$   
 $K_q$  : valve flow gain,  $m^2/s$

$K_t$  : feedback sensor gain,  $V/m$   
 $P_L$  : load pressure difference,  $N/m^2$   
 $Q_L$  : load flow,  $m^3/s$   
 $V_t$  : static volume of valve and cylinder,  $m^3$   
 $\beta_e$  : bulk modulus,  $bar$   
 $\zeta$  : damping ratio  
 $\omega_n$  : undamped natural frequency,  $rad/s$

## 1. 서 론

유압 시스템은 장치의 단위 체적당 출력이 크고, 높은 시스템 게인과 대역폭이 가능하여 제어 성능이 우수하다. 이런 장점으로 인하여 건설장비와 각종 시험기, 항공기의 구동 장치로서 널리 사용되고 있다.<sup>1)</sup> 유압 실린더를 사용한 위치 제어 시스템은 밸브의 비선형적 개구면적과 밸브의 히스테리시스, 중립점 이동, 유압 실린더의 내부 마찰 등과 같은 많은 비선

\* 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.

형 요소들을 갖는다. 그러나 선형제이론을 적용하기 위해서는 작동점에서 선형화한 파라미터를 사용하기 때문에 본래적으로 모델링 오차를 수반하고 있다.<sup>2)</sup> 그리고 유압 제어 시스템에서 유압 실린더가 구동 중에 부하를 받는 경우에 부하력은 외란으로 작용한다. 그 외 유압시스템을 오랜 기간 사용하므로써 펌프의 마모에 의한 공급 압력의 저하와 밸브에서의 누유, 실린더의 누유와 같이 점진적으로 발생하는 외란이 있다. 외란의 영향을 억제하기 위해 적응 제어<sup>3,4)</sup>와 퍼지제어<sup>5)</sup>, 피드백 선형화 제어<sup>6)</sup>를 채택할 수 있다. 그러나 적응 제어 방법은 많은 계산이 필요하고 실시간 기능이 좋지 않다. 퍼지 제어의 정확도는 경험에 따른다. 피드백 선형화 제어에서는 부하 외력을 쉽게 예상할 수 있는 경우로 외란 보상용 필터를 사용하였다.

본 연구에서는 유압 시스템의 비선형성이나 가해지는 외란의 영향을 최소화 하면서 사용자가 쉽게 제어기를 설계할 수 있도록 하기 위해서 선형화 기법을 바탕으로 한 상태 피드백 제어기(state feedback controller)를 적용한다. 그리고 부하 외란에 의한 제어기의 성능 저하를 막기 위해 확대계에 대한 외란 관측기(ELO, Extended Luenberger observer)를 사용한다. 대표적인 선형 제어기인 비례 제어기를 사용한 경우와 본 연구에서 설계한 제어기를 사용한 결과를 시뮬레이션을 통해 비교·검토한다. 그리고 산업현장에서 사용할 수 있는 상태 피드백 제어기의 실험적 계인 설정법을 제안하고 시스템의 운전 중에 발생할 수 있는 외란 입력 등에 의한 시스템의 안정성 및 제어 성능이 어떻게 변화하는지를 실험 결과를 통해 고찰한다.

## 2. 모델링

### 2.1 시스템 모델링과 기초 방정식

본 연구에 사용된 전기유압 서보실습장치는 유압 동력장치와 직동형 전기유압 서보밸브, 유압실린더, 및 관성부하, 위치 검출센서 등으로 구성되어 있다. 수학적 모델링을 위해 서보밸브의 스톱과 유압실린더, 관성부하 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 각각

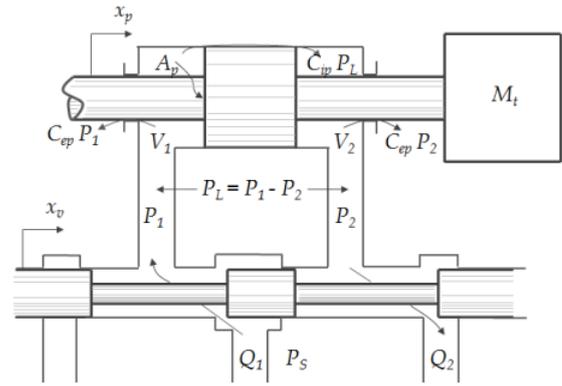


Fig. 1 Valve-piston combination.

에 연속 방정식을 적용하면 식 (2)로 나타낼 수 있다. 그리고 피스톤에 작용하는 스프링 부하와 외부 힘이 없을 경우에 운동방정식은 식 (3)과 같다.

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

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

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

상태변수를  $x_1 = x_p, x_2 = \dot{x}_p, x_3 = \ddot{x}_p$ 로 정의한다. 한편  $x_v = K_a K_v u$  이다. 식 (1)과 (2)에서  $Q_L$ 을 소거하고, 미분하여 식 (3)에 대입하면 식 (4)의 상태 방정식을 얻을 수 있다.

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

즉,

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

여기서,  $a_2 = \frac{4\beta_e (1 + B_p K_{cc})}{V_t M_t}$ ,

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

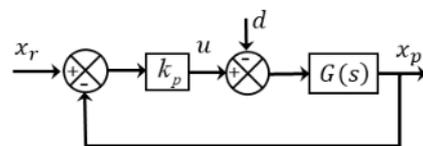


Fig. 2 Block diagram of the p control system

대상으로 하는 전기유압서보시스템을 블록선도를 나타내면 Fig. 2와 같다.

$$\begin{aligned} \text{Fig. 2에서, } G(s) &= n_1/s(d_1s^2 + d_2s + d_3), \\ n_1 &= K_t K_a K_v K_q / A_p, \quad d_1 = V_t M_t / (4\beta_e A_p^2), \\ d_2 &= K_{ce} M_t / A_p^2 + B_p V_t / (4\beta_e A_p^2), \quad d_3 = B_p K_{ce} / A_p^2 \end{aligned}$$

전달함수  $G(s)$ 는 분모에 적분항을 포함하는 3차 시스템이다. 최종값 정리를 적용하면 스텝 입력에 대해 정상상태 오차는 발생하지 않으나 스텝 외란에 대해서는 식 (5)와 같이 정상상태 오차가 발생한다. 여기서  $A$ 는 외란의 크기이다.

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} s E(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{G(s)}{1 + k_p G(s)} \frac{A}{s} = \frac{A}{k_p} \quad (5)$$

### 2.2 유압시스템의 외란

유압시스템의 외란은 주로 외부 부하로 작용하고, 한편으로는 유압시스템을 오랜 기간 사용하므로서 펌프의 성능저하로 인한 공급 압력의 저하와 밸브에서의 누유, 실린더의 누유와 같이 점진적으로 발생하는 것이 있다. 점진적으로 발생하는 외란으로서 공급 압력의 저하는 밸브에서 감소된 차압을 가져온다. 예를 들어 스펴의 변위  $x_v$ 는 동일한데 공급압력이 60bar에서 50bar로 떨어졌을 경우에 통과유량은 각각 식 (6), (7)과 같고,  $P_1$  압력이 10bar인 경우에 유량 계인은 식 (8)과 같이 0.894로 감소한다. 따라서 이 경우에 감소된 유량은 실린더 속도를 감소시키는데 이 결함을 제거하기 위해서 밸브는 더 열려야 할 필요가 있다. 이는 제어기 비례계인  $k_p$ 을 증가시키는 방법에 의해 보상할 수 있다.

$$Q_{x60} = Q_N \frac{V}{V_{\max}} \sqrt{\frac{P_{s60} - P_1}{\Delta P_N}} = K_{q60} x_v \quad (6)$$

$$Q_{x50} = Q_N \frac{V}{V_{\max}} \sqrt{\frac{P_{s50} - P_1}{\Delta P_N}} = K_{q50} x_v \quad (7)$$

$$\frac{K_{q50}}{K_{q60}} = \frac{\sqrt{P_{s50} - P_1}}{\sqrt{P_{s60} - P_1}} = \sqrt{\frac{40}{50}} = 0.894 \quad (8)$$

전기유압서보밸브에서의 누유는 밸브에서 제어 모서리가 마모되어 발생되며, 일부의 유량이 탱크 쪽으

로 빠져 나가므로 압력계인 곡선의 기울기가 더 작아진다. 이 경우에도 좀 더 높은 제어기 계인을 설정 하므로서 보완할 수 있다.

실린더에서 피스톤 실 마모에 의해 발생하는 누유에 대해서도 누설량만큼 감소된 유량은 밸브에서 제어 겹을 더 개방하는 것으로 보상될 수 있다. 이것도 역시 제어기 계인  $k_p$ 을 증가시키므로 보상될 수 있다.

외부 부하에 의한 외란의 영향을 살펴보기 위해 입력전압  $V$ 과 부하  $F_L$  사이의 전달함수를 구하면 식 (9)와 같다. Table 1의 대상으로 하는 전기유압서보 시스템의 파라미터를 사용하면 206N의 외력이 작용하였을 때 입력 전압은 1V 감소된다. 이 감소된 입력 전압은 제어기 계인  $k_p$ 을 증가시키므로 보상될 수 있다.

$$\frac{F_L}{V} = \frac{K_a K_v K_q A_p}{K_{ce} + (V_t / 4\beta_e) s} \quad (9)$$

## 3. 서보 제어기 설계

### 3.1 상태 피드백 제어기 구성

2장에서 모델링한 전기유압 서보 시스템에 대해 상태 관측기를 적용하고, 상태 추정량  $\hat{\mathbf{x}}'(t)$ 를 구한다. 이 추정량과  $\mathcal{Y}(t)$ 를 이용하여 상태피드백을 아래의 Fig. 3과 같이 제어계를 구성한다.

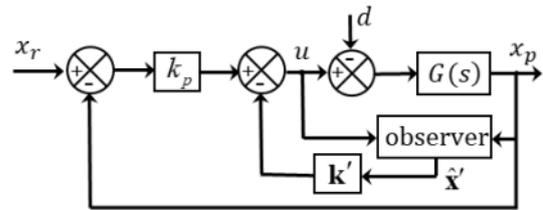


Fig. 3 Servo control system using integrator in the control object.

$$u(t) = k_p [x_r(t) - x_p(t)] - \mathbf{k}' \hat{\mathbf{x}}'(t) \quad (10)$$

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ \mathbf{x}'(t) \end{bmatrix} \cong \begin{bmatrix} x_1(t) \\ \hat{\mathbf{x}}'(t) \end{bmatrix}$$

로 간주하여 식 (10)을 아래와 같이 표시한다.

$$u(t) = -\mathbf{k}\mathbf{x}(t) + k_p x_r(t)$$

$$\text{단, } \mathbf{k} = [k_p \quad \mathbf{k}'] = [k_p \quad k_2 \quad k_3 \quad \dots \quad k_n] \quad (11)$$

식 (4)에 식 (11)을 대입하여 정리하면

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = (\mathbf{A} - \mathbf{b}\mathbf{k})\mathbf{x}(t) + \mathbf{b}k_p r(t) \quad (12)$$

$t \rightarrow \infty$  일 때의 식 (12)는

$$\dot{\mathbf{x}}(\infty) = (\mathbf{A} - \mathbf{b}\mathbf{k})\mathbf{x}(\infty) + \mathbf{b}k_p r(\infty) \quad (13)$$

으로 된다. 이 시스템에 계단함수 기준입력이 가해질 때  $r(t) = r(\infty) = \text{상수}$  이다. 식 (12)에서 식 (13)을 빼면 식 (14)가 얻어진다.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) - \dot{\mathbf{x}}(\infty) = (\mathbf{A} - \mathbf{b}\mathbf{k})[\mathbf{x}(t) - \mathbf{x}(\infty)] \quad (14)$$

식 (14)는  $\mathbf{x}(t) - \mathbf{x}(\infty) = \mathbf{e}(t)$  를 정의함으로써 식 (15)로 된다.

$$\dot{\mathbf{e}}(t) = (\mathbf{A} - \mathbf{b}\mathbf{k})\mathbf{e}(t) \quad (15)$$

따라서 계단입력이 가해지는 제1형 서보 제어계는 오차신호  $\mathbf{e}(t)$  에 대한 레귤레이터계로 간주할 수 있다. 식 (4)의 시스템이 제어가능(controllable)이라면, 행렬  $\mathbf{A} - \mathbf{b}\mathbf{k}$  의 고유값이 적절한 값을 갖도록 제어계인 행렬  $\mathbf{k}$  를 극배치법으로 정할 수 있다.

### 3.2 외란을 포함하는 확대계의 구성

일정한 외란  $d(t)$ 가 가해지는 경우를 고려하면  $\dot{d}(t) = 0$ 이므로, 외란을 포함하는 확대계의 상태 방정식은 식 (16)과 같다. 이 때 외란  $d(t)$ 는 불가제어이지만 가관측이므로 확대계에 대한 상태 관측기(ELO, Extended Luenberger observer)는 식 (17)과 같고, 상태변수들과 함께 외란  $d(t)$ 의 추정이 가능하다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_e(t) &= \mathbf{A}_e \mathbf{x}_e(t) + \mathbf{b}_e u(t) \\ y_e(t) &= \mathbf{c}_e \mathbf{x}_e(t) \end{aligned} \quad (16)$$

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

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_e &= \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{b} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{b}_e = \begin{bmatrix} \mathbf{b} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{c}_e = [\mathbf{c} \ 0] \\ \dot{\hat{\mathbf{x}}}_e(t) &= \mathbf{A}_e \hat{\mathbf{x}}_e(t) + \mathbf{b}_e u(t) + \mathbf{G}\{y(t) - \mathbf{c}_e \hat{\mathbf{x}}_e(t)\} \end{aligned} \quad (17)$$

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

## 4. 시뮬레이션

### 4.1 시뮬레이션 설정

외란에 대한 전기유압 서보시스템의 제어 특성을 확인하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. ELO를 포함하는 전기유압 서보시스템의 Matlab/Simulink 시뮬레이션 모델을 Fig. 4에 나타낸다. 샘플링 시간은 0.5ms로 하였다. 시뮬레이션에 사용된 시스템 파라미터를 Table 1에 나타낸다.

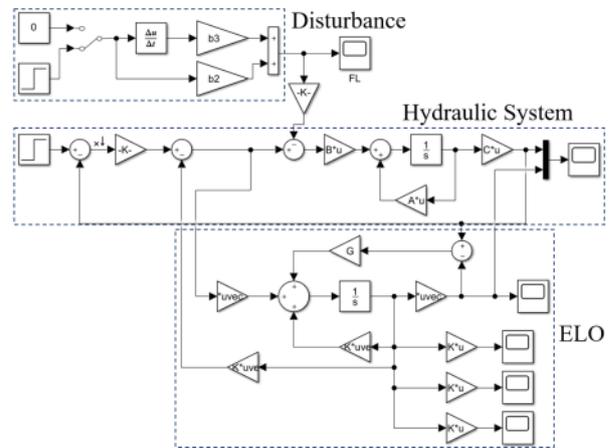


Fig. 4 Simulation model of EH servo system

Table 1 EH servo system parameters

$Q_{max}$	2.5	L/min
$A_p$	$1.6179 \times 10^{-4}$	$m^2$
$V_t$	$8.5945 \times 10^{-5}$	$m^3$
$M_t$	15.7	kg
$\beta_e$	10000	bar
$K_{ce}$	$6.94 \times 10^{-12}$	$(m^3/s)/(N/m^2)$
$B_p$	$1.955 \times 10^3$	$N/(m/s)$
$K_v \cdot K_q$	$4.17 \times 10^{-6}$	$(m^3/s)/A$
$K_t$	50	V/m
$K_a$	1	A/V

### 4.2 극 배치법에 의한 피드백 계수 결정

상태 피드백제어의 목적은 시스템 행렬의 고유값을 복소평면상에서 희망하는 위치에 설정함으로써 시스템을 안정화시키고, 응답성을 개선하는 데에 있다. 희망하는 폐루프계 고유값들을 정하기 위해 스텝 응답에서 2% 오차범위에 들어가는 정착시간을 0.1s

로 하고, 오버슈트의 크기가 1% 이하가 되도록 시스템의 공진 주파수와 감쇠계수를 구하여 대표극점과 함께 나머지 1개의 극점을  $r = -40 \pm 30j, -200$ 로 정한다<sup>7)</sup>. Matlab의 place 명령을 사용하여 제어 게인  $\mathbf{k}$ 를 구하면,  $\mathbf{k} = [4.3161 \ -1.0190 \ -0.0019]$ 이다.

#### 4.3 시뮬레이션 결과

상태 피드백 제어의 시뮬레이션 결과를 Fig. 5에 ●을 포함한 실선으로 나타낸다. 한편 근궤적을 사용하여 구한 최적 게인의 P제어기<sup>8)</sup>의 결과를 ▲를 포함한 실선으로 나타내었다. P제어기의 경우 목표값에 초과없이 도달하나 상태 피드백 제어의 경우 4.2절에서 설계한 극배치에 따라 오버슈트가 1% 발생하였다. Fig. 6에 외란으로 작용한 외부 부하를 나타낸다. 0.4s에서 200N의 외부 부하가 ○를 포함한 실선으로 스텝 형상으로 가해졌고, 관측기를 사용하여 추정한 외란을 ▲를 포함한 실선으로 나타내었다. 상태 피드백 제어에서는 외란을 추정하여 보상하여 주었기 때문에 0.1s만에 정상 위치로 복귀하였으나 p제어의 경우에는 식 (6)에 따라 1mm의 정상상태 오차가 발생한 것을 Fig 5에서 확인할 수 있다.

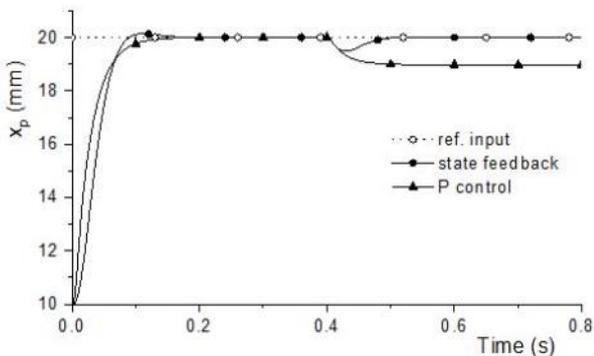


Fig. 5 Simulation results compared to P control

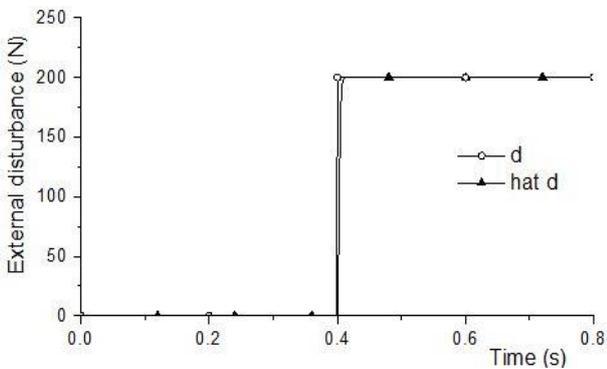


Fig. 6 Estimated disturbance with ELO under step disturbance

## 5. 실험

### 5.1 실험장치의 구성

본 연구에 사용된 전기유압 서보실습장치<sup>9)</sup>의 사진을 Fig. 7에, 유압회로도를 Fig. 8에 나타낸다. 이 장치는 주 동력장치와 부하 동력장치로 구성되어 있고, 주 동력장치는 직동형 전기유압 서보밸브, 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.

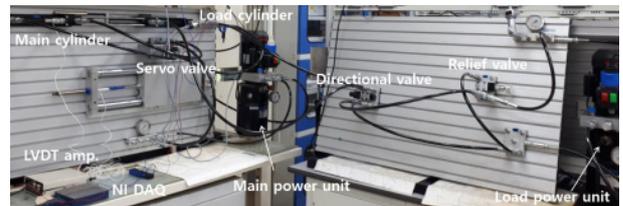


Fig. 7 Photo of the experimental equipment.

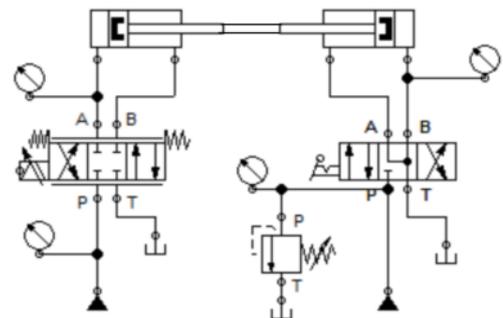


Fig. 8 Hydraulic circuit of the experimental equip.

### 5.2 상태 피드백 제어기의 실험적 게인 설정

시뮬레이션에서 사용한 극점 배치법을 적용하여 구한 제어기 게인  $\mathbf{k}$ 는  $[4.3161 \ -1.0190 \ -0.0019]$ 로 속도와 가속도는 게인이 음의 부호를 가지므로 결국에는 양의 피드백된다. 이런 경우에 실험에서 작동점에 따른 시스템 파라미터 값 변동은 제어응답에 큰 영향을 주게 되어 시뮬레이션에서 사용한 게인으로서는 의미있는 실험결과를 얻기 어렵다. 그래서 상태 피드백 제어기의 게인을 아래와 같이 실험적으로 설정한다.

- ① 초기에, 피드백되는 모든 상태변수의 게인을 0으로 설정한다.
- ② 피스톤 변위의 비례 게인  $k_x$ 를 점차로 증가시켜 안정 한계값 75를 구한다. Fig. 9의 ●을 포함한

실선으로 나타낸다. 여기서 안정 한계값 75를 넘으면 일정한 진폭의 진동이 계속된다.

③ 가속도 게인  $k_x$ 을 0.005로 증가시키면 진동은 큰 오버슈트를 갖는다. Fig. 9의 ○를 포함한 실선으로 나타낸다.

④ 속도 게인  $k_x$ 을 2로 증가시키면 오버슈트는 매우 작아지고, 0.1s의 정정시간을 갖는 개선된 응답이 된다. Fig. 9의 ▲를 포함한 실선으로 나타낸다.

### 5.3 실험 결과

Fig. 10은 부하 실린더를 통해 가해지는 외부 부하 압력에 실린더 면적을 곱하여 부하력으로 환산하여 나타낸 외부 부하이다. Fig. 8에 나타낸 실험장치의 유압회로도에서 부하회로의 압력을 40bar로 설정하고 4/3 ABT접속 방향제어밸브의 레버를 순간 조작하여 부하 압력을 인가하였으나 관로의 길이가 4m이어서 압력의 형성에는 0.3s의 상승 시간이 필요하다.

Fig. 11은 비례제어와 비교한 실험 결과이다. 상태 피드백제어는 5.2절에서 구한 게인  $[k_x \ k_x \ k_x] = [75 \ 2 \ 0.005]$ 를 사용하였고, 외란을 추정하여 보상하지는 않았다. 실험에서 외란을 추정하여 보상하지 않은 이유는 외란을 추정하기 위한 확대계 구성에서 일정한 외란  $d(t)$ 가 가해지는 경우를 고려하여  $\dot{d}(t) = 0$ 라고 가정하였는데 실제로 실험에서는 외란이 Fig. 10의 형상으로 부분적으로는 가정을 만족시키지만 충분하지는 않기 때문이고, 한편으로는 외란이 가해졌을 때 상태 피드백제어의 높은 비례게인이 정상상태 오차에 주는 영향을 조사할 필요가 있기 때문이다. ●을 포함한 실선으로 상태 피드백제어를 나타내었다. 비례제어는 비례게인으로 15를 사용하였고, ▲를 포함한 실선으로 나타내었다. 여기서 비례게인 15는 오버슈트가 생기지 않는 최고 게인이다. Fig. 10와 같이 720N의 외부 부하가 가해졌을 때 0.52mm의 정상상태 오차가 발생한 반면에 상태 피드백제어에서는 0.028mm로 거의 0에 가까운 오차값을 갖는 것으로 나타났는데 그 이유는 식 (5)의 정상상태 오차는 비례게인에 반비례하고, 상태 피드백제어의 비례게인은 75로 매우 높은 값을 갖기 때문이다.

유압시스템의 다른 외란 즉, 유압시스템을 오랜 기간 사용하므로써 펌프 마모에 의한 공급 압력의 저하와 밸브에서의 누유, 실린더의 누유와 같은 외란에 대해서도 2.2절에서 살펴 본 바와 같이 높은 비례게인의 상태 피드백제어를 사용하면 외란의 영향을 크게 줄일 수 있을 것으로 사료된다.

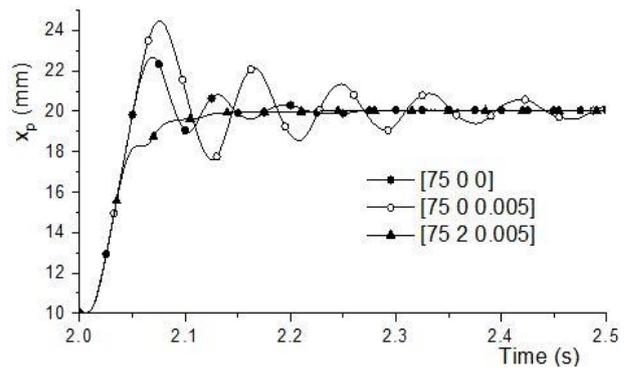


Fig. 9 Setting the experimental gains  $[k_x \ k_x \ k_x]$  of the state feedback controller

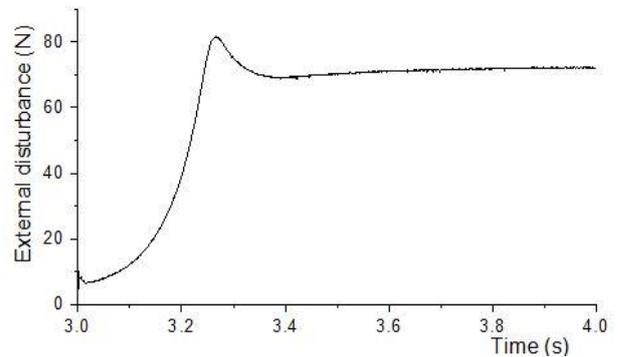


Fig. 10 External disturbance

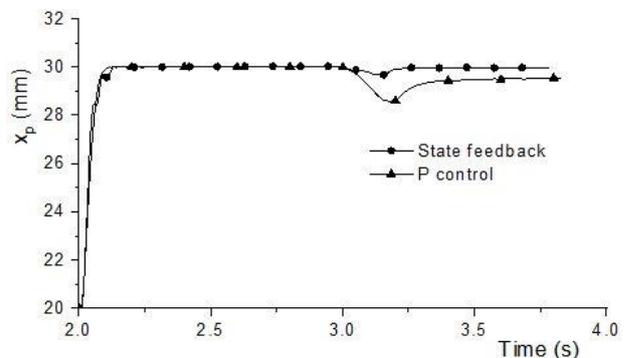


Fig. 11 Experimental results compared to P control

## 6. 결론

유압서보계에 작용하는 외란의 영향을 조사하기 위해 Festo사의 전기유압 서보장치(TP511)에 대해 상태방정식을 유도하고 속도와 가속도 상태변수를 관측하여 상태 피드백제어계를 구성하였다. 관측기 기반의 컨트롤러는 펌프 시스템이 점근적으로 안정 되도록 극배치법으로 설계하고 시뮬레이션을 통해 외란에 대해 영향을 조사한 결과는 아래와 같이 요약된다.

- 1) 외부 부하 외란은 확대계를 구성하여 보상해 주므로써 제거될 수 있다.
- 2) 외란은 ELO를 사용하여 적절하게 추정될 수 있다. 실험을 통한 결과는 아래와 같이 요약된다.
- 3) 상태 피드백제어기는 실험적으로 산업현장에서 적절하게 게인 설정될 수 있다.
- 4) 상태 피드백제어기는 비례제어기에 비해 높은 게인을 가지므로 외부 부하 외란의 영향을 최소화할 수 있다.
- 5) 유압시스템의 기타 외란에 대해서도 상태 피드백제어기는 상당히 효과적일 수 있다.

### 후 기

이 연구는 2021년도 한국기술교육대학교 교수 교육연구진흥과제 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

### 이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

### References

- 1) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., 1967.
- 2) J. S. Kam et al., "Synchronization Control of Two Hydraulic Cylinders Using Feedback Linearization Compensator and Disturbance Observer", Journal of Drive and Control, Vol.10, No.3, pp.14~20, 2013.
- 3) Q. Zhou et al., "Adaptive Output Feedback Fuzzy Tracking Control for a Class of Nonlinear Systems," IEEE Trans. Fuzzy Systems, Vol.19, No.5, pp.972 - 982, 2011.
- 4) Y. Tanget al., "Distributed Synchronization in Networks of Agent Systems with Nonlinearities and Random Switchings," IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics B, Vol.43, No.1, pp.358 - 370, 2013.
- 5) H. Li et al., "Reliable Fuzzy Control for Active Suspension Systems with Actuator Delay and Fault," IEEE Trans. Fuzzy Systems, Vol.20, No.2, pp.342 - 357, 2012.
- 6) T. H. Kim and I. Y. Lee, "Position Control of a 1/4 Car Suspension Simulator Using a Feedback Linearization Controller", Journal of Drive and Control, Vol.9, No.3, pp.8~15, 2012.
- 7) I. Y. Lee, Hydraulic Engineering, Munundang, 2012.
- 8) S. J. Lee et al., "Modelling and PID Control of an Electro-Hydraulic Servo System", Journal of Drive and Control, Vol.16, No.4, pp.16~22, 2019.
- 9) Festo Didactic GmbH & Co., Closed-Loop Hydraulics Workbook TP511, 2000.