

# 비례 방향제어 밸브에 의하여 구동되는 유압실린더-부하계의 단순 적응 위치제어

## Simple Adaptive Position Control of a Hydraulic Cylinder-load System Driven by a Proportional Directional Control Valve

조승호<sup>1,✉</sup>, 이민우<sup>2</sup>  
Seung Ho Cho<sup>1,✉</sup> and Min Woo Lee<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 홍익대학교 기계·시스템디자인공학과 (Department of Mechanical and System Design Engineering, Hong-Ik Univ.)

<sup>2</sup> 홍익대학교 대학원 기계공학과 (Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Hong-Ik Univ.)

✉ Corresponding author: shcho@wow.hongik.ac.kr, Tel: 02-320-1682

Manuscript received: 2011.2.10 / Accepted: 2011.5.25

*This paper deals with the issue of motion control of a single rod cylinder-load system using simple adaptive control (SAC) method. Prior to controller design, the experiment of open-loop response has been performed. Based on it, design parameters of transfer function are obtained and used for controller design. The effect of parallel feedforward compensator has been investigated by computer simulation, suppressing the oscillatory motion. Through experiments it is conformed that the SAC method gives good tracking performance compared to the PD control method.*

Key Words: Electro-Hydraulic Servo System (전기-유압 서보시스템), Simple Adaptive Control (단순적응제어), Almost Strict Positive Real (ASPR), Parallel Feedforward Compensator (병렬 피드포워드 보상기)

### 기호설명

$c_v$  = viscous damping coefficient

$k_a$  = proportional constant of the spool displacement to the valve current

$p_i$  = pressure( $i=1,2$ )

$p_s$  = supply pressure

$q_i$  = flow rate( $i=1,2$ )

$V_i$  = volume of fluid under compression( $i=1,2$ )

$w$  = area gradient

$x_s$  = spool displacement

$y$  = piston displacement

$\beta_e$  = effective bulk modulus

$\Delta_U$  = underlap of proportional directional control valve

$\omega_n, \omega_v$  = natural frequency of system and valve

$\zeta, \zeta_v$  = damping ratio of system and valve

### 1. 서론

전기-유압 서보시스템은 전기시스템에 비해 소형으로 큰 출력을 낼 수 있는 장점을 가지고 있어서 건설기계, 방위산업, 항공산업, 자동차, 대형 로봇 등 다양한 분야에서 위치제어 구동기구로서 많이 사용되고 있다. 그러나 시스템에 내재된 고유의 비선형적 특성이나, 외관과 부하의 변화에 기인한 서보계의 특성 변동 등으로 인하여 제어성능이 많은 영향을 받는다. 이러한 특성을 고려하여 본 연구에서는 플랜트의 파라미터 변동에 강인한 단순적응제어 기법을 적용한다. 일반적으로 적응 제어이론을 적용하기 위해서는 전제로 하고 있는

가정, 즉 제어대상의 선형성, 플랜트 차수의 기지, 최소위상, 무외란 조건이 만족되어야 한다. 전기-유압 서보시스템이 이를 만족하지 않을 때에는 적응제어 알고리즘에 관계된 설계 파라미터의 추정 이 곤란해진다.<sup>1</sup> 단순적응제어(Simple Adaptive Control : SAC)는 제어계의 안정성을 출력 피드백 방식으로, 그 위에 설정입력예의 추종특성을 피드포워드 제어방식으로 제각기 적응적으로 보장하는 2-자유도 제어계 구조를 갖는 적응제어 기법이다.<sup>1,2</sup> 제이기 구조가 종래의 적응제어 방식에 비하여 단순하고 제어성능 및 강인성이 우수한 제어방식으로 알려져 있다.<sup>3,4</sup>

본 연구에서는 비례방향제어 밸브에 의하여 구동되는 유압실린더-부하계에 PD(비례미분) 제어와 SAC 제어를 각각 적용하고, 시뮬레이션과 실험을 통하여 성능을 비교 고찰한다.

**2. 서보시스템 모델링**

본 연구에 사용된 전기-유압 서보시스템의 회로도가 Fig. 1 에 도시되어 있다. 유압시스템은 유압펌프, 비례방향제어밸브, 리니어 포텐시오미터(Potentiometer), 편로드 유압실린더, 그리고 선으로 연결된 질량 20kg 의 중력방향 부하로 구성되어 있다. 실린더 변위, 챔버(Chamber) 압력, 그리고 비례방향제어밸브의 스펴변위가 각각의 센서에 의하여 측정되어 14bit A/D 컨버터를 통해 컴퓨터로 전달된다. 모든 실험은 릴리프밸브 설정 압력  $p_s=50\text{bar}$  의 조건하에서 수행된다. 부하조건을 고려한 전체시스템의 동특성은 다음 식들에 의하여 표현된다.

(i) 부하방정식

$$\frac{dy}{dt} = v$$

$$m \frac{dv}{dt} = p_1 A_1 - p_2 A_2 - c_v v - F_{disturb} \quad (1)$$

(ii) 비례제어밸브와 실린더 사이의 연속방정식

$$\frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} = q_1 - A_1 v \quad (2)$$

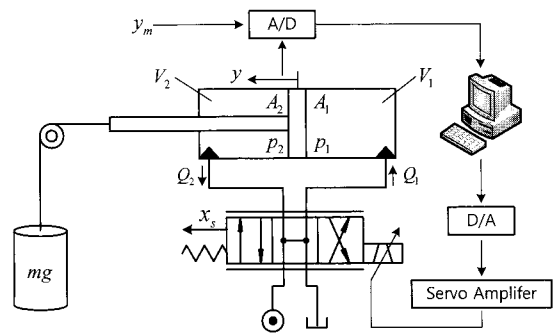


Fig. 1 Electro-hydraulic servo system

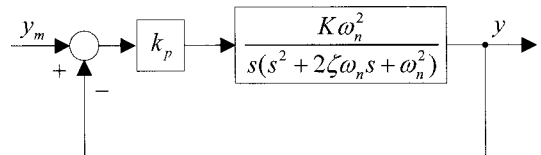


Fig. 2 Simplified block diagram

$$\frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} = A_2 v - q_2 \quad (3)$$

(iii) 비례제어밸브의 유량 특성

$$q_1 = \begin{cases} C_0(\Delta_U + x_s)\sqrt{p_s - p_1} - C_0(\Delta_U - x_s)\sqrt{p_1} & \text{if } |x_s| \leq \Delta_U \\ C_0(\Delta_U + x_s)\sqrt{p_s - p_1} & \text{if } |x_s| > \Delta_U \\ -C_0(\Delta_U - x_s)\sqrt{p_1} & \text{if } |x_s| < -\Delta_U \end{cases} \quad (4)$$

$$q_2 = \begin{cases} C_0(\Delta_U + x_s)\sqrt{p_2} - C_0(\Delta_U - x_s)\sqrt{p_s - p_2} & \text{if } |x_s| \leq \Delta_U \\ C_0(\Delta_U + x_s)\sqrt{p_2} & \text{if } |x_s| > \Delta_U \\ -C_0(\Delta_U - x_s)\sqrt{p_s - p_2} & \text{if } |x_s| < -\Delta_U \end{cases} \quad (5)$$

(iv) 비례제어밸브의 동적 거동

$$\frac{dx_s}{dt} = v_s \quad (6)$$

$$\frac{dv_s}{dt} = -2\zeta_v \omega_v v_s + \omega_v^2 (k_a u - x_s) \quad (7)$$

부하방정식(1)에서  $F_{disturb}$  는 중력(mg)에 의한 외란을 나타낸다. 식(5)에서  $C_0 = c_d w \sqrt{2/\rho}$  로서 표

현되며, 여기에서  $c_d$  와  $\rho$  는 각각 유량계수와 작동 유체의 밀도를 나타낸다. 제어기 설계를 위하여 비례제어밸브의 동적거동을 비례요소로 이상화시키고, 아울러  $A_1=A_2=A$   $V_1=V_2=V$  로서 가정(이유: 피스톤의 양방향 운동에서 단일 전달함수를 사용) 하면, 플랜트모델의 전달함수는 식(8)과 같이 표현된다. 그리고 수학적 모델링에 사용된 파라미터들은 식(9) ~ 식(12)로 나타내진다. 식(8)을 이용하여 폐회로를 구성한 것이 Fig. 2 에 나타나있다. 여기에서 개회로 게인(K), 고유진동수, 그리고 감쇠비는 4 장에서 개회로 실험을 통하여 추정하였다.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K\omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (8)$$

$$K = \frac{k_a k_q}{A} \frac{1}{1 + \frac{c_v k_p}{A^2}} \cong \frac{k_a k_q}{A} \quad (9)$$

$$\omega_n = A \sqrt{\frac{2\beta_e}{mV} \left(1 + \frac{c_v k_p}{A^2}\right)} \cong A \sqrt{\frac{2\beta_e}{mV}} \quad (10)$$

$$\zeta = \sqrt{\frac{m\beta_e k_p}{2V} \frac{1}{A} + \frac{c_v}{2A} \sqrt{\frac{V}{2\beta_e m}}} \quad (11)$$

$$k_q = \left. \frac{\partial q_1}{\partial x_s} \right|_{x_s = \bar{x}_s, p_1 = \bar{p}_1}, \quad k_p = -\left. \frac{1}{2} \frac{\partial q_1}{\partial p_1} \right|_{x_s = \bar{x}_s, p_1 = \bar{p}_1}, \quad c_v = \left. \frac{\partial F_f}{\partial v} \right|_{v = \bar{v}} \quad (12)$$

### 3. 단순적응제어기 구성

우선 유압서보계의 위치추적제어를 구현하기 위하여 원하는 출력을 발생하는 기준모델을 설정한다. 이때의 제어목적은 기준모델 출력  $y_m$  에 유압서보계의 출력  $y$  를 추종시키는 것으로서, 이를 달성하기 위한 SAC 계의 기본구성이 Fig. 3 에 나타나있다. 그림에서  $G_m(s)$ 는 기준모델이고,  $u_m$  은 기준모델의 입력신호이다. 기준모델  $G_m(s)$ 는 플랜트  $G(s)$ 의 차수에 의존하지 않고 임의로 결정할 수 있다.  $e_v$  는 플랜트 출력에서 모델출력을 감한 출력 오차이다.  $k_e, k_v, k_u$  는 가변 적응게인으로서 적응조정법칙에 의하여 조정된다. SAC 계의 제어입력  $u$  와 적응조정법칙은 식(13)으로 부여된다. 그리고  $G_{pfc}(s)$  는 병렬 피드포워드 보상기(PFC)로서 플랜트  $G(s)$

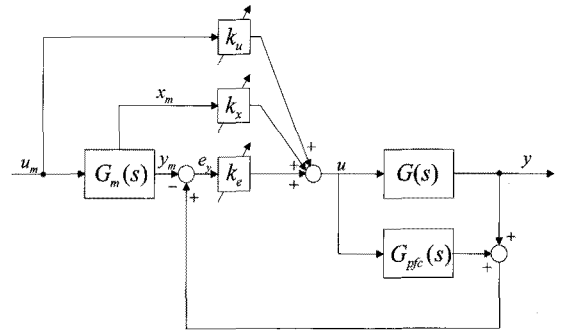


Fig. 3 Block diagram of the SAC with PFC

를 ASPR 화 하기 위해서 필요하다. ASPR(Almost Strictly Positive Real)성은 기존의 플랜트에 플러스 게인 출력피드백을 실시한 폐루프계가 SPR(Strictly Positive Real)로 되는 성질을 말한다. 플랜트  $G(s)$ 가 ASPR 조건을 만족할 때 만, SAC 계의 구성이 가능해진다. 보통 ASPR 조건을 만족하는 플랜트는 지극히 적다. 시스템이 ASPR 이 되기 위한 조건은 다음과 같다.<sup>3</sup>

- (A) 상대적인 차수가 0 또는 1
- (B) 다항식의 최고차항의 계수가 양수
- (C) 최소위상 시스템

식(8)로 표현되는 플랜트 모델  $G(s)$ 도 ASPR 을 만족하지 않으므로, PFC 의 도입이 필요하다. PFC 를 추가했을 때는 확장계  $G_a(s)=G(s)+G_{pfc}(s)$ 가 ASPR 이 되도록  $G_{pfc}(s)$ 를 설계하고  $G_a(s)$ 에 대하여 SAC 를 적용하는 것으로 된다. 상대차수가 3 인 플랜트에 적합한 PFC 의 전달함수는 식(14)와 같이 표현되고, 파라미터들은 식(15)와 같이 설정할 수 있다.<sup>1</sup>

$$\begin{aligned} u(t) &= \mathbf{k}(t)^T z(t) \\ \mathbf{k}(t) &= [k_e(t) \quad k_x(t) \quad k_u(t)]^T \\ z(t) &= [e_y(t) \quad \mathbf{x}_m(t) \quad k_u(t)]^T \\ \dot{\mathbf{k}}(t) &= \mathbf{k}_p(t) + \mathbf{k}_1(t) \\ \dot{\mathbf{k}}_1(t) &= -\mathbf{\Gamma}_1 z(t) e_y(t) - \sigma(t) \mathbf{k}_1(t) \\ \mathbf{k}_p(t) &= -\mathbf{\Gamma}_p z(t) e_y(t) \\ \sigma(t) &= \frac{\sigma_1 e_y^2(t)}{1 + e_y^2(t)} + \sigma_2 \\ \mathbf{\Gamma}_1 &= \mathbf{\Gamma}_1^T > 0, \quad \mathbf{\Gamma}_p = \mathbf{\Gamma}_p^T > 0 \\ \sigma_1, \sigma_2 &> 0 \end{aligned} \quad (13)$$

$$G_{pfc}(s) = \frac{k_1}{(1+T_1s)(1+T_2s)} + \frac{k_2}{(1+T_2s)} \quad (14)$$

$$k_1 = 0.01K, \quad k_2 = 0.01K, \quad T_1 = T_2 = \omega_n^{-1} \quad (15)$$

$$G_{pfc}(s) = \frac{\delta(s+11\alpha)}{(s+\alpha)^2} \quad (16)$$

여기에서 K 와  $\omega_n$  값들은 전기-유압서보 시스템이 작동하는 동안 불확실하거나 또는 변화하므로, 위의 식(15)로 표현되는 값이 PFC의 최적 파라미터라고 보장할 수 없다. 본 연구에서는 식(16)과 같이, PFC의 전달함수를 두 개의 조정가능 파라미터  $\alpha$ ,  $\delta$ 가 포함된 형태로 나타내었다. 이 기법의 특징은  $G_{pfc}(s)$ 에 관계되어있는 1 개의 파라미터  $\delta$ 의 선정으로  $G_a(s)$ 의 ASPR 성과  $G_{pfc}(s)$ 에 의한 분로효과의 감소를 동시에 달성할 수 있는 점이다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서 사용한 실험장치의 사진이 Fig. 4에 나타나있다. 위치제어 루프는 크게 비례제어밸브, 유압실린더, 그리고 상하로 운동하는 질량부하로 이루어진다. 시스템에 사용된 주요 구성부품들의 사양이 Table 1에 나타나 있다. 효율적이고 유연한 제어 실험을 수행하기 위해서 Matlab-Simulink의 실시간 프로세싱 블록과 Humusoft사의 데이터 획득 보드(MF624)가 내장된 컴퓨터가 사용되었다. 비례방향제어 밸브로서 Parker사의 비례방향제어 밸브(모델명 : D1FH)가 사용되었다. 실험수행에서 샘플링 시간은 비례방향제어 밸브의 대역폭, 그리고 폐회로 시스템의 요구되는 동특성을 고려하여  $T=0.001s$ 로 설정하였다.

우선 제어시스템의 설계 파라미터를 추정하기 위하여 개회로 응답실험을 수행하였다. 구형과 전압(2V, 4V)를 가하여 전진방향의 변위와 속도를 측정된 결과가 Fig. 5에 나타나 있다. 이를 이용하여 개회로 게인, 고유진동수, 그리고 감쇠비를 각각  $K=0.012(m/s)/volt$ ,  $\omega_n=44rad/s$ ,  $\zeta=1.0$ 로 추정하였다. 이를 검증하기 위하여 비례제어 게인  $k_p=30$ 으로 놓고, 선형플랜트 모델을 구성하여 시뮬레이션 한 결과와 실제 실험한 결과가 Fig. 6에 비교되어 있다.

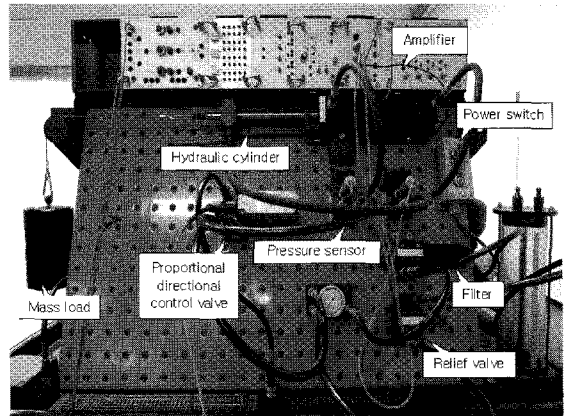


Fig. 4 Experimental equipment

Table 1 Specification of hydraulic components

Components	Specifications
Hydraulic pump	$Q_{max} = 14 \text{ l/min}$ , $P_{max} = 160 \text{ bar}$
Hydraulic cylinder	Piston & rod dia. = 0.032, 0.016 m Stroke = 20cm
Prop. directional control valve	$P_{max} = 160 \text{ bar}$ , $Q = 14 \text{ l/min}$ (700mA)
Relief valve	$P_{set} = 50 \text{ bar}$
Filter	Mesh size ( $5\mu\text{m}$ )
Displacement transducer	Stroke = 20 cm ( $\pm 10V$ )

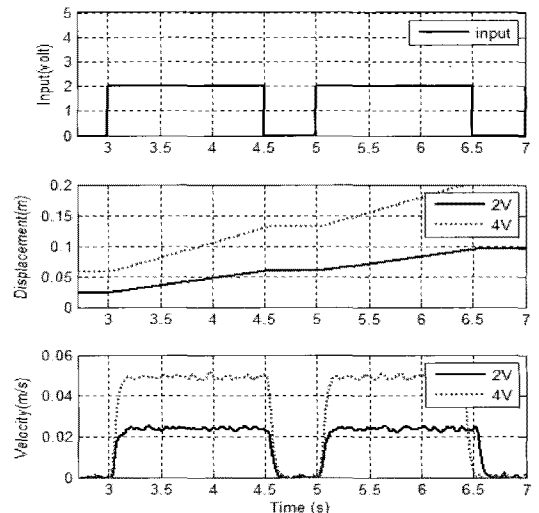


Fig. 5 Open-loop response behavior of a valve controlled cylinder

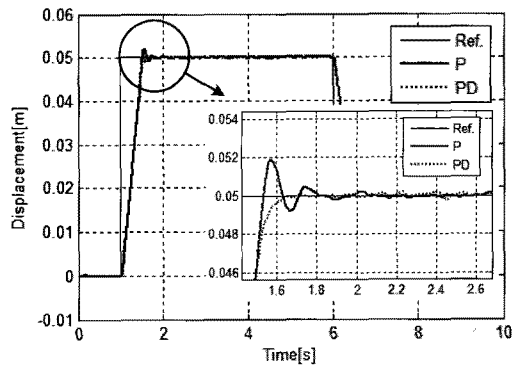
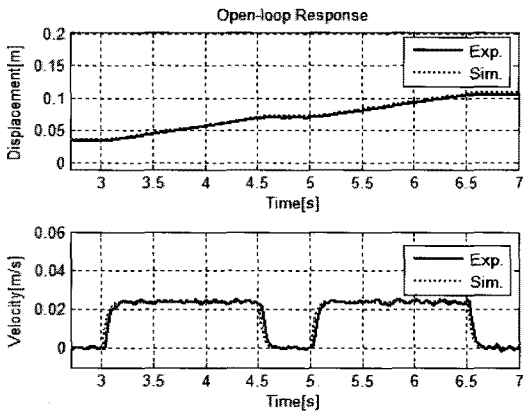


Fig. 9 Comparison of step responses

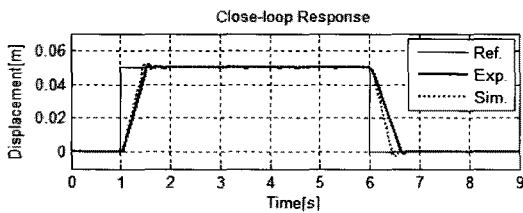


Fig. 6 Comparison of experimental and simulated results

Table 2 Design parameters for controller

SAC
$\Gamma_I = \text{diag}[100 \ 1.0 \ 0.2 \ 1.0]$
$\Gamma_P = \text{diag}[100 \ 1.0 \ 0.2 \ 1.0]$
$\sigma_1 = 0.1, \sigma_2 = 0.01, \delta = 0.0005$
$PD(G_{PD}(s) = k_p + k_d s)$
$k_p = 30.0, k_d = 1.0$

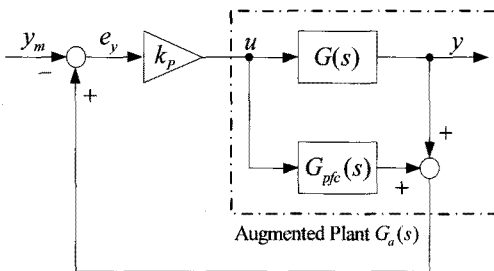


Fig. 7 Block diagram for simulation with PFC

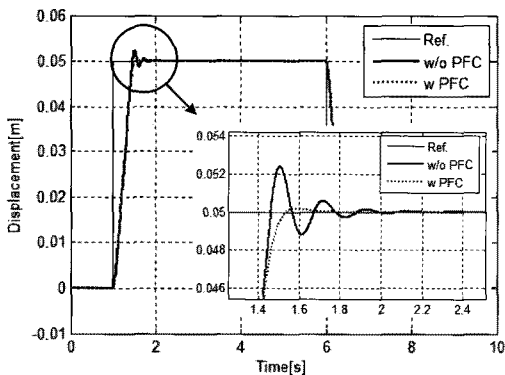


Fig. 8 Effect of PFC on step response (kp=30)

개회로 응답과 폐회로 응답의 경우에 있어, 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 매우 유사한 경향을 보인다. 이를 통하여 선형모델의 타당성을 검증할 수 있다. 이때 폐회로 응답은 Fig. 2에 설정된 값을 사용하여 구한 것이다. 제 3장에서 언급한 것과 같이 본 연구의 제어대상 플랜트가 ASPR을 만족하지 않기 때문에 SAC 계를 구성할 수 없다. 따라서, 우선 Fig. 7과 같이 PFC를 도입하고, 확장계  $G_a(s)$ 가 시스템 성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 우선  $k_p=30$ 일 때의 스텝응답과 PFC를 추가하였을 때의 스텝응답을 시뮬레이션으로 비교하였으며, 그 결과가 Fig. 8에 나타나 있다. PFC를 추가했을 때 응답특성이 매우 향상되는 것을 확인할 수 있다. PFC를 추가하여 ASPR 조건을 만족하는 것만으로도 시스템의 응답특성이 상당히 개선됨을 알 수 있다. 다음에는 실험에 의하여 P(비례)제어와 PD제어를 비교하였으며, 그 결과가 Fig. 9에 도시되어 있다. Fig. 9에서 확대된 그림의 과도응답(Transient response)을 고찰하면, P 제어 시에는 오버슈트(Overshoot)가 발생하나 PD 제어 시에는 오버슈트가 발생하지 않음을 알 수 있다. 미분제어에 의하여 시스템에 감쇠효과가 발생된 것으로 사료된다. 다음에는 진폭 5V의 구형파를 기준모델에

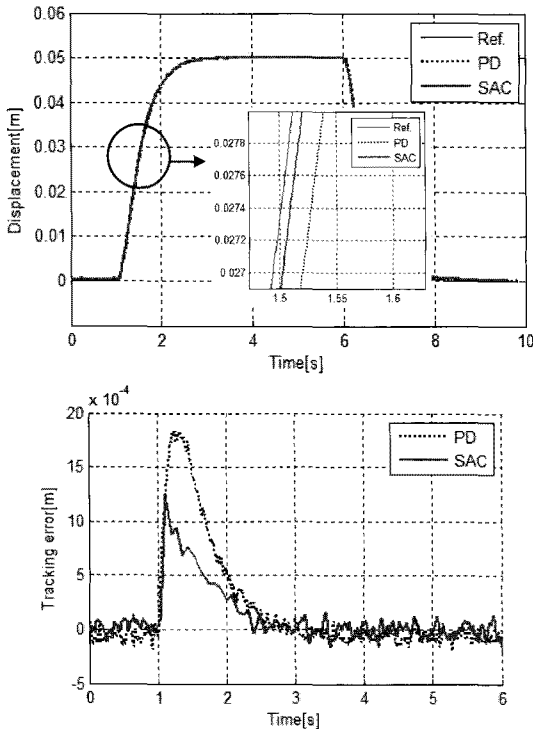


Fig. 10 Comparison of experimental results by PD control and SAC method

입력신호로 가하여, 기준모델 출력에의 추적성능을 공급압력  $p_s=50\text{bar}$  하에서 실험으로 고찰하였다. 이 때 비례방향제어 밸브의 최대유량과 시스템의 정/동특성을 고려하여 기준모델을 설정하였다. PD 제어와 SAC 제어성능을 실험으로 비교하였으며, 그 결과가 Fig. 10 에 나타나 있다. 아울러 사용된 제어기 파라미터 값들이 Table 2 에 열거되어 있다. SAC 제어 파라미터( $\Gamma_1, \Gamma_P$ )의 요소들 가운데에서, 첫번째 요소( $\Gamma_{11}$ )는 위치오차 피드백 계인을 기준하여 설정하였으며, 세번째 요소( $\Gamma_{33}$ )는 개회로 계인을 기준하여 설정하였다. 나머지 요소들( $\Gamma_{22}, \Gamma_{44}$ )에 대해서는 크게 민감하지 않았다. 이 때 PD 제어기 계인은 폐회로 극점이  $-26.5$  에 오도록 설계하였다. SAC 제어를 구성할 때,  $G_{pfc}(s)$  의 설계 파라미터  $\alpha=2\omega_n$  이 되게 함으로서 ASPR 조건을 만족하도록 하였다. Fig. 10 의 확대된 그림으로부터 SAC 제어가 PD 제어에 비하여 상승시간(Rise time)이 빠르고, 최대 추적오차를  $1.8 \times 10^{-3}\text{m}$  에서  $1.3 \times 10^{-3}\text{m}$  정도로 저감시킬 수 있었다. 본 연구에서는 제어성능에 영향을 미치는 외란으로서 현수부하 (Fig. 1 에서의  $mg$ )를 고려하였으며, 이러한 부하에

SAC 제어가 PD 제어에 비하여 빠르고, 강인한 성능을 보여 주었다.

### 5. 결론

본 연구에서는 비례방향제어 밸브에 의하여 구동되는 유압실린더-부하계의 운동제어에 SAC 제어 기법을 적용하였다. 실험과 시뮬레이션으로 시스템의 고유진동수를 추정하였고, 이를 이용하여 PFC 설계 파라미터를 구하고 나아가 SAC 제어계를 구성하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 PFC 가 과도응답에서 오버슈트와 진동을 저감시키는 데 효과가 있음을 보였다. 실험을 통하여 PD 제어와 SAC 제어를 비교한 결과, SAC 제어를 사용하여 최대 추적오차를 상당히 줄일 수 있었다. 향후 외란이나 고유진동수가 변화하는 시스템을 대상으로, 적응적으로 강인성을 가질 수 있는 제어기법에 대한 연구의 필요성이 있다고 판단된다.

### 후 기

이 논문은 2010 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업 연구임(No. 2010-0024488).

### 참고문헌

1. Iwai, Z. and Mizumoto, I., "Robust and Simple Adaptive Control," Int. J. Control, Vol. 55, No. 6, pp. 1453-1470, 1992.
2. Tsukamoto, N. and Yokota, S., "Two-degree-of-freedom Control Including Parallel Feedforward Compensator (The effectiveness in the control of 6-link electro hydraulic serial manipulator)," Trans. Jpn. Fluid Power Syst. Soc., Vol. 34, No. 60, pp. 126-133, 2003.
3. Zeheb, H., "A Sufficient Condition for Output Feedback Stabilization of Uncertain System," IEEE Trans. Automat. Control, Vol. 31, No. 11, pp. 1055-1057, 1986.
4. Kaufman, H., Barkana, I. and Sobel, K., "Direct Adaptive Control Algorithms : theory and applications 2<sup>nd</sup> Ed.," Springer, 1997.