

적응제어 기법을 이용한 전기-유압 액추에이터의 위치제어

Position Control of an Electro Hydraulic Actuator Using Adaptive Control Method

조 승 호
S. H. Cho

Key Words : Position control(위치제어), Electro Hydraulic Actuator(전기-유압 액추에이터), Parallel feedforward compensator(병렬 피드포워드 보상기), Energy-saving(에너지절약), Simple adaptive control(단순적응제어)

Abstract: This paper deals with the issue of simple adaptive position control for a pump-controlled cylinder system. A fixed displacement pump is utilized instead of servo valve and its speed is controlled by AC motor. The whole control system is composed of a pair of interconnected subsystems, that is, a feedback control system and a feedforward control system. From experiments it is shown that position control using simple adaptive control can accomplish significant reduction in position tracking error comparing to a conventional PID control.

1. 서 론

에너지절약 이슈(Issue)와 이산화탄소의 규제 등 환경문제로 인하여, 펌프를 직접 유압 액추에이터에 연결하여 가변적으로 동력을 전달하는 정유압 동력 전달 방식^{1, 2, 3}이 최근 부각되고 있다. 대부분의 정유압 회로에서는 일정한 회전속도로 작동되는 배제용적이 가변인 펌프를 사용한다. 유압 액추에이터의 운동은 유량의 크기와 방향을 변화시키는 펌프 사판의 동작에 의하여 제어된다. 이러한 회로는 펌프가 액추에이터의 운동과 상관없이 연속적으로 계속 가동되므로 에너지 면에서 비효율적이다. 더욱이 가변용량 피스톤 펌프는 고정밀한 성능을 저해하는 리플(Ripple)효과를 초래한다². 본 연구에서의 전기-유압 액추에이터(Electro Hydraulic Actuator: EHA)는 AC서보 모터에 의하여 배제용적이 일정한 정용량 펌프의 속도와 방향을 변화시킴으로서 유량을 제어하는 방식을 채택한다^{3, 4}. 유압서보기구는 항공기와 선박의 조타계, 공작기계, 건설기계, 대형로봇 등에서 고속 대출력용 위치제어 구동기구로서 많이 사용되고 있다. 서보계의 특성이 부하변화 혹은 하드웨어적

제약에 의하여 크게 변화하는 일이 많으므로 대책이 필요하다. 고정도의 유압서보계를 구성하기 위해서는 제어기의 자동 조정기구를 갖춘 제어기법의 적용이 이상적으로 생각된다. 대표적인 기법으로서 플랜트의 특성변화에 대응해서, 제어기를 자동적으로 온라인 최적 조정하는 적응제어 기법을 들 수 있다. 그러나 적응제어 이론이 전제로 하고 있는 가정, 즉 제어대상 선형성, 플랜트 차수의 기지, 최소위상, 무외란 조건을 유압서보기구가 만족하지 않을 때, 적응제어 알고리즘에 관계된 제어파라미터의 조정이 곤란하여진다⁵. 단순적응제어(Simple Adaptive Control : SAC)는 제어계의 안정성을 출력 피드백 방식으로, 그 위에 설정입력에의 추종특성을 피드포워드 제어 방식으로 제각기 적응적으로 보장하는 2-자유도 제어계 구조를 갖는 적응제어 기법이다^{5, 6}. 제어기 구조가 종래의 적응제어 방식에 비하여 단순하고 제어 성능 및 강인성이 우수한 제어방식으로 알려져 있다^{7, 8}. 그러나 지금까지 본 연구에서 사용한 EHA의 제어에 적용된 예는 보고되지 않았다. 여기서는 SAC 기법의 EHA제어에 적용에 관하여, 기본적인 제어계 구성법을 고찰하고 실험에 의하여 그 유효성을 검토한다.

접수일 : 2010년 6월 22일, 게재확정일 : 2010년 8월 3일
조승호(책임저자) : 홍익대학교 기계·시스템디자인 공학과
E-mai: shcho@wow.hongik.ac.kr, Tel : 02-320-1682

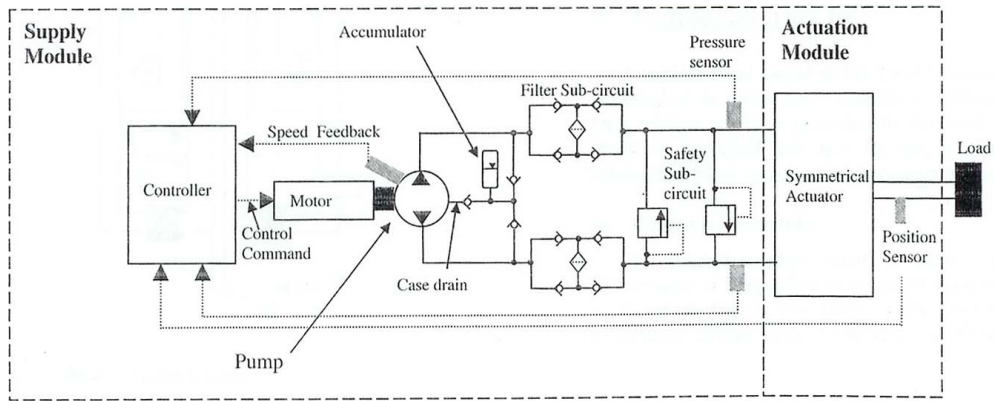


Fig. 1 EHA circuit

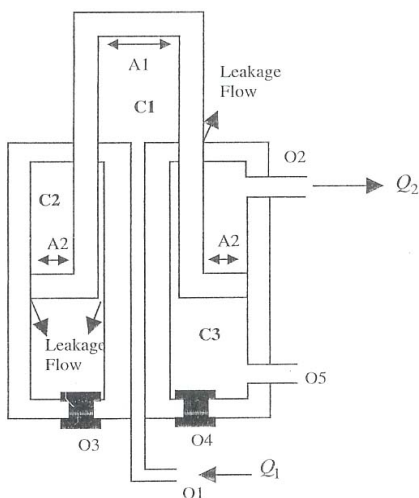


Fig. 2 Linear actuator

2. 서보계의 수학적 모델링

본 연구에 사용된 EHA의 회로도가 Fig. 1에 도시되어 있다. 크게 나누어 공급모듈과 작동모듈로 구성되어 있으며, 대칭형 액추에이터의 상세도가 Fig. 2에 나타나 있다. C1과 C2가 작동챔버에 해당하며, $A1=A2=A$ 로서 대칭형이다. 챔버 C3는 대기압상태에 개방되어 있거나 또는 중량의 균형유지에 바이어스가 필요한 경우에 압축된 유체로 채워진다. 부품들의 사양이 Table 1에 나열되어 있다. SAC를 적용하는 경우, 대상으로 하는 플랜트의 상대차수와 최고차 계수의 개략치가 필요하다. 이를 위하여 여기서는 우선 유압서보계의 수학적 모델을 구한다. 이는 제어성능의 평가를 목적으로 한 시뮬레이션을 행하는데도 필요하다. 구성부품의 수학적 모델에 기초한 블록선도가 Fig. 3에 도시되어 있다. 이때 핵심이 되는 수식들을 요약하면 다음과 같다. 이상화된 조건으로서 공급압력은 일정하고, 압력과 위치에 따른 캐비테이션은 무

Table 1 Component specifications

Parameters		Value
Symmetrical actuator	Working area	$5.05 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
	Maximum stroke	0.12 m
Hydraulic pump	Volumetric displacement	$1.68 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{rad}$
	Maximum working pressure	20700 kPa
AC motor	Gain	1 Nm/A
	Time constant	0.008 s
Position sensor	Accuracy	$50 \times 10^{-7} \text{ m}$
Mass load	weight	20 kg

시하고, 임의의 작동점에서 마찰계수가 일정하다고 가정하였다.

• 펌프의 유량-압력:

$$Q_a = D_p \omega_p - C_{Li}(p_a - p_b) - \frac{V_a}{\beta_e} \frac{dp_a}{dt} \quad (1)$$

$$Q_b = D_p \omega_p - C_{Li}(p_a - p_b) + \frac{V_b}{\beta_e} \frac{dp_b}{dt} \quad (2)$$

• 액추에이터의 유량-압력:

$$Q_1 = A\dot{y} + \frac{(V_{oac} + Ay)}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + C_{Le}P_1 \quad (3)$$

$$Q_2 = A\dot{y} - \frac{(V_{oac} - Ay)}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} - C_{Le}P_2 \quad (4)$$

• 부하 유량 관계식:

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \frac{Q_a + Q_b}{2} \quad (5)$$

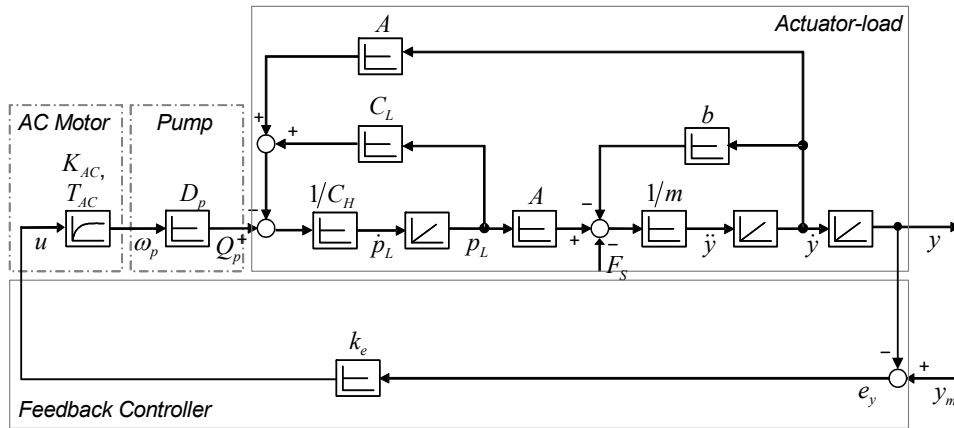


Fig. 3 Basic feedback control structure

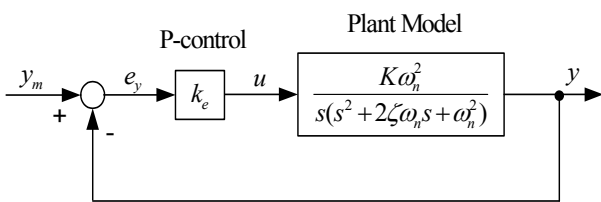


Fig. 4 Simplified block diagram

• 부하 힘 관계식:

$$F = (p_1 - p_2)A = m\ddot{y} + b\dot{y} \quad (6)$$

Fig. 3에서 파라미터 K_{AC} , T_{AC} 는 AC모터의 게인과 시상수를 각각 나타낸다. 그리고 D_p 는 펌프 배제용적이다. 유압용량 C_H 는 전체 평균 체적 $V_o (= V_{oac} + V_a)$ 과 유효 체적탄성계수 β_e 에 의하여 결정되고, 파라미터 $C_L (= C_{Li} + C_{Le}/2)$ 은 펌프-액추에이터계의 누설을 나타낸다. Fig. 3을 단순화한 블록선도가 Fig. 4에 나타나있다. 고유진동수와 감쇠비는 식(7)(8)과 같다. 그 과정에서 AC모터의 시상수가 유압 액추에이터-부하계의 시상수에 비하여 충분히 작으므로 ($\approx 0.008s/0.125s$), 이를 비례요소로 모델링하였다.

$$\omega_n = \sqrt{\left(\frac{A^2 + C_{Le}b/2 + C_{Li}b}{mV_o} \right) \beta_e} \quad (7)$$

$$\zeta = \left(\frac{C_{Le}m/2 + C_{Li}m + bV_o/\beta_e}{2\omega_n mV_o} \right) \beta_e \quad (8)$$

이와 같이 구한 플랜트 모델의 정확한 모델 파라미터는 시뮬레이션을 행할 때 필요하나, 실제로 SAC

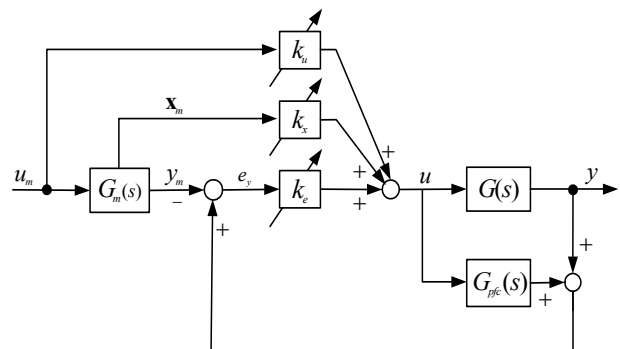


Fig. 5 Block diagram of the SAC with PFC

계를 설계하는 경우는 플랜트의 구조를 아는 것만으로 충분하다. Fig. 4에 있는 플랜트 모델의 고유진동수와 감쇠비는 파라미터 해석을 통하여 $\omega_n = 157rad/s$, $\zeta = 0.175$ 로 되었다³⁾. 개회로 게인은 개회로 스텝 응답 실험에서 $K = 0.0137((m/s)/volt)$ 로 구해졌다.

3. SAC의 구성

유압서보계의 위치추적제어를 구현하기 위하여, 이상적인 출력을 부여하는 기준모델을 설정한다. 이때의 제어목적은 기준모델 출력 y_m 에 유압서보계의 출력 y 를 추종시키는 것으로서, 이를 달성하기 위한 SAC계의 기본구성이 Fig. 5에 나타나있다. 그림에서 $G_m(s)$ 는 기준모델이고, u_m 은 기준모델의 입력이다. 기준모델 $G_m(s)$ 는 플랜트 $G(s)$ 의 차수에 의존하지 않고 임의로 결정할 수 있다. $e_y(t)$ 는 플랜트 출력에서 모델출력을 감한 출력오차이다. $k_e(t)$, $k_x(t)$, $k_u(t)$ 는 가변 적응계인으로서 적응조정법칙에 의하여 조정된다. SAC계의 제어입력 u 와 적응조정법칙은 식(9)로 부여된다. $G_{pfc}(s)$ 는 병렬 피드포워드 보상

기(PFC)로서 플랜트 $G(s)$ 를 ASPR화 하기 위해서 필요하다. ASPR(Almost Strictly Positive Real)성은 기존의 플랜트에 플러스게인 출력피드백을 실시한 폐루프계가 SPR(Strictly Positive Real)로 되는 성질을 말한다. 플랜트 $G(s)$ 가 ASPR조건을 만족할 때만, SAC계의 구성이 가능해진다. 보통 ASPR조건을 만족하는 플랜트는 지극히 적다. Fig. 4의 플랜트 모델 $G(s)$ 도 ASPR을 만족하지 않으므로, PFC의 도입이 필요하다. PFC를 부가했을 때는 확장계 $G_a(s) = G(s) + G_{pfc}(s)$ 가 ASPR이 되도록 $G_{pfc}(s)$ 를 설계하고 $G_a(s)$ 에 대하여 SAC를 적용하는 것으로 된다. 상대차수가 3인 플랜트에 적합한 PFC의 전달함수는 식(10)과 같이 표현되고, 파라미터들은 식(11)과 같이 설정할 수 있다⁵⁾.

$$\left. \begin{aligned} u(t) &= \mathbf{k}(t)^T \mathbf{z}(t) \\ \mathbf{k}(t) &= [k_e(t) \quad \mathbf{k}_x(t) \quad k_u(t)]^T \\ \mathbf{z}(t) &= [e_y(t) \quad \mathbf{x}_m(t) \quad u_m(t)]^T \\ \mathbf{k}(t) &= \mathbf{k}_p(t) + \mathbf{k}_1(t) \\ \dot{\mathbf{k}}_1(t) &= -\Gamma_1 \mathbf{z}(t) e_y(t) - \sigma(t) \mathbf{k}_1(t) \\ \mathbf{k}_p(t) &= -\Gamma_p \mathbf{z}(t) e_y(t) \\ \sigma(t) &= \frac{\sigma_1 e_y^2(t)}{1 + e_y^2(t)} + \sigma_2 \\ \Gamma_1 &= \Gamma_1^T > 0, \quad \Gamma_p = \Gamma_p^T > 0 \\ \sigma_1, \sigma_2 &> 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$G_{pfc}(s) = \frac{k_1}{(1+T_1s)(1+T_2s)} + \frac{k_2}{(1+T_2s)} \quad (10)$$

$$k_1 = 0.01K, \quad k_2 = 0.01K, \quad T_1 = T_2 = \omega_n^{-1} \quad (11)$$

$$G_{pfc}(s) = \frac{\delta(s+11\alpha)}{(s+\alpha)^2} \quad (12)$$

여기에서 K 와 ω_n 의 값들은 EHA시스템이 작동하는 동안 불확실하거나 또는 변화하므로, 위의 식(11)이 PFC의 최적 파라미터라고 보장할 수는 없다. 본 연구에서는 식(12)와 같이, PFC의 전달함수를 두 개의 조정가능 파라미터 α , δ 가 포함된 형태로 나타내었다. 이 기법의 특징은 $G_{pfc}(s)$ 에 관계 되어있는 1개의 파라미터 δ 의 선정으로 $G_a(s)$ 의 ASPR성과

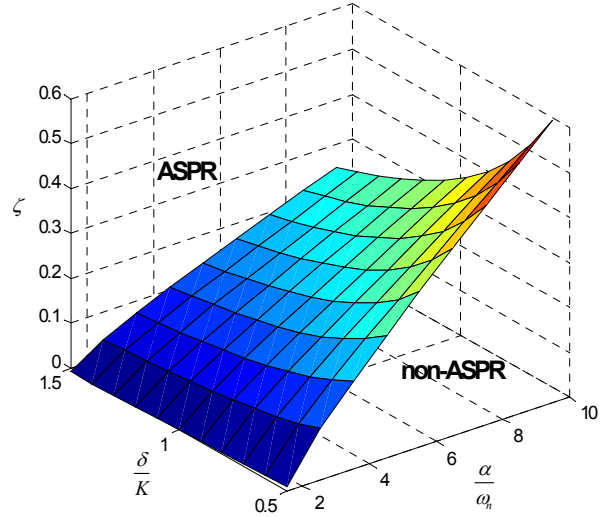


Fig. 6 Discriminate plane of ASPR condition

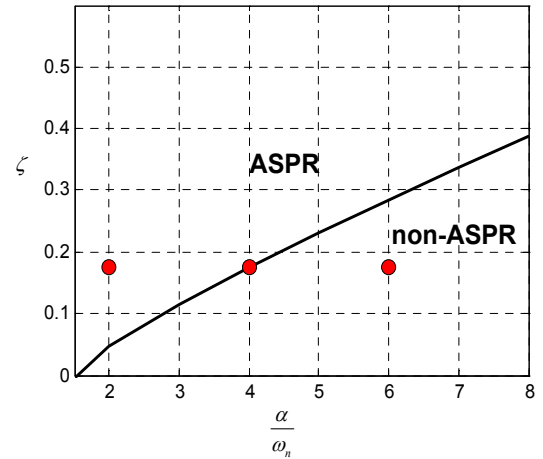


Fig. 7 ASPR condition with constant damping

$G_{pfc}(s)$ 에 의한 분로효과의 감소를 동시에 달성할 수 있는 점이다. 예를 들어 플랜트 파라미터의 변동 폭이 기지라면, 임의의 $\delta_0 > 0$ 가 존재하여 이보다 작은 $\delta > 0$ 에 대해 $G_a(s)$ 의 ASPR성이 항상 보증되도록 하는 일이 가능하다. 그 범위에서 δ 를 작게 선택하면, 분로효과는 감소한다. 위치추적에 SAC제어를 적용하여 ASPR조건을 만족하는 3차원 평면을 Fig. 6과 같이 작성하였다. 이로부터 감쇠비 $\zeta = 0.3$ 이상에서는 ASPR조건을 만족하는 영역이 증가 함을 알 수 있다. 그리고 α/ω_n 값이 커질수록 non-ASPR영역이 거의 비례적으로 증가 함을 알 수 있다. 파라미터 δ 가 일정한 상태에서 감쇠비 ζ 와 α/ω_n 의 관계를 그래프화 한 것이 Fig. 7에 나타나 있다. 이를 기초로 Fig.7의 등근점으로 마크된 3가지 경우($\zeta = 0.175$)에 대하여 각각 변위를 측정하는 실험을 수행하였다.

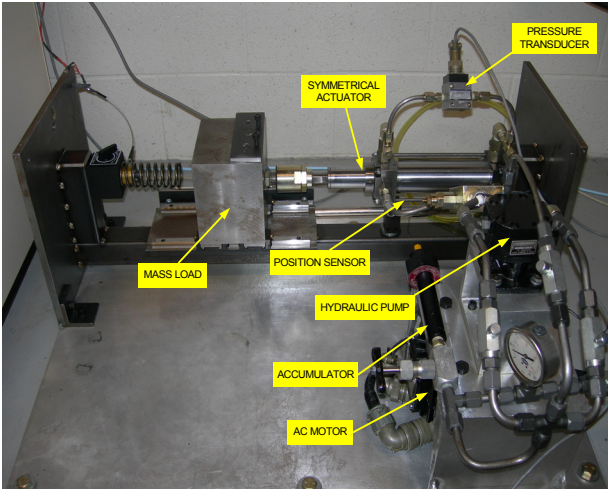


Fig. 8 Overview of experimental apparatus

Table 2 Design parameters for controller

SAC
$\Gamma_1 = \text{diag}[100 \ 10 \ 1.0 \ 10]$
$\Gamma_p = \text{diag}[1200 \ 10 \ 10 \ 10]$
$\sigma_1 = 0.001, \ \sigma_2 = 0.01$
$\delta = 0.01$
PID ($G_{PID}(s) = k_p + k_I/s + k_D s$)
$k_p = 1.2 \times 10^3$
$k_I = 1.0 \times 10^4$
$k_D = 0.02$

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서 사용한 실험장치의 사진이 Fig. 8에 나타나 있다. 위치제어 루프는 AC모터, 유압실린더, 그리고 질량부하로 이루어진다. 효율적이고 유연한 제어실험을 수행하기 위해서, Matlab-Simulink의 실시간 프로세싱 툴과 내셔널 인스트루먼트사의 데이터 획득 보드(NI: AT-MIO-16H-9)가 내장된 PC가 사용되었다. 실험수행에서 샘플링 시간은 AC모터의 대역폭, 그리고 폐회로 시스템의 요구되는 동특성을 고려하여 $T=0.001s$ 로 설정하였다. AC모터의 속도제어를 이용하는 이러한 개념의 장점은, 에너지절약 측면에서 여러 가지 종류의 제어 임무를 실현할 수 있다. 피스톤변위가 고정도 리니어 엔코더(Resolution: 50 nanometer)에 의하여 측정되어 위치제어 피드백 신호로 사용된다.

실험에 사용된 SAC와 PID제어의 설계 파라미터 값들이 Table 2에 열거되어있다. PID제어기 파라미

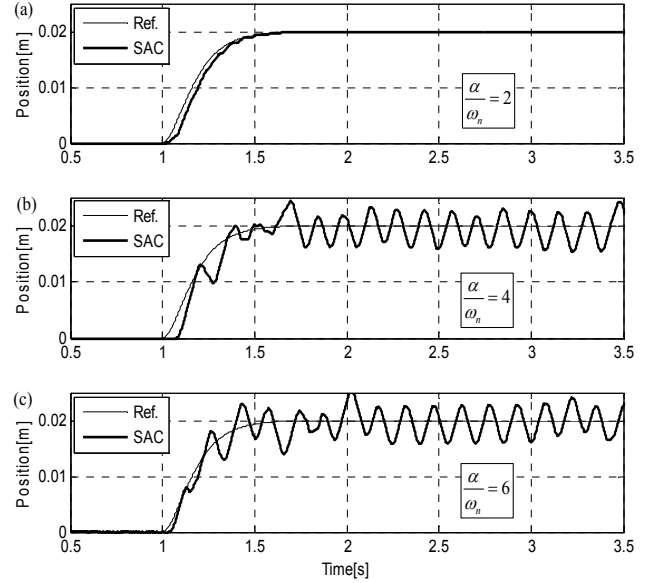


Fig. 9 Responses under ASPR and non-ASPR condition

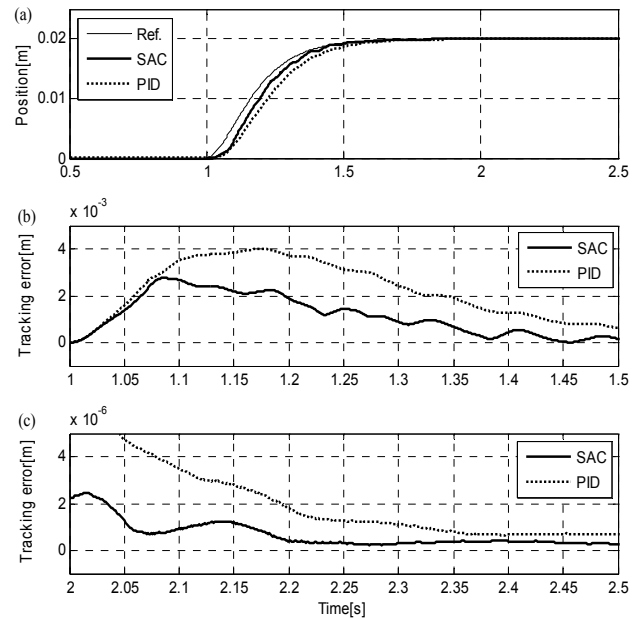


Fig. 10 Comparison of tracking performance

터는 선형 플랜트 모델의 제어관점에서 고찰하였을 때, 지배적 폐회로 극점(Dominant closed-loop pole)이 $-8.37 \pm j8.45$ 에 오도록 설계하였다. Fig. 9에 있는 3개의 그래프는 각각 $\alpha/\omega_n=2, 4, 6$ 인 경우의 응답을 나타낸다. ASPR조건을 만족하는 경우가 위치추적 성능이 월등히 우수함을 보여 주고 있다. 특히 $t = 1.5 \text{ s}$ 근처의 응답을 고찰하면, ASPR과 non-ASPR의 경계에 해당하는 $\alpha/\omega_n=4$ 일 때의 진동 진폭크기가 non-ASPR에 해당하는 $\alpha/\omega_n=6$ 일 때의 진동 진폭크기에 비하여 작게 나

타난다. 양쪽의 경우에 있어, 액츄에이터 자체뿐 만 아니라, 실험장치 전체가 심하게 흔들리므로 상당한 주의를 요한다. Fig. 10은 $\alpha/\omega_n = 2$ 인 경우의 SAC와 PID제어의 추적성능을 비교한 것이다. 특히 $t = 1.0s \sim 1.5s$ 사이의 과도상태에서 추적오차를 고찰하면, SAC가 PID제어 보다 추적성능이 우수하다. 아울러 $t = 2.0s \sim 2.5s$ 사이의 정상상태 추적오차를 고찰하면, 역시 SAC가 PID제어 보다 추적성능이 우수하다. 그러나 양쪽 모두 $1\mu m$ 이내의 위치 추적제어가 가능함을 보여주고 있다. 정상상태에 도달해 있는 $t = 2.5s$ 인 순간을 고찰하면, 정상 목표치에 대하여 SAC, PID제어가 각각 $2.488 \times 10^{-7}m$, $6.988 \times 10^{-7}m$ 의 위치추적오차를 발생하고 있다. 이로부터 정상상태에서 SAC가 PID제어에 비하여 약 2.8배의 고정도 위치제어를 실현하고 있음을 알 수 있다. 본 연구에서 채택한 전기 정유압 구동 액츄에이터가 펌프 회전속도 제어에 의하여 밸브제어 시스템특성을 나타내는 것은 주목할 만하다.

5. 결 론

본 연구에서는 비례 방향제어밸브 대신에 AC모터-유압펌프 유닛을 사용하여 액츄에이터 유량을 직접 제어함으로써 에너지절약과 고성능 위치 추적제어를 동시에 구현하였다. 단순적응제어(SAC) 계가 만족시켜야 하는 ASPR성을 3차원 평면에서 고찰함으로써 설계 파라미터들이 SAC성능에 미치는 영향을 예상 가능하게 하였다. 아울러 SAC계가 강인(Robust)하게 작동할 수 있는 범위를 2차원 평면에서 고찰하였다. 이를 기초로 PFC 파라미터와 플랜트모델 파라미터의 상관관계를 고찰하기 위하여, α/ω_n 값을 변화시켜 실험을 수행하였다. SAC의 위치추적 제어성능을 검증하기 위하여 극점배치법을 사용한 PID제어와 비교한 결과, SAC에 의하여 과도상태뿐 만 아니라 정상상태에서도 위치추적오차를 상당히 줄일 수 있었다. 향후 과제로서 SAC계의 PFC 파라미터를 적응적으로 온-라인 추정하여 강인성을 증진시킬 예정이다.

후 기

이 논문은 2010학년도 홍익대학교 학술연구진흥비에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- 1) N.D. Manning and G.R. Luecke, "Modeling & designing a hydrostatic transmission with a fixed-displacement motor", J. Dynam. Syst., Meas. Contr., Vol.120, pp. 45-50, 1998.
- 2) J. Watton, "Fluid Power Systems", Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1989.
- 3) Habibi, S.R., and Singh, G., "Derivation of Design Requirements for Optimization of a High Performance Hydrostatic Actuation System", International Journal of Fluid Power, 1, pp. 11-27, 2000.
- 4) Habibi, S.R., and Goldenberg, A. A., "Design of a New High Performance ElectroHydraulic Actuator", IEEE Trans. on Mechatronics, 5, pp. 158-164, 2000.
- 5) Iwai Z, Mizumoto I., "Robust and simple adaptive control", Int J Control, Vol. 55, No. 6, pp. 1453-1470, 1992.
- 6) 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 manipulators)", Trans Jpn Fluid Power Syst Soc., 34(6), pp. 126-133, 2003[in Japanese].
- 7) Kyouzumi K., Fujita Y. and Ebihara Y., "Simple adaptive control method with automatic tuning of PFC and its application to positioning control of a pneumatic servo system", Trans Inst Sys Control Inform Engrs 14(3), pp. 102-109, 2001[in Japanese].
- 8) H. Yanada and K. Furuta, "Adaptive control of an electrohydraulic servo system utilizing online estimate of its natural frequency", Mechatronics, 17, pp. 337-343, 2007.