

피드백 선형화 보상기와 외란 관측기에 의한 유압 시스템의 제어

Control of the Hydraulic System Using Feedback Linearization and Disturbance Observer

김태형 · 이일영
T. H. Kim and I. Y. Lee

1. 서론

유압 서보 제어 시스템은 밸브의 비선형 유량-압력 특성, 밸브의 히스테리시스 및 중립점 이동, 비대칭 실린더를 사용하였을 경우에 발생하는 비대칭 구동력 등과 같은 많은 비선형성을 가지고 있다. 따라서 선형 제어기를 사용할 경우에는 시스템의 안정성이 보장되지 않거나 제어 성능이 저감되는 경우가 많다. 이러한 단점을 극복하기 위하여, 선형 모델을 기반으로 하고 모델링 오차를 고려한 H_∞ 제어를 적용한 연구¹⁾, 내부 모델과 안정화 필터로 구성된 외란 보상기를 이용한 연구²⁾ 등이 보고되고 있다. 그러나 이와 같은 제어기들도 내부 모델로 선형화 모델을 사용하기 때문에 시스템의 안정성 측면에서는 만족스러우나 제어 성능의 측면에서는 만족스럽지 못한 경우가 종종 발생한다. 근래에는 유압 서보 제어 시스템에 피드백 선형화(feedback linearization) 방법³⁾을 적용하여 비선형성을 억제시키면서 제어 성능의 향상을 도모하는 연구들^{4)~7)}이 보고되고 있다.

본 해설에서는 위치 제어계의 비선형 모델을 기반으로 개루프 전달함수를 적분기 형태로 선형화하여 제어 입력과 출력의 관계를 선형 관계가 되도록 할 수 있는 입력-출력 선형화 방법을 이용한 피드백 선형화 보상기와 피드백 선형화 보상기의 단점을 보완하기 위한 외란 관측기를 포함한 제어기를 소개한다. 그리고 다양한 시스템을 대상으로 한 수치 시뮬레이션 및 실험을 통하여 본 해설에서 소개하는 제어기의 우수성을 확인한다.

2. 대상 유압 시스템의 수학적 모델링

2.1 대상 유압 시스템의 개요

일반적인 유압 서보 시스템은 서보 밸브, 서보 액추에이터 및 부하계로 구성된다. 서보 액추에이터로

서 유압 실린더를 사용할 경우의 시스템 구성을 Fig. 1에 나타내었다.

대상으로 하는 서보 밸브는 서로 쌍을 이루고 대칭인(matched and symmetric) 교축 유로(throttle passage)를 갖는 입계 센터형(critical center type) 밸브이다. 서보 밸브의 부하 유량 Q_l 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_l = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_s - \frac{x_v}{|x_v|} p_l \right)} \quad (1)$$

여기서, C_d 는 서보 밸브 교축 유로의 유량계수, w 는 교축 유로 면적 대 스톨 변위의 비, x_v 는 스톨의 변위, ρ 는 유압 작동유의 밀도, p_s 및 p_l 은 각각 공급 압력 및 부하 압력을 나타낸다.

식 (1)에서 스톨 변위 x_v 가 서보밸브 토크 모터에 흐르는 전류 i_v 에 비례하여 변한다고 가정하면 식 (1)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_l = K_{sv} i_v \sqrt{p_s - \frac{i_v}{|i_v|} p_l} \quad (2)$$

여기서, $K_{sv}(= Q_{ro}/(i_{vr}\sqrt{p_s}))$ 는 비례 상수, Q_{ro} 는 $i_v = i_{vr}$, $p_l = 0$ 일 때의 유량 즉, 정격 무부하 유량, i_{vr} 은 밸브 정격 전류이다. 식 (1)과 (2)는 밸브 내의 유동이 정상 상태 유동일 때에 성립한다.

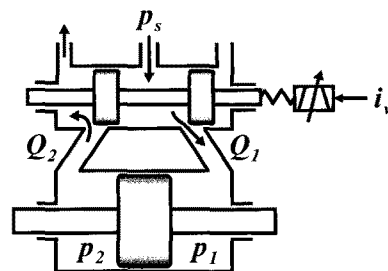


Fig. 1 Schematic of a general hydraulic servo system

실린더 양쪽 챔버(chamber)에 연속 방정식을 적용하고, 피스톤이 실린더 중앙 위치 부근에 머무르고 있다는 가정 하에서 다음 식이 얻어진다.

$$Q_i = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{tp} p_i + \frac{V_i}{4\beta_e} \frac{dp_i}{dt} \quad (3)$$

여기서, A_p 는 피스톤의 단면적, x_p 는 피스톤의 변위, $C_{tp} (= C_{ip} + C_{ep}/2)$ 는 실린더의 전체 누설 계수, C_{ip} 및 C_{ep} 는 실린더의 내부 및 외부 누설 계수, β_e 는 실린더 내 작동유의 유효 체적 탄성 계수, V_i 는 양쪽 챔버 체적의 합이다.

부하와 피스톤 결합체의 운동 방정식은 아래와 같다.

$$A_p p_i = M_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + F_l \quad (4)$$

여기서, M_t 는 부하와 피스톤 결합체의 질량, B_p 은 피스톤 및 부하계의 점성 마찰 계수, F_l 은 피스톤에 작용하는 외력이다.

서보 밸브 내 스톱의 운동 방정식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^2 x_v}{dt^2} + 2\zeta_v \omega_v \frac{dx_v}{dt} + \omega_v^2 x_v = k_v \omega_v^2 i_v \quad (5)$$

여기서, k_v , ζ_v , ω_v 는 각각 서보 밸브의 전류-변위 계수, 감쇠 계수 및 고유 주파수이다.

3. 피드백 선형화 보상기를 사용한 상태 피드백 제어기 및 외란 관측기의 설계

3.1 종래의 상태 피드백 제어기의 설계

피드백 선형화 보상기를 포함한 상태 피드백 제어기(feedback linearization - state feedback controller, 이하 FL-SFC)의 성능을 객관적으로 비교하기 위해서 종래의 상태 피드백 제어기(conventional state feedback controller, 이하 C-SFC)를 설계한다.

식 (1)을 대상 유압 시스템의 유효 동작점에서 선형화함으로써 아래의 식이 구해진다⁸⁾.

$$\begin{aligned} Q_i &= k_i i_v - k_p p_i + k_p p_i^* \frac{i_v}{i_v^*} \\ &= \left(k_i + \frac{k_p p_i^*}{i_v^*} \right) i_v - k_p p_i \\ &= k_i^{\#} i_v - k_p p_i = Q_x - k_p p_i \end{aligned} \quad (6)$$

여기서, k_i 는 서보 밸브의 전류-부하유량 계수, k_p 는 서보 밸브의 부하압력-부하유량 계수, i_v^* 및 p_i^* 는 각각 밸브 동작점에서의 전류 및 부하 압력, $k_i^{\#}$ 은 $k_i + k_p p_i^* / i_v^*$ 이다.

식 (3)~(6)로부터 상태 방정식과 출력 방정식을 구하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_v^2 - 2\zeta_v \omega_v & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{B_p}{M_t} & \frac{A_p}{M_t} \\ \frac{4\beta_e}{V_i} & 0 & 0 & -\frac{4\beta_e A_p}{V_i} & -\frac{4\beta_e (k_p + C_{tp})}{V_i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ k_i^{\#} \omega_v^2 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & \frac{M_t}{M_t} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_v \\ F_l \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

$$y = [00100] [x_1 x_2 x_3 x_4 x_5]^T \quad (8)$$

여기서, 상태 변수는 $x_1 = Q_x$, $x_2 = \dot{x}_1 = \dot{Q}_x$, $x_3 = x_p$, $x_4 = \dot{x}_3 = \dot{x}_p$, $x_5 = p_i$ 이다.

식 (7)로 표시된 시스템에 대한 제어기(C-SFC) 설계에는 극 배치법을 사용한다. 제어계 설계 과정에서 부여하는 시스템의 대표 극점들은 $-38 \pm 24i$ ($\omega_n \approx 45$ rad/s, $\zeta \approx 0.85$)에 두었다. 나머지 3개의 극점은 시스템의 동특성에 거의 영향을 미치지 않도록 대표 극점 실수부의 5배 위치로 결정하였다.

3.2 FL-SFC의 설계

이 절에서는 FL-SFC를 적용함으로써 서보 밸브의 비선형성을 극복하는 과정을 설명한다. 여기서는 FL-SFC를 적용한 위치 제어계의 실현을 간편화하기 위하여 식 (5)를 아래와 같이 근사화하기로 한다.

$$x_v \approx k_v i_v \quad (9)$$

식 (4)의 운동방정식을 시간에 대하여 한번 더 미분하여 다음 식을 얻는다.

$$\frac{d^3 x_p}{dt^3} = \frac{A_p}{M_t} \frac{dp_i}{dt} - \frac{B_p}{M_t} \frac{d^2 x_p}{dt^2} \quad (10)$$

식 (10)에 식 (3)과 (4)를 대입하여 정리하면 식 (11)을 얻을 수 있다.

$$\frac{d^3x_p}{dt^3} = \frac{4A_p\beta_e}{M_t V_t} Q_l - \left(\frac{4A_p^2\beta_e}{M_t V_t} - \left(\frac{B_p}{M_t} \right)^2 \right) \frac{dx_p}{dt} - \left(\frac{4A_p C_{tp}\beta_e}{M_t V_t} + \frac{A_p B_p}{M_t^2} \right) p_l + \frac{B_p}{M_t^2} F_l \quad (11)$$

식 (11)의 우변을 Q_l 이 내포된 항과 그 이외의 항으로 구분하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^3x_p}{dt^3} = f\left(\frac{dx_p}{dt}, p_l, F_l\right) + B(x) Q_l \quad (12)$$

여기서,

$$f\left(\frac{dx_p}{dt}, p_l, F_l\right) = -\left(\frac{4A_p^2\beta_e}{M_t V_t} - \left(\frac{B_p}{M_t} \right)^2 \right) \frac{dx_p}{dt} - \left(\frac{4A_p C_{tp}\beta_e}{M_t V_t} + \frac{A_p B_p}{M_t^2} \right) p_l + \frac{B_p}{M_t^2} F_l \quad (13)$$

$$B(x) = \frac{4A_p\beta_e}{M_t V_t} \quad (14)$$

식 (12)에 다음 식으로 표시되는 Q_l 을 사용함으로써 시스템의 비선형성을 상쇄시킬 수 있다.

$$Q_l = \frac{\left\{ \phi - f\left(\frac{dx_p}{dt}, p_l, F_l\right) \right\}}{B(x)} \quad (15)$$

따라서, 만약 식 (15)로부터 계산되는 유량을 지속적으로 공급한다고 하면 $d^3x_p/dt^3 = \phi$ 의 관계가 성립하므로 ϕ 에서 피스톤 위치 x_p 까지는 선형적인 관계가 된다. 이러한 조건에서 상태 피드백 제어기를 적용하면 Fig. 2와 같은 제어계를 구성할 수 있으며,

제어 계인의 조정에 의하여 페루프 극을 원하는 위치로 배치할 수 있다. 식 (16)은 Fig. 2로 표현된 제어계의 전달함수이고, 피드백 선형화 보상기를 이용한 위치 제어계의 공칭모델을 나타낸다.

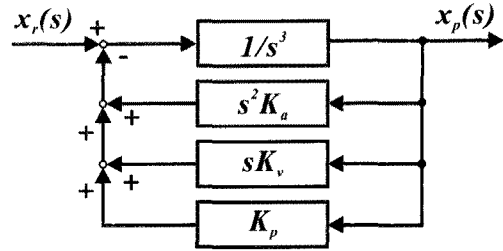


Fig. 2 Block diagram for the linearized system using FL-SFC

$$\frac{x_p(s)}{x_r(s)} = H_n(s) = \frac{K_p}{s^3 + K_a s^2 + K_v s + K_p} \quad (16)$$

Fig. 3은 여기서 설계한 FL-SFC를 적용한 유압 실린더 위치 제어계의 블록선도를 나타낸다.

3.3 외란 관측기의 설계

시스템의 물리 인자값 변동 및 외란 입력이 존재하는 경우에도 제어 성능 저하가 발생하지 않도록 하기 위하여, FL-SFC를 포함한 위치 제어계에 외란 관측기를 부가한 제어계(이하에서는 FL-SFC-DOB로 약칭함)를 설계하고자 한다.

외란 관측기를 부가한 위치 제어계를 Fig. 4에 나타낸다. Fig. 4에서 $H(s)$ 는 FL-SFC를 포함한 위치 제어계를 나타내고 $H_n(s)$ 는 식 (16)으로 나타낸 위치 제어계의 공칭 모델이다. $Q(s)$ 는 외란 보상용 필터를, $d(s)$ 는 부하 외력(또는 내부 파라미터 변화의

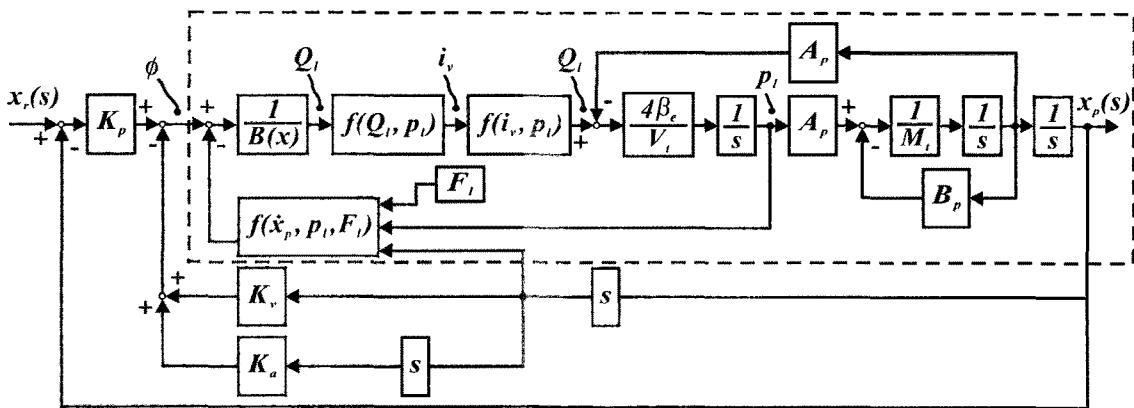


Fig. 3 Block diagram of the hydraulic control system using the FL-SFC [the block surrounded with dash line can be simplified to $1/s^3$ by the feedback linearization]

외란 상당량)을 나타낸다. Fig. 4에서 $H(s)$ 와 $H_n(s)$ 가 일치한다고 가정하면 다음과 같은 관계식들을 구할 수 있다.

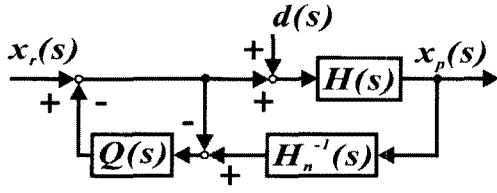


Fig. 4 Position control system with disturbance observer includeing FL-SFC

$$x_p(s) = H_n(s)\{x_r(s) + (1 - Q(s))d(s)\} \quad (17)$$

$$e(s) = x_r(s) - x_p(s) = \{1 - H_n(s)\}x_r(s) - H_n(s)\{1 - Q(s)\}d(s) \quad (18)$$

식 (18)의 우변 제 1항을 결정짓는 $H_n(s)$ 는 FL-SFC 설계 과정에서 먼저 정해지므로 외란 관측기 설계 과정에서 결정해야 할 부분은 $Q(s)$ 만이다. 따라서 $\{1 - Q(s)\}$ 가 예상되는 $d(s)$ 의 주파수 영역에서 충분히 작은 값이 되도록 외란 보상용 필터 $Q(s)$ 를 설계하면 된다.

본 해설에서는 일반적으로 사용되고 있는 Umeno¹²⁾의 방법에 의해 $Q(s)$ 를 설계한다. 대상 시스템의 상대 차수가 3인 경우에 $Q(s)$ 는 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$Q(s) = \frac{\alpha^3}{(s + \alpha)^3} \quad (19)$$

여기서 α 는 절단 주파수이다.

4. 실험 및 수치 시뮬레이션 결과

4.1 간략 유압 서보 시스템에서의 결과

4.1.1 실험 장치 및 실험 방법

Fig. 5는 본 해설에서 사용한 유압 서보 시스템의 사진을 나타낸다. 실험에 사용된 서보밸브의 정격유량은 19 l/min(정격압력 70 bar), 정격전류 15 mA 인 고응답형 밸브이다. 또한 실린더와 관성 부하 사이에는 로드셀을 설치하여 부하력을 계측하고 이로 부터 부하 압력을 계산하였으며, 시스템 공급압력 p_s 는 35 bar로 설정하였다.

4.1.2 C-SFC와 FL-SFC 적용시의 응답 결과 고찰

3장에서 설계한 C-SFC 및 FL-SFC를 적용하고 시스템에 10 mm 위치 신호에 상당하는 계단 입력 신호를 가했을 때의 수치 시뮬레이션 및 실험 결과들을 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 파선은 입력 신호를, 일점 쇄선들은 수치 시뮬레이션 결과들을, 실선들은 실험 결과들을 나타낸다.

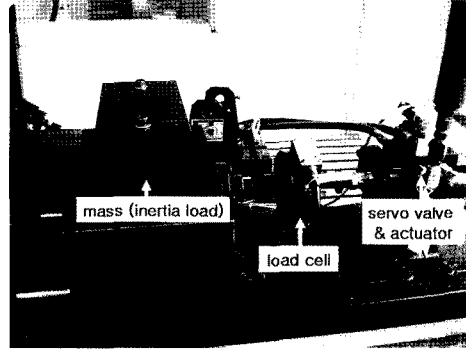


Fig. 5 Photo. of the experimental equipment

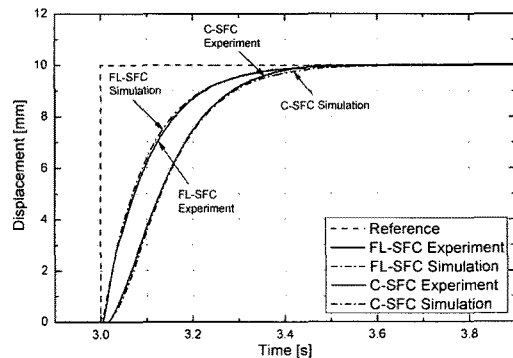


Fig. 6 Simulation and experimental results when C-SFC and FL-SFC applied to the object system

C-SFC 제어기 및 FL-SFC 제어기를 사용한 경우 모두에서 입력 신호에 대한 시스템의 위치 출력이 정상 상태 오차 없이 잘 추종함을 알 수 있으며 수치 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

그림에서, C-SFC 제어기를 사용한 경우의 5% 정착시간은 약 0.35 s이고, FL-SFC 제어기를 사용한 경우에는 약 0.29 s임을 알 수 있으며, C-SFC 제어기를 사용한 경우와 비교하였을 때 약 17.1% 단축되었음을 알 수 있다. FL-SFC 제어기를 설계하는 과정에서 C-SFC 제어기와 동일한 대표극점을 적용하였음에도 불구하고 정착시간이 단축된 것은 C-SFC 제어기의 경우에는 서보 밸브의 유량 방정식으로 식

(6)으로 나타낸 선형화 유량 방정식을 사용하였기 때문이다.

4.1.3 FL-SFC 및 FL-SFC-DOB 적용시의 응답 결과 고찰

FL-SFC 제어를 적용한 시스템에서 중력 부하 외란이 존재하는 경우(Fig. 7 참조)의 수치 시뮬레이션 및 실험 결과를 Fig. 8에 나타내었고, 동일한 부하 조건에서 FL-SFC-DOB 제어를 적용한 경우의 수치 시뮬레이션 및 실험 결과를 Fig. 12에 나타내었으며 외란 관측기의 대역폭은 200 rad/s로 하였다.

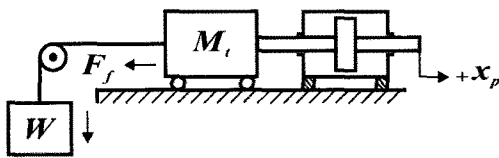


Fig. 7 Simplified schematic diagram of the load system in the object system

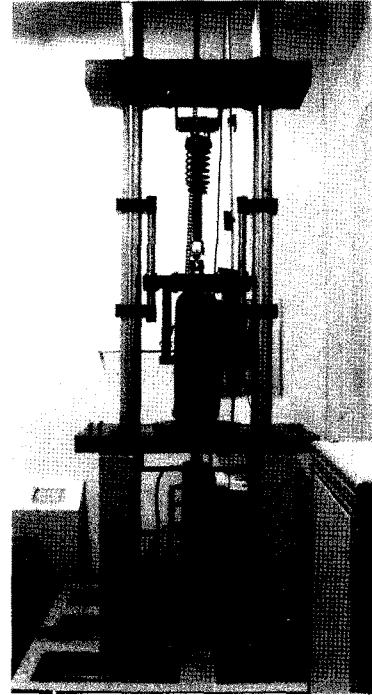


Fig. 10 Photo. of the 1/4 car simulator

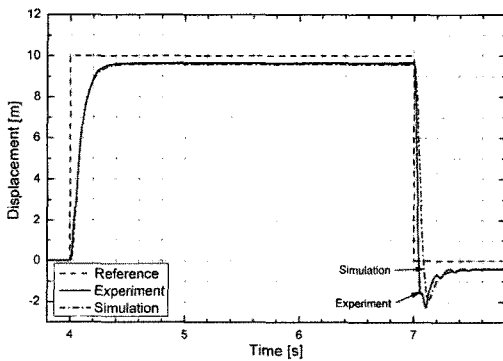


Fig. 8 Simulation and experimental results when FL-SFC applied to the object system with external disturbance

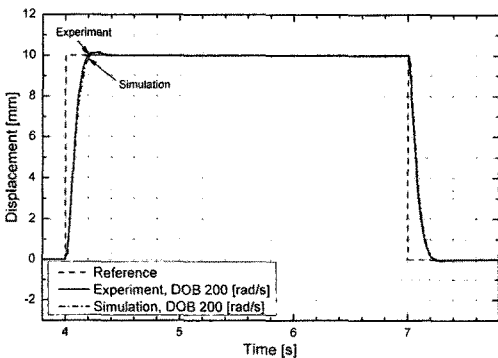


Fig. 9 Simulation and experimental results when FL-SFC-DOB applied to the object system with external disturbance

Fig. 8의 응답 결과와 Fig. 9의 응답 결과를 비교해 보면 외란 관측기가 없는 경우에는 부하 외란에 의해 정상 상태 위치 오차가 발생하고 시스템의 동특성이 나빠지는 경우도 발생하지만 외란 관측기를 사용함으로써 시스템의 강성이 향상되어 정상 상태 오차가 발생하지 않고 시스템의 동특성도 좋아짐을 확인할 수 있다.

4.2 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터의 위치 제어 결과

4.2.1 대상 시스템

여기서는 비교적 큰 부하 외력을 갖는 유압 서보 제어 시스템인 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터에 피드백 선형화 보상기를 적용한 사례를 소개한다(Fig. 10 참조). 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터는 차량 질량의 1/4에 해당하는 중량체를 유압식 완충 장치(hydraulic shock absorber)와 타이어로 구성된 1개의 현가장치가 수직 방향으로 지지하는 구조로 되어 있으며, 타이어 하부에 설치된 유압 실린더로서 타이어를 가진(加振)하게 된다.

1/4 차량 현가장치 시뮬레이터에서는 300 kg 이상의 질량체의 자중에 의한 부하 외력이 항상 존재하며, 유압식 완충 장치에서 발생하는 감쇠력은 완충 장치에 가해지는 속도의 크기 및 방향에 따라서 비선형적으로 변화한다.

4.2.2 시뮬레이터 부하계의 방정식

스프링 상부 질량체 m_s , 스프링 하부 질량체 m_u 및 구동 실린더부에 관한 운동방정식을 기술하면 다음과 같다.

$$m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + B_s \left(\frac{dx_s}{dt} - \frac{dx_u}{dt} \right) + k_s (x_s - x_u) = 0 \quad (20)$$

$$m_u \frac{d^2 x_u}{dt^2} + B_s \left(\frac{dx_u}{dt} - \frac{dx_s}{dt} \right) + k_s (x_u - x_s) + k_t (x_u - x_p) = 0 \quad (21)$$

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + k_t (x_p - x_u) = 0 \quad (22)$$

여기서, m_s 는 스프링 상부 질량, m_u 는 스프링 하부 질량, m_p 는 실린더 구동부의 질량, k_s 는 현가장치의 스프링 상수, k_t 는 타이어의 스프링 상수, B_s : 현가장치의 감쇠계수, B_p 은 피스톤 및 부하계의 점성 마찰 계수, x_s 는 m_s 의 변위, x_u 는 m_u 의 변위, x_p 는 피스톤의 변위이다.

그리고, 이 시뮬레이터의 가진에 필요한 부하력은 다음과 같이 구해진다.

$$F = A_p p_l = m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + k_t (x_p - x_u) + F_l \quad (23)$$

여기서, F_l 은 피스톤에 작용하는 외력이다.

4.2.3 FL-SFC-DOB에 의한 설계

식 (23)을 시간에 대하여 한번 더 미분하여 다음 식을 얻는다.

$$\frac{d^3 x_p}{dt^3} = \frac{A_p}{M_t} \frac{dp_l}{dt} - \frac{B_p}{M_t} \frac{d^2 x_p}{dt^2} - \frac{K_t}{M_t} \left(\frac{dx_p}{dt} - \frac{dx_u}{dt} \right) \quad (24)$$

식 (24)에 식 (22)와 (3)을 대입하여 정리하면 식 (25)를 얻을 수 있다.

$$\frac{d^3 x_p}{dt^3} = \left\{ \left(\frac{B_p}{m_p} \right)^2 - \frac{k_t}{m_p} - \frac{4\beta_e A_p^2}{m_p V_t} \right\} \frac{dx_p}{dt} + \left(\frac{k_t}{m_p} \right) \frac{dx_u}{dt} + \left(\frac{B_p k_t}{m_p^2} \right) x_p - \frac{B_p k_t}{m_p^2} x_u - \frac{A_p B_p}{m_p^2} p_l - \frac{B_p}{m_p^2} F_l + \frac{4\beta_e A_p}{m_p V_t} Q_l \quad (25)$$

식 (25)의 우변을 Q_l 이 내포된 항과 그 이외의 항으로 구분하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^3 x_p}{dt^3} = f \left(\frac{dx_p}{dt}, \frac{dx_u}{dt}, x_p, x_u, p_l, F_l \right) + B(x) Q_l \quad (26)$$

식 (26)은 다음 식으로 표시되는 Q_l 을 사용함으로써 시스템의 비선형성을 상쇄시킬 수 있다.

$$Q_l = \frac{\left\{ \phi - f \left(\frac{dx_p}{dt}, \frac{dx_u}{dt}, x_p, x_u, p_l, F_l \right) \right\}}{B(x)} \quad (27)$$

따라서, 만약 식 (27)로부터 계산되는 유량을 지속적으로 공급한다고 하면 $d^3 x_p / dt^3 = \phi$ 의 관계가 성립하므로 ϕ 에서 피스톤 위치 x_p 까지는 선형적인 관계가 된다.

4.2.1절에서 설명한 바와 같이 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터의 경우에는 부하 외력이 항상 존재하기 때문에 FL-SFC 만으로는 원하는 제어 성능을 얻을 수 없다. 따라서 3.3절에서 설명한 것과 동일한 방법으로 외란 관측기를 설계하여 FL-SFC-DOB를 구성한다.

4.2.4 실험 결과

FL-SFC 및 FL-SFC-DOB의 제어 성능을 비교·평가하기 위하여 PID 제어기를 설계하였으며, PID 제어 게인 값들은 실제 실험을 통하여 구한 최적의 값들이다.

대상 시스템의 제어기로 PID 제어기와 FL-SFC-DOB를 적용하고 크기가 ± 10 mm에 상당하고 주파수가 4 Hz인 정현파 위치 신호를 가했을 때의 시간 응답 결과들을 Fig. 11에 나타내었다. 그림에서 파선은 기준 입력 신호를, 실선은 PID 제어기를, 일점 쇄선 및 이점 쇄선들은 FL-SFC-DOB를 적용하고 외란 관측기의 절점 주파수를 각각 50 rad/s 및 200 rad/s로 하였을 때의 실험 결과이다. 그림에서, PID 제어기를 사용한 경우에는 FL-SFC-DOB를 사용한 경우보다 위상 오차는 작으나 정상 상태 오차는 더 큰 것을 알 수 있다.

제어기의 종류에 따른 정상 상태 오차를 좀 더 명확히 살펴보기 위해서 Fig. 11의 응답 결과들에서 위상 오차를 제거하였을 경우의 결과들을 Fig. 12에 나타내었다. 그리고 Fig. 12에 나타낸 시간 응답 결과들로부터 입력 신호에 대한 출력 신호의 크기 오차

를 Fig. 13에 나타내었다.

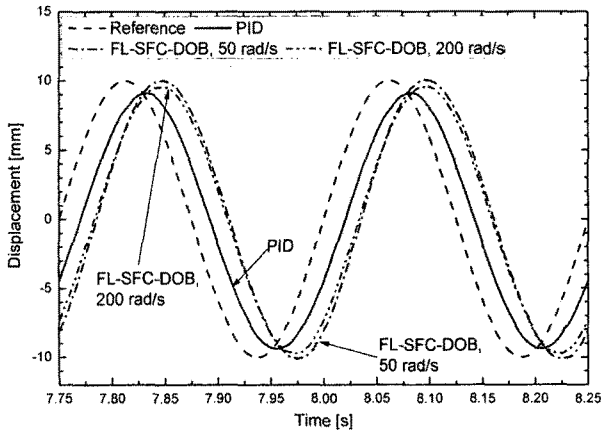


Fig. 11 Experimental results when PID, FL-SFC and FL-SFC-DOB applied to the object system under sinusoidal input signal (4 Hz, ± 10 mm)

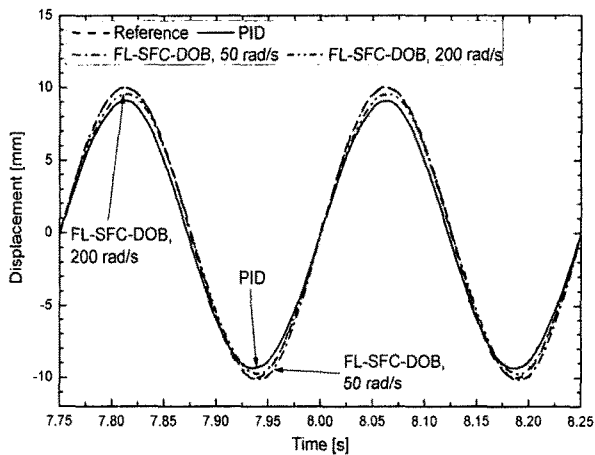


Fig. 12 The same signals as Fig. 11 [shifted on time axis to evaluate errors when excluding delay time effect]

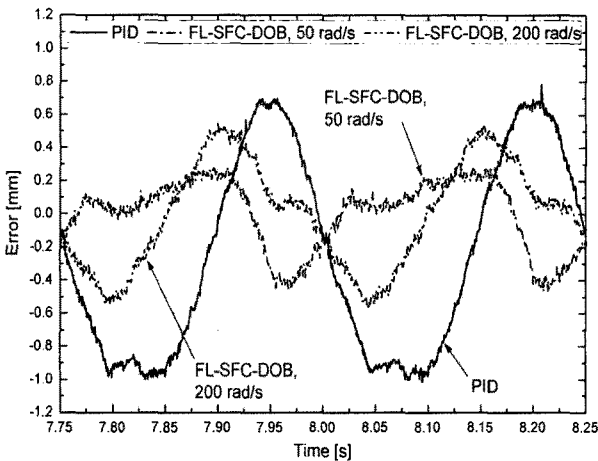


Fig. 13 Error between input and output evaluated based on Fig. 12

그림에서, FL-SFC-DOB를 사용한 경우가 PID 제어기를 사용한 경우보다 크기 오차가 작음을 알 수 있다. 그리고 FL-SFC-DOB를 사용한 경우와는 다르게 PID 제어기를 사용하는 경우에는 정현파 입력 신호의 방향에 따른 오차의 크기가 다를 수 있으며, 이것으로부터 정확한 정현파 출력을 얻을 수 없음을 확인할 수 있다. 이것은 PID 제어기는 유압식 완충기에서 발생하는 비선형·비대칭 감쇠력 변화에 의한 제어 성능 저하를 막을 수 없기 때문이다.

이상의 결과들로부터, FL-SFC-DOB는 부하 외란이나 시스템 물리인자값 변화가 존재하는 경우에도 강인한 제어가 가능하고 다양한 입력 신호에 대해서도 매우 양호한 제어 성능을 발휘함을 확인할 수 있다.

6. 결 언

본 해설에서는 유압 서보 시스템의 비선형성을 극복하면서 부하 외란이나 시스템 물리인자값의 변화가 존재하는 경우에도 강인한 제어를 할 수 있는 피드백 선형화 보상기와 외란 관측기를 소개하였다. 그리고 비교적 간단한 유압 서보 제어 시스템과 복잡한 부하계를 가지는 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터를 대상으로 한 수치 시뮬레이션 및 실험을 통하여 제어기의 성능이 우수하며 그 설계 과정이 간단함을 알 수 있었다. 본 해설에서 소개한 피드백 선형화 보상기와 외란 관측기는 다양한 유압 서보 제어 시스템의 제어기로 손색이 없다고 판단된다.

참고 문헌

- 1) A. Yamamoto, S. Yokota and Y. Tamura, "Accurate Precision Control of Electro-hydraulic Manipulator(Robust Control of a 6-Link Manipulator using a H-Infinity Control Method)", The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 28, No. 1, pp. 99~107, 1997.
- 2) A. Yamamoto, S. Yokota and Y. Tamura, "Accurate Precision Control of Electro-hydraulic Manipulator (Trajectory Control of a 6-Link Manipulator using Model Matching 2-DOFS Control Method with Disturbance Observer)", The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 28, No. 1, pp. 108~115, 1997.
- 3) J. E. Slotine and W. Li., "Applied Nonlinear Control", Prentice-Hall International, Inc., New

- Jersey 07632, pp. 246~266, 1992.
- 4) H. Hahn, A. Piepenbrink and K. D. Leimbach, "Input/Output Linearization Control of an Electro Servo-Hydraulic Actuator", Proc. 3rd IEEE Confer. Control Application, Glasgow, UK, pp. 995~1000. 1994.
 - 5) G. A. Sohl and J. E. Borrow, "Experiments and Simulations on the Nonlinear Control of a Hydraulic Servo system", IEEE Trans. on Control Sys. Tech., Vol. 7, No. 2, pp. 238~247, 1999.
 - 6) J. Tunay, E. T. Rodin and A. A. Beck, "Modeling and Robust Control Design for Aircraft Brake Hydraulics", IEEE Trans. on Control Sys. Tech., Vol. 9, No. 2, pp. 319~329, 2001.
 - 7) L. D. Re and A. Isidori, "Performance Enhancement of Nonlinear Drives by Feedback Linearization of Linear-Bilinear Cascade Models", IEEE Trans. on Control Sys. Tech., Vol. 3, No. 3, pp. 299~308, 1995.
 - 8) T. H. Kim and I. Y. Lee, "A New Linearized Equation for Modelling a Servovalve in Hydraulic Control Systems" Trans. of the KSME(A), Vol. 27, No. 5, pp. 789~797, 2003.

- 9) Electrohydraulic Valves - A Technical Look, Moog, Inc., New York., pp. 9~11.

[저자 소개]

김태형



E-mail : thkim.mmasteer@gmail.com

Tel : 051-620-1612

1975년 3월 6일생

2002년 부경대학교 메카트로닉스공학과

박사과정 수료, S&T 대우 기술연구소 근무,

2007~ 현재 부경대학교 산업과학기술

연구소에서 유압시스템 제어 응용에 관한 연구에 종사, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원

[저자 소개]

이일영(책임저자)



E-mail : iylee@pknu.ac.kr

Tel : 051-620-1612

1954년 8월 4일생

1986년 동경공업대학 제어공학과 박사 과정

졸업, 1986~현재 부경대학교 교수, 유

압시스템 맥동 해석, 유압시스템 제어, 유

압제어 밸브 개발에 관한 연구에 종사, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원