

전기·유압 서보 시스템의 제어성능 비교

Comparison of Control Performance in Electro·hydraulic Servo Systems

김도태·박경섭

D. T. Kim and K. S. Park

Key Words : Electro-Hydraulic Servo Systems(전기·유압 서보 시스템), Robust Position Control(강인 위치제어), H^∞ Control(H^∞ 제어), Plant Model Uncertainty(플랜트 모델 불확실성)

Abstract: A controller design procedure for an electro-hydraulic positioning systems has been developed using H^∞ control. The generalized plant models and weighting function for multiplicative uncertainty modelling error was presented along with H^∞ controller designs in order to investigate the robust stability and performance. Both disturbance rejection and command tracking performances were improved with the H^∞ controller, and the better uniformity of time response is achieved across wide range of operating conditions than the PID, LQR and LQG control scheme. The multiplicative uncertainty case was specifically suited for the design of an electro-hydraulic positioning control systems using H^∞ control.

1. 서 론

유압 서보 시스템은 전자제어기술과 융합하여 고속화, 고기능화 되는 추세이며, 이에 따라 각종 제어 이론도 유압 서보 시스템에 많이 응용하고 있다. 전기·유압 서보계의 제어기를 설계할 때는 실제 플랜트의 수학적 모델링 오차에 따른 모델 불확실성, 시스템 파라미터 변동에 따른 비선형요소의 동작점에 대한 선형화 오차, 서보 증폭기의 중립점 변동 등 비선형 요소의 영향, 작동유의 압축성 효과, 밸브와 관로 동특성에 따른 고차계의 저차원화에 따른 오차 및 외란 억제 능력 등을 고려하여야 한다. 지금까지는 PID제어와 같이 시스템 안정화를 위한 설계법, LQG 등의 평가함수를 최적화하는 설계법, H^∞ 제어와 같은 강인제어 설계법, 가변구조제어이론과 같이 비선형 제어기 설계법 등이 제안되어 있다^{1,2)}. 특히 전기·유압 서보계에서는 모델링 오차나 외란이 작용하여도 제어계가 안정하고, 정상편차가 없으며, 과도응답 특성이 양호한 관점에서 강인제어법이 주목 받고 있다.

본 연구에서는 전기·유압 서보밸브와 유압실린더로 구성된 위치제어계에 대해, H^∞ 제어이론을 적용하여, 일반화 플랜트를 구성하고 곱셈형식의 모델링 불확실성 검토, 가중함수 선정 및 H^∞ 제어기를 설계하여 시스템의 강인 안정성과 외란 억제 특성에 대한 시간응답을 조사하였다. 또한 시스템 파라미터 변동에 강인 안정성, LQR 등 다른 제어기 설계에서 구한 시간응답 특성과 비교하여 H^∞ 제어기의 유효성과 타당성을 검토하였다.

2. 플랜트 모델링과 모델 불확실성

2.1 플랜트의 전달함수

Fig. 1은 본 연구의 제어대상인 전기·유압서보계의 개략도이다. 부하는 질량-댐퍼-스프링이며, 전기·유압서보밸브(이하 서보밸브)로 제어되는 유압실린더의 위치, 부하의 위치제어에 대해 고려한다. 서보밸브를 통과하는 유량 q - 부하압력 P_l 의 관계는 다음과 같다.

$$q = k_v x_v \sqrt{P_s - P_l}, \quad P_l = P_1 - P_2 \quad (1)$$

식 (1)에서, k_v 는 밸브계수, x_v 는 밸브 개도, P_s 는 공급압력, P_1 , P_2 는 유압실린더 공급압력과 배출압력, sign 은 부호함수이며, 동작점 근방에서 선형화하

접수일 : 2006년 4월 10일
 김도태(책임저자) : 경일대학교 기계자동차학부
 E-mail : dtkim@kiu.ac.kr, Tel : 053-850-7126
 박경섭 : 경일대학교 기계자동차학부

면 다음과 같다.

$$\Delta q = k_q \Delta x_v - k_c \Delta p_l \quad (2)$$

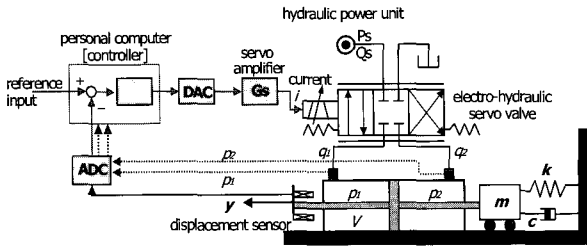


Fig. 1 Electro-hydraulic positioning system

식 (2)에서, k_q , k_c 는 서보밸브의 유량이득(flow gain), 유량-압력계수(flow-pressure coefficient)이다. 서보밸브와 유압실린더 사이에 작동유의 압축성을 고려한 연속방정식은 식 (3)과 같다.

$$\Delta q = A \frac{d\Delta y}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{d\Delta p_l}{dt} \quad (3)$$

여기서, A 는 피스톤 단면적, t 는 시간, V 는 체적, y 는 피스톤 변위, β 는 작동유의 체적탄성계수이다. 부하계의 운동방정식은 식 (4)와 같다.

$$M \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + B \frac{d\Delta y}{dt} + k_s \Delta y = A \Delta p_l \quad (4)$$

여기서, M 은 부하질량, B 는 감쇠계수, k_s 는 스프링 계수이다. 식 (2)~(4)로부터, 서보밸브의 스톱 변위 x_v 에서 피스톤 변위 y 까지 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{Y(s)}{X_v(s)} = \frac{b_0}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (5)$$

$$a_0 = \frac{k_s \beta k_c}{MV}, a_1 = \frac{k_s}{M} + \frac{\beta A^2}{MV}, a_2 = \frac{\beta k_c}{V}, b_0 = \frac{A \beta k_q}{MV}$$

여기서, s 는 라플라스 연산자, 대문자 X_v , Y 는 스톱 변위 x_v , 피스톤 변위 y 의 라플라스 변환을 나타낸다.

서보밸브의 동특성을 1차지연 요소로 근사하면³⁾,

$$G_{sv}(s) = \frac{X_v(s)}{I(s)} = \frac{K_{sv}}{T_v s + 1} \quad (6)$$

이다. K_{sv} 는 서보 증폭기의 이득, T_v 는 서보밸브의 시정수(time constant), I 는 전류 i 의 라플라스 변환이다.

식 (5), (6)에서, 전류 i 로부터 부하변위 y 까지 실

제 플랜트 모델(true plant model) $\tilde{G}(s)$ 는 식(7)로 표시할 수 있다.

$$\tilde{G}(s) = \frac{Y(s)}{I(s)} = \frac{b_0}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \frac{K_{sv}}{T_v s + 1} \quad (7)$$

제어기 설계에서는 식 (7)의 실제 플랜트 모델 $\tilde{G}(s)$ 보다는 설계용 공칭모델(nominal model) $G(s)$ 인 식(8)을 주로 사용한다. 이것은 식 (7)에서 작동유의 압축성과 서보밸브의 동특성을 무시하고 전기·유압 위치 서보계의 제어성능에 지배적인 인자만을 고려한 것이다.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{I(s)} = \frac{\bar{b}_0}{s^2 + a_1 s + a_0} \quad (8)$$

$$\bar{a}_0 = \frac{k_s}{M}, \bar{a}_1 = \frac{A^2}{Mk_{c0}}, \bar{b}_0 = \frac{AK_{sv}k_{q0}}{Mk_{c0}}$$

식 (8)에서, 서보밸브의 유량이득 k_{q0} 와 유량-압력계수 k_{c0} 는 임의의 동작점에 대한 k_q 와 k_c 의 값이다.

Table 1은 시스템 모델에 사용한 파라미터 값이다.

2.2 모델 불확실성 검토

Fig. 2는 식(7)의 실제 플랜트 모델 $\tilde{G}(s)$ 과 식 (8)에 나타난 설계용 공칭모델 $G(s)$ 의 전달함수에 대한 주파수 응답을 나타낸 것이다.

Fig. 2의 저주파수 영역에서 실제 플랜트 모델과 공칭모델의 이득과 위상 차이는 거의 없으나, 이득 피크점 이상의 고주파 영역에서는 모델링 오차가 나타난다. 이것은 설계용 공칭모델에서 작동유의 압축성과 서보밸브의 동특성을 고려하지 않았기 때문에 나타나는 것이다.

3. H_∞제어기 설계

H_∞제어는 외란억압제어와 감도 최적화 문제 이외에 강인 안정화 문제를 다루는 것도 가능하다.

Table 1 System parameter

A	2.155×10^{-3} m ²	M	32.278	kg	
β	1.5	GPa	2.867×10^{-4}	m ³	
k_s	3.5×10^{-6}	N/m	7	MPa	
k_{q0}	3.0×10^{-2}	(m ³ /s)/A	0.001	s	
k_{c0}	3.5×10^{-11}	(m ³ /s)/Pa	K_{sv}	2	m/A
B	1000	N·s/m	-	-	

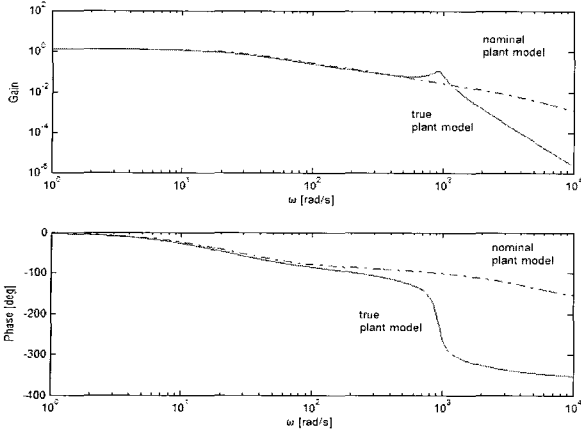


Fig. 2 Bode plot for true and nominal plant models

여기서는 감도함수(sensitivity function)에 가중함수(weighting function)를 추가하여 작게 하는 감도저감 문제와 곱셈형식의 모델 불확실성에 대한 강인 안정화 문제를 고려한 혼합감도문제(mixed sensitivity problem)⁴⁾를 적용하여 제어를 설계하고 그 성능에 대하여 검토한다.

3.1 H_∞ 제어계의 구성

Fig. 3은 본 연구의 제어계 설계에 사용한 잡음 n 을 고려한 혼합감도문제의 일반화 플랜트를 나타낸다. 여기서, P 는 플랜트 모델, K 는 제어기, u 는 제어 입력, w 는 외란, w_m, w_M, w_n 은 각각 가중함수, y 는 관측 출력, z 는 제어량이다. 즉 제어대상의 입력단에 부가되는 외란 w 는 출력단 z 에서 억압된다.

3.2 곱셈형식의 모델 불확실성을 고려한 H_∞ 제어기 설계

H_∞ 제어기 설계에서, 플랜트 모델을 설계용 공칭 모델인 식(8)로 정하면, 실제 플랜트 모델 $\tilde{G}(s)$ 와 공칭모델 $G(s)$ 에 대한 곱셈형식의 모델 불확실성은 식 (9)로 표시된다.

$$\Delta m(j\omega) = \frac{\tilde{G}(j\omega) - G(j\omega)}{G(j\omega)} \quad (9)$$

Fig. 4에서 Δm 은 식 (7), (8)의 곱셈형식의 모델 불확실성인 Δm 의 주파수 응답 특성이다. 곱셈형식의 모델 불확실성 Δm 의 피크(peak)는 실제 모델의 이득 피크 주파수에 대응한다. 압축성과 서보밸브 동 특성을 생략하여 저차원화 하였기 때문에 고주파수 영역에서 그 영향이 현저하게 나타난다.

Fig. 3에서, 제어기 설계 사양인 목표값 추종성을 확보하기 위해서는 감도함수 S 가 저주파수영역에서 이득이 작도록 루프정형(loop shaping)을 한다. 우선 이것을 기초로 하여 제어를 설계한다. 즉 저주파수 영역에서 이득이 크도록 주파수 가중함수 W_M 이 다음의 norm 조건을 만족하도록 설계하면 외란을 억제할 수 있다. 여기서 γ 는 일정한 상수 값이다.

$$\left\| W_M \frac{P}{1 - PK} \right\| < \gamma \quad (10)$$

또한 Fig. 3의 일반화 플랜트에서 강인 안정성은 식 (10)의 외란억압제어와 같이 외란 w 를 공통으로 입력하여 z_2 까지 루프에 대해 입력단에 부가된 곱셈형식의 모델 불확실성을 평가하는 것이다.

식 (9)의 곱셈형식의 불확실성 $\Delta m(s)$ 에 대하여,을 만족하는 가중함수 W_m 을 사용하여, 외란 w 에서 제어량 z_2 까지 H_∞ norm(H_∞-norm)을 1미만으로 하면,

$$|\Delta m(j\omega)| \leq |W_m(j\omega)| \quad (11)$$

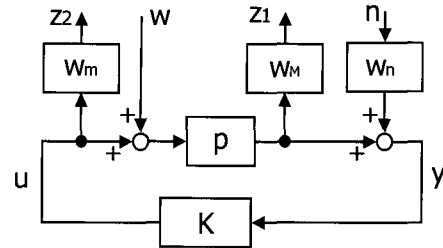


Fig. 3 General plant model for mixed sensitivity problem

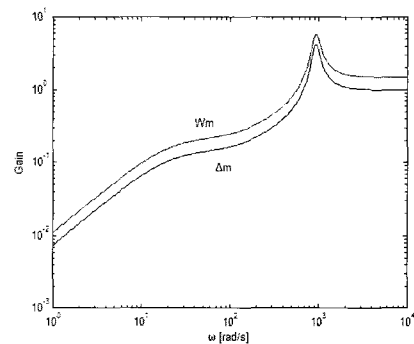


Fig. 4 Frequency characteristics of multiplicative uncertainty Δm and weighting function W_m

$$\left\| \Delta m(s) \frac{PK}{1 - PK} \right\| < 1 \quad (12)$$

이 만족되어, 강인 안정성을 확보하게 된다. 그러나 플랜트에서 곱셈형식의 불확실성 $\Delta m(s)$ 을 정확하

계 모델링 하는 것이 어렵기 때문에 가중함수 W_m 을 사용하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\|W_m \cdot T_m\| < 1, T_m(s) = \frac{PK}{1-PK} \quad (13)$$

식 (13)이 성립하면, 식 (12)는 항상 만족하게 된다. 즉 Fig. 3의 일반화 플랜트에서 상보감도함수 (complementary sensitivity function) $T_m(s)$ 에 대해, w 에서 z_2 까지 전달함수가 $W_m T_m$ 이 되도록 일반화 플랜트를 고려하여, 그 H_∞ 노미가 1미만이 되도록 하면, 식 (13)을 만족하는 제어기 K 를 구할 수 있다.

실제 이러한 가중함수는 제어기 설계에 적용하여 강인 제어기를 설계하고, 실제 플랜트에 적용하여 제어성능을 비교해 가면서 시행착오적으로 선정한다.

Fig. 3에서 외란 억압에 관한 가중함수 W_m 은 2로 선정하였다. 제어기의 차수(order)는 공칭모델의 차수와 가중함수의 차수를 합한 것이 되는데, 가중함수는 사양을 만족하는 범위에서 가능한 차수가 낮은 것을 선택하는 것이 좋다. 또한 W_m 은 곱셈형식의 불확실성 Δm 을 항상 감싸도록 선정한다. W_m 과 Δm 의 주파수 특성을 Fig. 4에 나타낸다.

$$w_M = 2 \quad (14)$$

$$w_m = \frac{1.5s(s+147)}{(s+20)(s+1000)} \times \frac{(s^2+1020s+7.225 \times 10^5)}{(s^2+186s+8.65 \times 10^5)} \quad (15)$$

Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 가중함수 W_m 은 곱셈형식의 불확실성 Δm 보다 항상 큰 값을 가지도록 선정하여야 한다. 그러나 파라미터가 변하면 식(11)을 만족하지 못할 수도 있기 때문에 설계한 제어기를 실제모델에 적용하여 강인 안정성을 한번 검증하여 보는 것이 좋다.

Fig. 3의 일반화 플랜트에서, 잡음 n 에 대한 가중함수 w_n 은 0.001로 정하였다. 이것은 가상적인 관측 잡음 n 에 대한 가중함수이며, 표준 H_∞ 제어문제의 해를 구하기 위한 조건을 만족하기 위해 도입하였다.

H_∞ 제어기는 리카티(Riccati) 방정식에 기초한 γ -반복법을 적용하여 매트랩에서 구하였다⁵⁾. γ -반복법은 기준값 γ 의 상대오차가 지정한 오차 이하로 되면 반복 계산을 종료되고, γ 가 최소가 되는 제어기의 시스템 행렬을 구한다. 곱셈형식의 불확실성에 기초한 H_∞ 제어기 설계에서, 본 연구에서 주어진 시스템 파라미터에 대해, γ 의 최소값은 0.3125였다. H_∞ 제어기의 전달함수는 식 (16), 주파수 응답은 Fig. 5와 같

다. 그림에서 보면 시스템 주파수 응답의 공진 피크에 대응하는 1000rad/s 부근에서 이득이 급격하게 감소하다가 증가하는 것을 볼 수 있다.

$$K = \frac{-2830589342(s+20)(s+1000)}{(s+25.24)(s+1196)(s^2+1094s+9.986 \times 10^5)} \times \frac{(s+4809)^2(s^2+186s+8.649 \times 10^5)}{(s^2+1.736 \times 10^4s+1.387 \times 10^8)} \quad (16)$$

4. 위치제어계의 제어성능 검토

4.1 과도응답 특성

Fig. 6은 실제 플랜트와 설계용 공칭모델의 개루프 제어에 대한 외란의 스텝, 임펄스 응답이다. 스텝 입력에 대한 목표값 응답시간은 약 0.15초이며, 임펄스 외란 입력을 제거하는 데 소요시간은 약 0.35초 정도이다.

Fig. 7은 계단입력 외란에 대한 제어입력 $u(t)$ 와 유압실린더의 피스톤 변위에 대한 공칭모델의 과도응답이다. 그림에서 보듯이 약 0.02초 정도의 응답시간을 가지며 정상편차 없이 목표값에 잘 추종하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 8은 임펄스 외란 입력에 대한 제어입력과 공칭모델의 응답으로써 외란 억압에 대한 강인성을 확인할 수 있다. 그림에서 보듯이 약 0.03초가 이후가 되면 외란이 거의 제거된다.

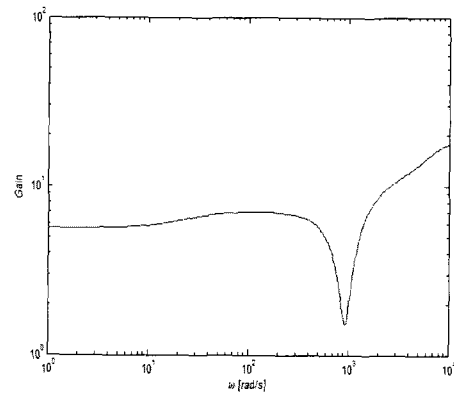


Fig. 5 Frequency characteristics of H_∞ controller

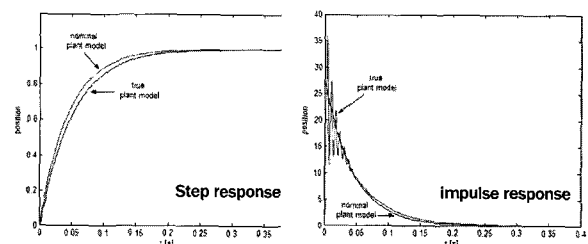


Fig. 6 Step and impulse response of open loop system

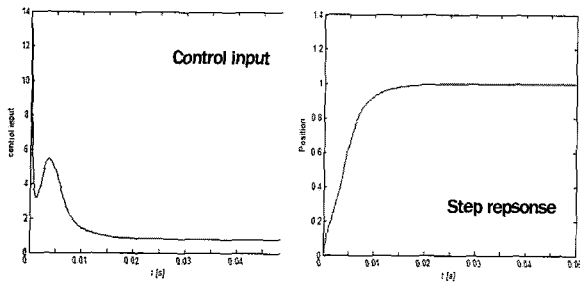


Fig. 7 Time response for step disturbance input

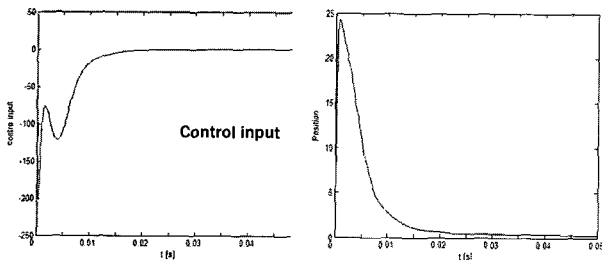


Fig. 8 Time response for impulse disturbance input

Fig. 9는 실제 플랜트 모델에 대한 시간응답 특성이다. H_∞ 제어기는 공칭모델에 근거하여 설계하였기 때문에 이 결과는 플랜트의 모델링 오차에 대한 H_∞ 제어기의 강인성을 나타내는 특성으로 볼 수 있다. Fig. 9에서 보듯이 실제 플랜트 모델의 응답특성도 공칭모델에서와 같이 약 0.02초가 되면 정상편차 없이 목표값에 잘 추종하는 것을 볼 수 있다. 임펄스 외란 입력에 대한 과도응답은 공칭모델과 비교하여 약 0.02~0.03초 정도 응답이 지연되지만, 설계사양을 충분히 만족한다.

4.2 시스템 파라미터 변동에 따른 제어성능 비교

파라미터 변동은 식(2)의 서보밸브 유량이득 k_q 와 유량-압력계수 k_c 의 동작점 변동에 따른 영향을 고려한다. Table 2에서 k_{q0} 와 k_{c0} 는 변동 범위의 중앙값을 나타내며, $k_{qmin}=0.0243$, $k_{qmax}=0.036$, $k_{cmin}=0.2286 \times 10^{-11}$, $k_{cmax}=5.867 \times 10^{-11}$ 이다.

Fig. 10 (a)는 Table 2의 파라미터 변동에 따른 곱셈형식의 모델 불확실성, (b)는 (a)의 파라미터 변동에 따른 H_∞ 제어기의 주파수 응답 특성이다. Fig. 10에서 제어기의 피크점이 크면 클수록 시스템이 진동할 확률이 높아지는 것을 볼 수 있다. 그리고 고주파수 영역에서 이득이 크면 외란 억제능력이 탁월한 것을 확인할 수 있다.

Fig. 11은 파라미터 변동에 따른 H_∞ 제어를 실제 플랜트 모델에 적용하여 시간응답을 구한 것이다. Fig. 11에서 실선은 Table 2의 파라미터 변동 (1), 점선은 (2), 일점쇄선은 (3)의 경우에 대한 시간응답을 나타낸다. 스텝입력에 대한 목표 추종성은 경우 (3)에서 오버슈트(overshoot)가 1%정도 발생하고, 정상편차도 1%정도 생겼다. 즉 H_∞ 제어기는 파라미터 변동에 영향을 거의 받지 않고 강인한 것을 볼 수 있다. 외란의 임펄스 입력에 대해서도 외란제거 능력은 Table 2의 (1), (2), (4)에서는 아주 좋은 성능을 보이나, (3), (5)의 경우는 (1), (2), (4)에 비교하여 다소 떨어진다. 그러나 (3)의 경우도 약 0.3초 정도가 지나면 외란이 거의 모두 제거된다. 따라서 곱셈형식의 모델 불확실성에 대한 H_∞ 제어기는 강인한 안정성과 양호한 과도응답 특성을 가짐을 알 수 있다.

지금까지는 곱셈형식의 모델 불확실성에 기초하여 H_∞ 제어의 특성을 검토하였다. H_∞ 제어기 설계에서, 덧셈형식의 모델 불확실성($\Delta a(s) = \tilde{G}(s) - G(s)$)을 고려하여 설계할 때도 있다.

Fig. 12는 식 (8)의 설계용 공칭모델과 덧셈형식의 모델 불확실성에 기초하여 H_∞ 제어기를 설계하고, 실제 플랜트에 적용하여 시간응답 특성을 구한 것이다.

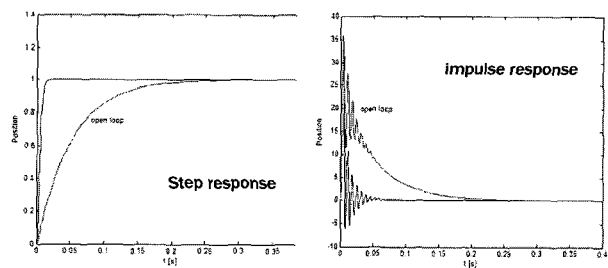


Fig. 9 Disturbance rejection for true plant model

Table 2 System parameter variation

Case	k_q	k_c
(1)	k_{q0}	k_{c0}
(2)	k_{qmax}	k_{cmax}
(3)	k_{qmax}	k_{cmin}
(4)	k_{qmin}	k_{cmax}
(5)	k_{qmin}	k_{cmin}

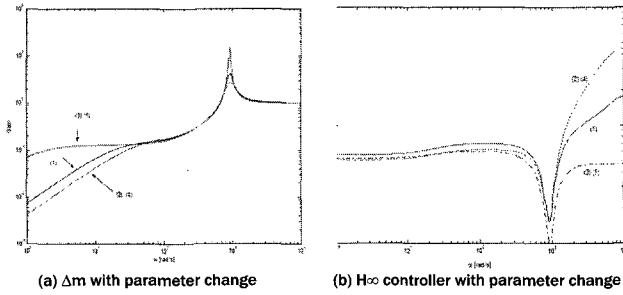


Fig. 10 Bode plot for multiplicative uncertainty Δm and H_∞ controller with parameter changes

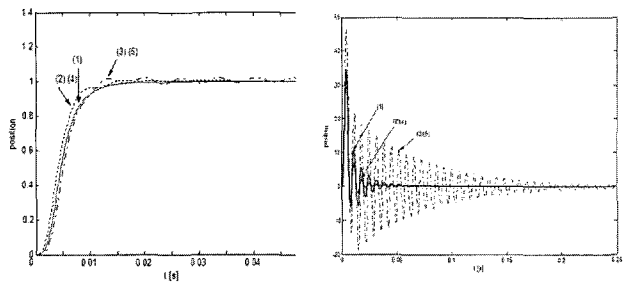


Fig. 11 Time response for parameter changes

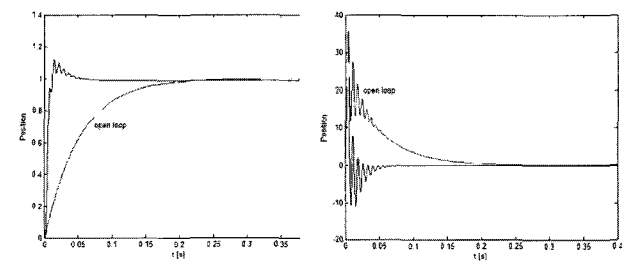


Fig. 12 Disturbance rejection for true plant model with additive uncertainty

Fig. 9의 곱셈형식 모델 불확실성에 대한 응답과 Fig. 12를 비교해 보면, 스텝과 임펄스 외란 입력에 대해 모두 목표값 추종성에 대한 시간응답은 양호한 제어성능을 나타낸다. Fig. 12에서는 Fig. 9에는 나타나지 않은 오버슈트가 나타남을 볼 수 있다. 따라서 전기·유압 위치 서보계에 대해, 곱셈형식의 모델 불확실성에 기초한 H_∞ 제어가 덧셈형식에 비교하여 실제 플랜트의 제어성능이 양호함을 볼 수 있다.

4.3 제어가 설계법 차이에 따른 과도응답 특성

본 연구에서 제안한 H_∞ 제어기의 유효성과 타당성을 검토하기 위해, 여기서는 같은 플랜트 모델에 PID제어, 최적제어에 기초한 LQR, LQG를 적용하여 제어성능을 비교·검토한다.

Fig. 13은 H_∞ 제어, PID, LQR, LQG의 제어성능을 비교한 것이다. Fig. 13에서, PID제어는 과도응답 특성과 정상편차를 개선하기 위해 산업현장에서 가장 많이 활용하고 있다. 그림에서 비레이득은 최대 허용 오버슈트를 고려하여 선정하였기 때문에 약간의 진동현상이 나타나며, 비레이득 $K_p=4.5$, 적분이득 $K_i=0.5$, 미분이득 $K_d=0.02$ 인 경우이다. PI제어, PID제어를 적용하면 오버슈트는 감소하고 정상상태 특성은 개선되지만 시스템의 응답성이 다소 떨어진다. LQR(linear quadratic regulator) 제어에서는 제어목적의 가중행렬 Q 를 크게 하면 응답시간은 빨라지나 큰 제어입력이 들어가서 오버슈트가 커질 가능성이 높고, 반대로 제어입력의 가중행렬 R 이 크면 작은 제어입력이 들어가므로 오버슈트는 줄어들지만 응답성이 저하한다. Fig. 13의 결과는 가중행렬 $Q=500$, $R=1$ 인 경우이며, 이 때 제어이득 벡터 $K=[3.13 \times 10^{-1} \ 2.62 \times 10^{-9} \ 16.81 \ 7.92 \times 10^{-3}]$ 이다. LQR의 응답은 H_∞ 제어에 비교하여 응답성이 약간 빠르지만, 진동현상이 발생함을 볼 수 있다. LQG제어에서는 모델링 오차나, 파라미터 변화와 같은 불확실성에 대해서 강인하다고는 말할 수 없다. LQG(linear quadratic Gaussian) 제어는 LQR의 가중행렬 Q, R 를 같만 필터의 가중행렬 Q_n, R_n 을 변화시켜 가면서 가장 적당한 가중행렬을 선정한다. LQG에서 칼만 필터 가중행렬 Q_n 이 변하는 경우 제어 이득은 변화가 없고, 필터 이득이 변하게 된다. Q_n 을 증가시키면 필터는 이득을 증가시켜 추정치들의 신뢰도가 좋아진다. 또한 칼만 필터의 가중행렬 R_n 이 변하는 경우, 제어 이득은 변화가 없고, 필터이득은 줄어들게 된다.

Fig. 13에서 LQG의 결과는 $Q=50, R=1$, 칼만 필터의 가중행렬 $Q_n=10, R_n=0.1$ 인 경우이다. H_∞ 제어와 같이 오버슈트는 나타나지 않지만 상승시간 (rise time) 등의 속응성이 약간 저하한다.

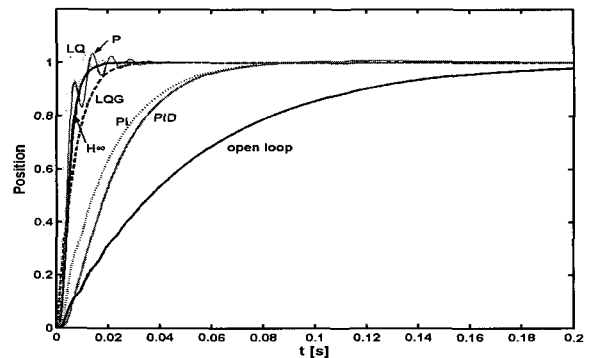


Fig. 13 Comparison of time response with various control schemes

4. 결 론

본 연구에서 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) H_{∞} 제어를 이용하여, 전기·유압 서보계의 모델링 오차, 파라미터 변동에 강인한 제어기 설계법을 제안하였고, 목표값 추종성과 외란억제능력에 대한 제어 성능을 비교·검토하여 유효성과 타당성을 확인하였다.

(2) 강인한 제어성능 측면에서, 곱셈형식의 모델 불확실성에 기초한 H_{∞} 제어기 설계법이 덧셈형식에 비교하여 양호한 과도응답 특성을 얻었다.

(3) PID제어, LQR 및 LQG제어와의 제어 성능 평가를 통하여, H_{∞} 제어에 의한 시스템의 과도응답특성이나 정상상태 특성이 다른 제어기법에 비교하여 우수함을 확인하였다.

향후 H_{∞} 제어기 설계에서, 제어계의 설계사양에 적합한 가중함수의 효율적인 선정법에 대해 검토할 필요가 있다.

참 고 문 헌

- 1) S. Yokota, "Applications of state-of-the-art control theorems", JHPS, Vol. 26, No 7, pp. 831~834, 1995.
- 2) T. Muto, "Super Application of Robust Control", JHPS, Vol. 28, No. 4, pp. 388~389, 1997.
- 3) W. J. Thayer, "Transfer Function for Moog Servo valves" Technical Bulletin 103 (Moog Inc).
- 4) 美多 勉, "H $_{\infty}$ 制御", 昭晃堂, 2000.
- 5) G. J. Balas et al., " μ -Analysis and Synthesis Toolbox", Mathworks Inc.