

편로드 유압시스템의 강인 위치제어에 관한 연구

조택동*, 서송호**, 양상민***

A Study on the Robust Position Control of Single-rod Hydraulic System

Taik-Dong Cho*, Song-Ho Seo**, Sang-Min Yang***

ABSTRACT

A driving simulators of aircraft and vehicle may consist of hydraulic power systems with many single-rod cylinders. The single-rod hydraulic systems are convenient but need more robust control scheme in order to achieve a reliable performance against the wide range of operating disturbances and the inherent model uncertainties. H_{∞} control scheme was implemented to the 2 degree-of-freedom hydraulic device similar to the simple driving simulator. With the reasonable disturbances from sensor, base and pump and also with the linearization of model, the simulation and experimental results showed good agreements.

Key Words : H_{∞} control scheme, single rod hydraulic system(편로드 시스템), model uncertainties(모델 불확실)

1. 서론

항공분야와 자동차 분야에서 이용되고 있는 드라이빙 시뮬레이터(driving simulator)나 진동대 등은 유압시스템을 가진기로 사용하고 있다. 일반적으로 이러한 시스템들은 무게중심에서 길이방향(longitudinal axis)과 좌·우방향(lateral axis)을 중심으로, 각 축의 회전운동을 제어하고 정확한 위치 및 속도 제어, 재현성과 안전성이 보장되어야 하나

큰 하중, 작동유의 압축성, 편로드 유압실린더의 비선형성등 유압시스템이 가지는 단점으로 인해 정밀도와 안정성을 보장하기가 쉽지 않은 실정이다.

편로드 유압시스템은 수압면적이 작고, 제작이 용이하며 가격이 저렴하다는 장점은 있으나 피스톤의 전방과 후방의 수압면적이 다르기 때문에 동특성에 비선형성을 포함하고, 왕복속도에 차이가 생기므로 고속, 고출력, 고정밀도가 요구되는 서보용 액추에이터로의 적용이 어렵다.

* 충남대학교 기계설계공학과

** 국방과학연구소

*** 충남대학교 기계설계공학과 대학원

지금까지 편로드 유압시스템의 경우 대부분 LVDT를 이용한 실린더의 선형변위 및 속도에 대한 연구가 진행되어 왔다. 그러나 본 실험은 시물레이터나 진동대와 같이 원하는 각도를 추종하도록 하는 연구로서 이는 기준이 되는 지반의 변화에 따라 상대적으로 제어하기를 원하는 상판의 절대 각도를 제어하는 것이므로 기존의 단일 LVDT센서로는 절대각을 측정하기 어렵다. 이러한 경우 경사각의 절대치 측정은 tiltmeter를 주로 사용하는데 이는 경사각에 의한 유전성 액체의 이동을 정전용량의 변화로 출력하는 원리를 이용하는 것이다. 그러나 진동이나 충격이 존재하는 경우 센서내의 유전성 액체의 진동 특성으로 인하여 센싱오차를 유발하게 되며 이에따른 제어의 어려움이 발생한다. 따라서 이러한 센서의 진동특성을 센서잡음으로 고려하고 시스템의 모델링에서 발생하는 불확실성과 외란을 제어하기 위해서는 다중 입,출력 제어기법이 필요하다.

PID등과 같은 단일 입,출력 제어기법은 모델불확실성 및 외란이 존재하는 편로드 유압시스템의 경우 시스템의 안정화 및 성능을 보장하기 어렵고, 최적제어 기법인 LQ제어기법은 추정기가 입수할 수 없는 상태들을 모두 측정가능해야 하는 제한이 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 도입된 LQG/LTR 최적제어 기법은 제곱형태의 평가함수를 최소화하는 H_2 제어이론으로 좋은 성능과 안정도를 보장하는 장점은 있으나 시스템의 불확실성이나 외란에 대한 안정도 여유를 고려하지 않는 단점을 가지고 있다. 그러나 H_∞ 제어기는 기존의 최적제어기법에 비해, 보장된 성능하에 외란과 잡음, 그리고 시스템의 불확실성에 대해 강인성을 가진다⁽¹⁾.

편로드 유압시스템의 연구로써 1985년 劉長年은 비대칭 유압실린더의 수학적 모델링을 유도하고 양로드 유압실린더와 같이 선형해석기법으로 모델링하였고⁽²⁾, 1996년 Plummer등은 유압서보시스템이 외란 및 압력의 변화에 적응할 수 있는 강인적응 제어기법을 이용하여 위치제어를 하였다⁽³⁾.

1988년 Glover와 Doyle은 주어진 페루프 전달함수가 H_∞ -norm의 주어진 값 γ 보다 적고, 플랜트를 안정화시키는 모든 제어기의 상태공간에서의 해를 발표하였다. 1989년 Doyle등은 표준 보상기 형상과 대수 Riccati 방정식에 의한 해에 의해 H_2 제

어기(일반화된 LQG)와 H_∞ 제어기 사이의 연관성이 있음을 설명하였다⁽⁴⁾.

본 연구는 무게중심으로부터 길이방향(longitudinal, 롤링)과 좌·우방향(lateral, 피칭)을 중심으로 각 축에 대한 회전에 대하여 간섭운동이 발생할 경우 외부환경의 영향을 받지않고 항상 안정하게 제어할 수 있는 강인제어기법을 적용하였다.

2. 편로드 유압 시스템의 모델링

Fig. 1은 본 연구에 적용된 유압시스템으로 중앙에 회전중심이 되는 지지대가 있고 길이방향과 좌우방향의 회전 각도를 제어하기 위해 유압실린더를 장착하였다.

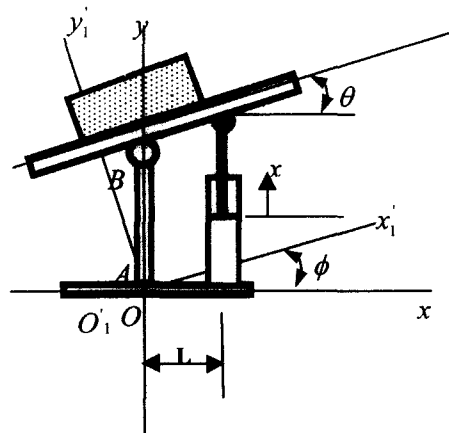


Fig. 1 Schematic diagram for modeling of gimbal system

유압시스템의 기구학적 거동은 θ, ϕ 가 크지않고 각속도 $\dot{\phi}$ 가 작을 경우, 식을 선형화시키면 (1)식과 같이 단순화 할 수 있다.

$$J\ddot{\theta} = F_u L \quad (1)$$

상판의 회전각이 매우 작다고 가정하면 $L\theta = x_p, L\phi = x_d$ 이므로

$$x_p = L\theta - x_d \quad (2)$$

여기서, x_p 는 피스톤의 변위, L 은 중심축으로부터 피스톤까지의 거리, θ 는 상판의 수평각이다.

밸브-유압실린더-부하계의 수학적 모델은 서보 밸브의 구동전류(i)와 실린더의 피스톤 변위(x_p)사이의 관계이다. 유압실린더의 변위(x_p)의 변화에 따라 상판의 수평각이 변화한다. 수평각의 변위량은 각도센서에 의해 측정되고 이는 센서 전압의 검출량에 비례한다. 검출된 전압은 시스템의 오차값으로 이용하여 서보밸브의 입력으로 가한다.

서보밸브의 동특성은 일반적으로 저주파수 영역에서 1차함수로 표현하며, 서보밸브의 구동전류(i)와 스톨변위(x_v)와의 관계는 다음과 같다⁽⁵⁾.

$$\frac{x_v}{i} = \frac{K_{sv}}{\tau_v s + 1} \quad (3)$$

여기서, x_v , K_{sv} , τ_v 는 서보밸브의 스톨변위, 이득, 및 시정수를 나타낸다.

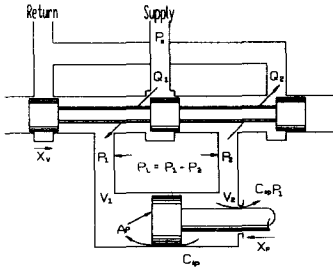


Fig. 2 Valve-piston system

Fig. 2의 편로드 유압실린더의 모델링은 피스톤의 수압면적이 다르기 때문에 동특성에 비선형을 포함하고, 왕복속도에 차이가 생긴다. 편로드 유압실린더에 대한 수학적 모델링은 劉長年이 제안한 것을 인용하였으며 이는 왕복시 생기는 편로드 실린더의 비선형성을 부가 외부외란으로 수식적으로 나타내고 양로드와 같이 선형 해석기법으로 모델링하였다⁽²⁾.

편로드 유압실린더를 갖는 서보밸브의 부하 유량식은 \dot{x}_p 의 방향에 따라 식을 유도하여 다음과 같이 양방향에 대한 결과식으로 정의할 수 있다.

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (4)$$

$$Q_L = \alpha C_d a w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L)} \quad (5)$$

여기에서,

$$\alpha = \frac{1 + \eta}{\sqrt{2(1 + \eta^2)}} \leq 1 \text{ 이다.}$$

식(5)는 편로드 실린더를 갖는 서보 밸브의 부하유량식이다.

서보밸브의 부하유량식을 작동점(x_v, P_L^*) 근방에서 테일러 급수 전개하여 식(6)과 같이 선형화할 수 있다.

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (6)$$

여기서,

$$K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} = \alpha C_d a w \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L^*)} \quad (7)$$

$$K_c = -\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} = \frac{\alpha C_d a w x_v^*}{2\sqrt{\rho(P_s - P_L)}} \quad (8)$$

편로드 유압실린더의 부하 유량식은 식(9)와 같다.

$$Q_L = A_{me} \dot{x}_p + C_{tp} P_L + \frac{V_e}{4\beta_e} \dot{P}_L \quad (9)$$

여기서, A_{me} 는 평균 피스톤 단면적이며, C_{tp} 는 피스톤의 전체 누설계수이다.

식(9)에서 A_{me} 는

$$A_{me} = \frac{(1 + \eta)a}{2(1 - \eta)} \quad (10)$$

여기에서 η 는 유량비이고, a 는 피스톤 로드 단면적이다.

유압실린더의 등가용적 V_e 는 식(11)과 같이 구할 수 있다.

$$V_e = A_e l \quad (11)$$

여기서,

$$A_e = \frac{(1 + \eta^3)a}{(1 + \eta^2)(1 - \eta)} \quad (12)$$

안정화 시스템의 운동방정식인 (1)식에 $F_u = A_e P_L$ 대입하고 정리하면 식(13)을 얻을 수 있다.

$$\theta(S) = \frac{K_q x_v + A_{me} x_a S}{S \left(\frac{V_e}{4\beta_e} \frac{J_o}{LA_e} S^2 + K_{cc} \frac{J_o}{LA_e} S + A_{me} L \right)} \quad (13)$$

여기에서 $K_{ce} = K_c + C_{tp}$

K_c 는 밸브영점 부근에서 선형화한다면 $K_c=0$ 이다. Fig. 3은 편로드 유압시스템의 블록선도이다.

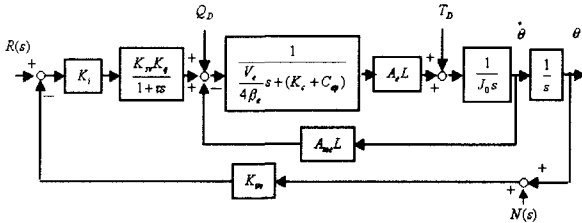


Fig. 3 Blockdiagram of the electro-hydraulic system

유압시스템의 상태공간모델은 상태변수 x, ν 를 $x = [\theta \ \dot{\theta} \ P_L]'$, $\nu = [Q_D \ T_D]'$ 로 정의하면 다음과 같이 구해진다. 여기에서 서보밸브의 시상수 τ 는 유압시스템의 동적거동에 대해 매우 작으므로 무시할 수 있다.

식(13)을 상태공간 행렬로 표현하면

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_g x + E_g \nu + B_g u \\ y &= C_g x + n \end{aligned} \quad (14)$$

여기에서

$$A_g = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & A_e L / J_0 \\ 0 & -4\beta_e A_{me} L / V_e & -4\beta_e K_{ce} / V_e \end{bmatrix},$$

$$E_g = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1/J_0 \\ 4\beta_e / V_e & 0 \end{bmatrix},$$

$$B_g = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 4\beta_e K_{sv} K_f K_i / V_e \end{bmatrix}, C_g = [1 \ 0 \ 0]$$

여기에서 Q_D, n 는 각각 외란, 센서잡음이다.

3. H_∞ 제어기의 설계

제어시스템 설계자의 궁극적인 목적은 시스템의 안정성을 보장하는 제어기를 설계하는 것이다.

그러나 실제환경에서 시스템은 시간에 따라 그 특성이 변화할 수 있고 외부환경(부하, 외란등)이 변화할 수 있기 때문에 제어 시스템은 이러한 환경의 변화에 견딜수 있어야 한다. 또한 시스템의 모델링과 과정중에 비선형요소나 간략화하기 위해 무시한 요인들에 의해 시스템은 예상치 못한 거동을 하게 됨으로서 시스템의 안정성에 커다란 문제를 발생시킬 수 있다.

플랜트의 부분은 2개의 입력과 2개의 출력을 가진다. 플랜트의 입력들은 제어입력과 외부입력으로 나눌 수 있다. 제어입력 u 는 제어기의 출력이고 외부 입력 w 는 외부외란, 센서로부터의 잡음, 추적 혹은 명령신호들이다.

플랜트 출력 y 는 측정되고 되먹임되는 신호이고 제어기에 입력으로 인가해 준다. z 는 조절된 출력이고 제어하기를 원하는 신호이다.

Fig. 4로부터

$$\begin{aligned} z &= P_{zw}w + P_{zu}u \\ y &= P_{yw}w + P_{yu}u \\ u &= K_\infty y \end{aligned} \quad (15)$$

제어입력 u 를 소거하면 조절된 출력과 외부입력 사이의 페루프 전달함수는 다음과 같이 주어진다⁽⁴⁾.

$$\begin{aligned} z &= [P_{zw} + P_{zu}K(I - P_{yu}K)^{-1}P_{yw}]w \\ &= F(P, K_\infty)w \end{aligned} \quad (16)$$

최적의 H_∞ 제어 문제는 다음과 같다.

$$\|F(P, K_\infty)\|_\infty \leq \gamma \quad (17)$$

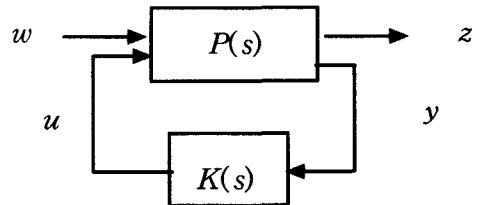


Fig. 4 Two port block diagram for H_∞ control

플랜트를 상태공간에서 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1w + B_2u \\ z &= C_1x + D_{11}w + D_{12}u \\ y &= C_2x + D_{21}w + D_{22}u \end{aligned} \quad (18)$$

packed-matrix $P(s)$ 는 다음과 같이 쓸수 있다.

$$P(s) = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \quad (19)$$

여기에서,

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} A_g & 0 & 0 \\ -B_{w1}C_g & A_{w1} & 0 \\ 0 & 0 & A_{u2} \end{bmatrix}, \\ B &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & \gamma_d E_g \\ B_{w1} & -\gamma_n B_{w1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} B_g \\ 0 \\ B_{u2} \end{bmatrix}, \\ C_1 &= \begin{bmatrix} 0 & C_{w1} & 0 \\ 0 & 0 & C_{u2} \end{bmatrix}, \quad C_2 = [-C_g \ 0 \ 0] \\ D_{11} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_{12} = \begin{bmatrix} 0 \\ D_{u2} \end{bmatrix}, \\ D_{21} &= [0 \ 0 \ 0 \ 1], \quad D_{22} = [0] \\ w &= \begin{bmatrix} d \\ n \end{bmatrix}, \quad z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

외란에 대한 시스템의 강인성과 명령추종 성능을 위해 가중치 함수를 적절히 조절함으로써 시스템의 전달함수를 결정짓고 시스템의 성능을 향상시킬 수 있으며 본 연구에서는 다음과 같이 선정하였다.

$$\begin{aligned} W_s &= \begin{bmatrix} A_{w1} & B_{w1} \\ C_{w1} & D_{w1} \end{bmatrix} = \frac{0.9}{s+9} \\ W_2 &= \begin{bmatrix} A_{u2} & B_{u2} \\ C_{u2} & D_{u2} \end{bmatrix} = \frac{0.001s}{s+1} \\ \gamma_d &= 350, \quad \gamma_n = 0.002 \end{aligned} \quad (20)$$

이때의 H_∞ 제어기는 식(21)과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} K(s) &= \frac{8.8 \times 10^2 s^4 + 1.76 \times 10^4 s^3 + 2.6 \times 10^6 s^2}{s^5 + 34.6s^4 + 3.32 \times 10^3 s^3 + 6.6 \times 10^4 s^2} \\ &\quad + \frac{1.9 \times 10^7 s + 1.68 \times 10^7}{3.47 \times 10^5 s + 2.8 \times 10^5} \end{aligned} \quad (21)$$

4. 실험장치 및 방법

Fig. 5는 본 연구의 대상인 실험장치이고 Fig. 6은 안정화 장치에 장착된 유압공급장치의 회로도이다. 실험장치는 유압을 발생하여 공급하는 유압공급장치부와 원하는 거동을 실행하기 위한 actuator부 그리고 제어이론을 적용하여 제어명령을 발생하는 제어부로 나누어진다.

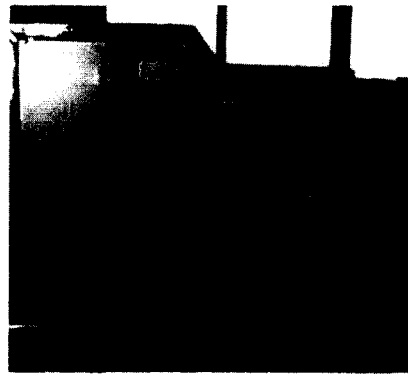


Fig. 5 Photograph of hydraulic system

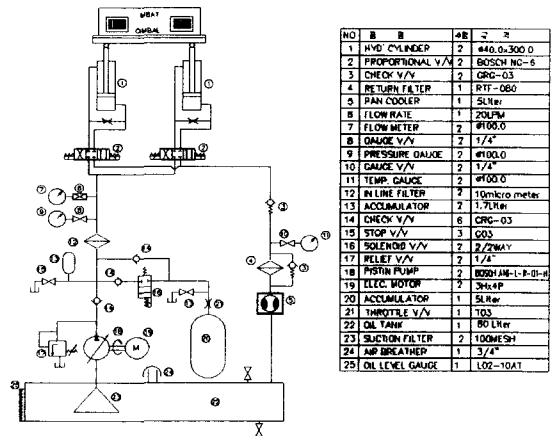


Fig. 6 Schematic circuit of hydraulic system

유압공급장치부는 220 VAC, 60Hz, $\phi 3$ 의 전원을 입력으로 피스톤 펌프를 구동하여 유압을 발생시키고 서보밸브(NG6, BOSCH)로 유량을 조절하여

실린더에 공급하도록 설계 하였다. actuator는 구조적으로 유니버설조인트의 원리를 이용하여 Roll과 Pitch방향의 운동을 독립적으로 구동하고 제어할 수 있는 구조로 설계 하였다. 여기에 부착된 센서는 Tiltmeter로 $\pm 30^\circ$ 의 범위에서 $\pm 5VDC$ 의 전압을 비례적으로 출력한다.

제어부는 개인용PC에 Data Acquisition Board를 장착하여 신호입출력을 처리하고 C언어를 이용하여 제어 프로그램을 작성 하였다.

Table 1. Parameter used in system

Parameter	Description	Value
A_1	헤드측 유압 피스톤의 면적	12.5 cm^2
A_2	로드측 유압 피스톤의 면적	8.765 cm^2
C_{ip}	유압피스톤의 내부 누설계수	$0.047 \text{ cm}^5/\text{kg}_f\text{sec}$
K_q	서보밸브의 유량 이득	$19 \text{ cm}^3/\text{sec}/\text{cm}$
P_s	공급 압력	$50 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$
β_e	작동유의 유효 체적탄성계수	$14000 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$
τ_v	서보밸브의 시정수	0.01 sec
J_o	시스템의 관성모멘트	5136 kg cm^2
l_s	유압실린더의 최대 행정	19 cm

5. 결과 및 고찰

본 논문에서는 PI 제어기와 H_∞ 제어기를 이용하여 전산모사 및 실험을 하였다. PI 제어기의 이득은 $K_p=60$, $K_i=0.2$ 를 선정하였다. 이는 H_∞ 제어기의 스텝입력에 대한 유사한 응답특성을 나타내는 것으로 결정하였다. 그리고 시스템의 불확실성은 유압의 증가로 인한 유량계인과 관성부하의 변화에 대한 응답특성을 비교하고, 외란은 스텝입력을 2.5초 이후 인가하였다. 시스템의 모델링의 정확성을 검증하기 위해 simulink를 통하여 시뮬레이션 하였고 이를 동일조건의 실험결과와 비교하였다.

Fig. 7은 시뮬레이션 결과로서 PI 제어기를 사

용하였을 경우 시스템의 과도응답과정에서 시스템이 많은 진동을 유발함을 알 수 있다. Fig. 8은 시스템에 가해주는 제어입력으로 PI 제어기의 경우 입력의 진폭이 큼으로서 실험시 센서의 진동특성으로 인한 유압시스템의 진동이 발생함을 예측할 수 있다. 그러나 H_∞ 제어기를 사용한 경우 시스템의 진동이 거의 없고 제어입력 변화가 미소함을 알 수 있다. 이 결과는 예측했던 센서의 진동특성을 고려하면 실험결과와 일치하는 응답을 보임으로써 모델링의 타당성을 증명하였다. Fig. 9는 유압펌프의 구동시 시스템에 전달되는 진동의 영향을 보여주고 있다. 이는 시스템의 외란으로 고려하였다. 2개의 유압펌프를 구동하였을 경우 1개의 유압펌프를 구동한 경우의 2배 이상 진폭이 증가했다. Fig. 10은 시스템에 가해지는 외란을 보여주고 있다. 외란은 2.5sec에서 진폭이 4.65° 인 스텝입력으로 가해주었다. 2.5초와 3초에서 출력값이 큰 것은 센서가 경사에 의한 액면의 이동을 정전용량의 변화로 출력하기 때문에 상판의 방향 전환시 진동특성으로 인한 센서의 외란이 포함되었기 때문이다. Fig. 11은 1개의 유압펌프를 구동했을 경우 시스템의 진폭이 18° 인 스텝입력에 대한 응답을 보여주고 있다. PI제어기와 H_∞ 제어기를 사용한 경우 동일한 정착시간을 가지도록 두 제어기의 이득을 고려하였다. Fig. 12는 2개의 유압펌프를 구동하였을 경우에 대한 응답을 보여주고 있다. 이는 시스템의 변화(공급압력)로 인해 PI제어기를 사용하였을 경우 응답의 정착시간이 느려지고 과도응답에서 큰 진동이 발생하였으나 H_∞ 제어기를 사용하였을 경우 시스템의 변화가 응답에 미치는 영향이 적음을 알 수 있다. Fig. 13은 스텝입력에 2.5sec에서 스텝 외란을 가해준 경우이다. PI 제어기를 사용한 경우 시스템의 진동이 장시간 발생함을 알 수 있고 H_∞ 제어기를 사용한 경우보다 불안정함을 알 수 있다. Fig. 14는 하중 120Kg의 부하를 가해준 경우이다. PI 제어기를 사용한 경우 시스템이 변하기 전 이득을 사용함으로써 시스템이 불안정해짐을 알 수 있다. 이는 시스템의 변화에 따라 PI 이득을 변화시켜 주어야 함을 알 수 있다. 그러나 H_∞ 제어기를 사용한 경우 시스템의 특성이 변화할 경우에도 응답에 큰 변화가 없음을 알 수 있다. 따라서 외란

이나 불확실성이 포함된 시스템의 경우 PI제어기를 사용한 경우보다 H_{∞} 제어를 사용함으로써 시스템의 안정화를 이룰 수 있음을 알 수 있다.

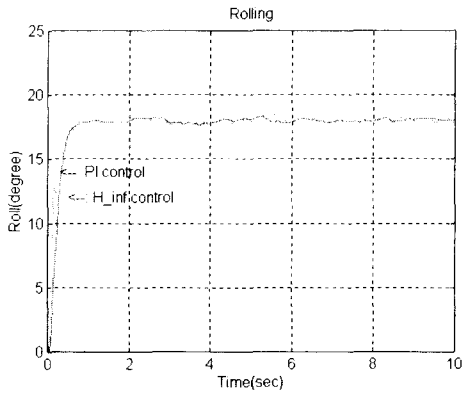


Fig. 7 Simulation result of step response

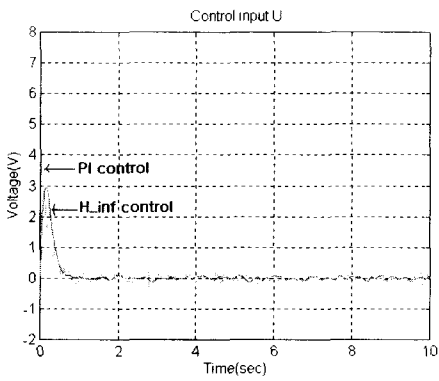


Fig. 8 Simulation result of control input

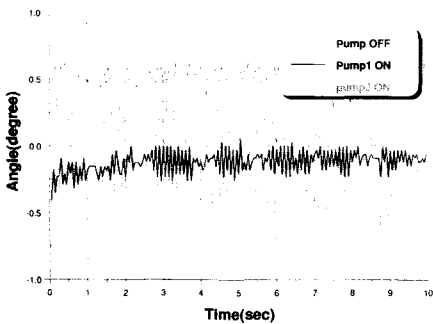


Fig. 9 Vibration test of sensor without and with pump1 and pump2

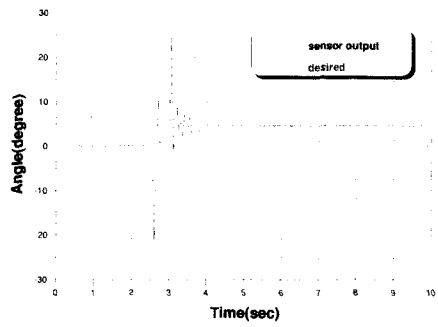


Fig. 10 Step disturbance

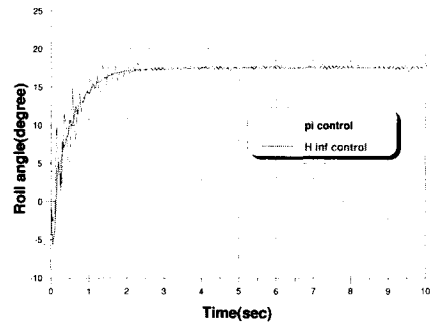


Fig. 11 Step response with pump 1 (reference input 18°)

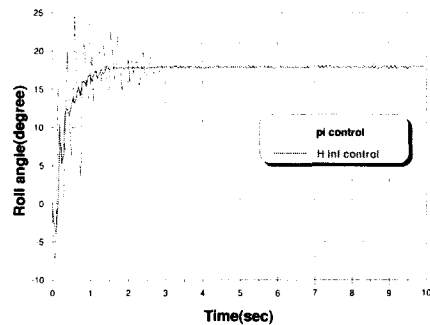


Fig. 12 Step response with pump 2 (reference input 18°)

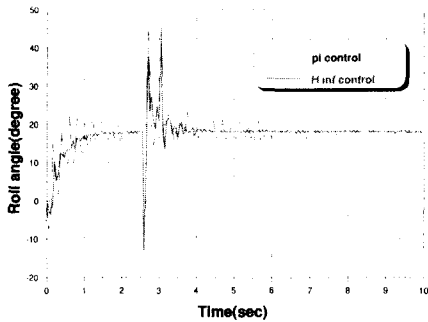


Fig. 13 Step response with disturbance using pump2

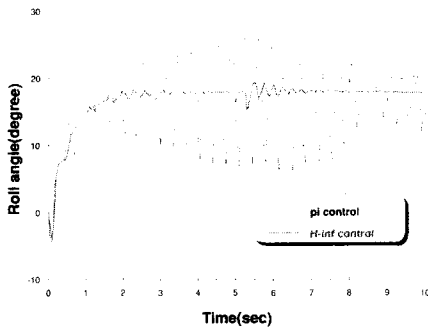


Fig. 14 Step response with load (reference input 18°)

6. 결론

본 연구에서는 시스템의 수학적 모델링으로 인한 오차, 외란 및 센서의 특성으로 인한 잡음등이 존재하는 편로드 유압시스템의 실험 및 모사실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

편로드 유압시스템의 수학적 모델링을 제시하였고 시스템의 불확실성(외란, 부하등)이 존재하는 시스템의 경우 PI제어기를 사용하였을 경우, 응답의 정착시간이 느려지고 과도응답에서 큰 진동이 발생함을 알 수 있었다. 또한 시스템 특성의 변화에 따라 PI 제어기의 이득을 변화시켜 주어야 하나 제안한 H_{∞} 제어기를 사용하였을 경우 시스템의 변화가 응답에 미치는 영향이 미소함을 알 수 있었

다. 이는 스텝입력에 외란을 가해준 경우, 부하를 첨가한 경우 그리고 공급압력을 변화시켜준 경우에 대해 실험을 한 결과 PI 제어기를 적용한 시스템은 시스템의 진동이 장시간 발생하였으나 제안한 H_{∞} 제어기를 적용한 경우는 시스템의 변화에 응답의 특성이 변하지 않음을 알 수 있었다. 따라서 외란이나 불확실성이 포함된 편로드 유압시스템의 경우 제안한 H_{∞} 제어기를 적용함으로써 시스템의 안정화 및 강인한 응답을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

참고문헌

1. Kemin Zbou, "Robust and optimal control," Printice Hall, pp. 459~462, 1995.
2. 劉長年, "非對稱 サ-ボ 油壓 シリング-의 動的 研究," 油壓 技術, pp47~58, 1985.7.
3. A. R. Plummer, N.D.Vaughan, "Robust Adaptive Control for Hydraulic Servosystems," ASME Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, vol. 118, pp237~244, 1996.
4. J. C. Doyle, K. Glover, P.P. Khargonekar, and B.A. Francis, "State-space solutions to stand H_2 and H_{∞} control problems," IEEE Trans. on Automat. Contr., vol. AC-34, pp.831~847, 1989.
5. Herbert E. Merritt, "Hydraulic control system," John Wiley & Sons, Inc., pp.145~150, 1967.
6. Michael Green, David J. N. Limebeer, "Linear Robust Control," Printice Hall, pp. 285~294, 1996
7. Taco J. Viersma, "Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines," Elsevier scientific pub., 1980.
8. Bahram shahian, "Control system design using matlab," Printice Hall, pp.395~431, 1993
9. 박명식, 박성환, 이진걸, "유압식 핀-온-디스크형 마멸시험기의 설계 및 제어에 관한 연구," KACC, 1996.
10. 김종해, 엄태호, "혼합감도최소화를 이용한 열간압연 구동기에 대한 H_{∞} 속도제어," 제어·자동화·시스템공학 논문지. 제4권 1호, pp134~140, 1998.
11. Edward J. Haug, "Intermediate Dynamics," Prentice-Hall International Inc., pp.256~277, 1992.