

< 논 문 >

편로드 유압실린더의 운동제어를 위한 자기동조 제어기설계

Self-Tuning Controller design for the motion control of a Single Rod Hydraulic Cylinder

김 정 태* · 김 문 생**

Jeoung-tae Kim and Moon-saeng Kim

(1998년 1월 9일 접수 ; 1998년 4월 15일 심사완료)

Key Words : Single Rod Hydraulic Cylinder(편로드 유압실린더), Self-Tuning Controller(자기동조 제어기), Identification(동정), Feedback Controller(귀환 제어기), Feedforward Controller(피드포워드제어기), A Fixed Gain Proportional Controller(고정된 게인을 갖는 비례제어기)

ABSTRACT

A self-tuning control scheme, incorporated with the simplified 1st-order ARMAX (Auto-Regressive Moving Average eXogenous) model, for single rod hydraulic cylinder which has varying dynamic characteristics is presented here. An adaptive controller is developed for the system that uses feedforward and optimal feedback control for simultaneous parameter identification and tracking control. Through experimental results, the performance comparison of the self-tuning controller with a fixed gain proportional controller clearly shows its superior ability in handling load changes in quiescent states.

기 호 설 명

β_e : 벌크계수

C_d : 토출계수

K_a : 밸브증폭기 이득

K_{SV} : 밸브이득

$V_i (i=1,2)$: 1, 2챔버의 체적

$Q_i (i=1,2)$: 1, 2챔버로 유입되는 유량

$P_i (i=1,2)$: 1, 2챔버의 압력

M_{eq} : 유압시스템의 등가질량

P_s : 공급압력

P_r : 토출압력

ρ : 작동유의 밀도

T_{sv} : 밸브의 시정수

V : 입력전압

W_d : 밸브면적 구배

x_v : 밸브스풀의 변위

* 정회원, 대우전자 전략기술 제 1연구소

** 부산대학교 기계설계공학과, 기계기술연구소

1. 서 론

유압장치는 큰힘이 요구되는 구동장치에서 힘을 정확, 신속하게 전달하는데 주로 사용된다. 이들중 각종 운동 재현기 뿐만 아니라 증장비를 가진시키기 위한 가진시스템에 사용되는 유압실린더는 행정대 장비길이가 큰 편로드 유압실린더가 사용된다. 편로드 유압실린더는 양로드 유압실린더에 비해 구조적으로 간단하고 소형이며 실(seal)의 갯수가 적어 제작이 용이하나, 실린더 양챔버(chamber) 체적의 변화비가 동일하지 않으므로 피스톤의 운동방향에 따라 속도와 압력에 비선형성이 발생하여, 정밀하고 유연한 제어를 하기가 어렵다. 특히 운전시에는 플랜트의 동특성 파악이 어려울 뿐만 아니라 유압실린더의 부하 변동시에는 동특성 파악이 더욱 힘들기 때문에 개인이 고정된 선형제어 기법으로 이러한 문제를 해결하는데는 한계를 가진다. Finney⁽¹⁾는 처음으로 유압서보시스템의 비선형성과 불확실성의 문제를 해결하기 위해서 고전적인 자기동조제어를 적용하였다. 여기서 유압서보시스템은 3차 시스템으로 모델링을 했기 때문에 설계된 보상기전달함수의 매개변수는 5개이다. 이로 인하여 제어력을 산출하는데에 계산량이 많고, 또한 시스템매개변수를 추정하는 데에 수렴속도가 느림을 알 수 있다. Edge와 Figueredo⁽²⁾는 유압서보시스템을 3차로 모델링하고, 초 안정화 이론(hyper stability theory)을 이용하여 강인한 적응제어법칙을 유도하였다. 이때, 설계된 보상기의 매개변수는 7개이다. 이 방법은 비례제어기 보다 과도상태의 응답이 개선되었지만, 위치제어에 있어서 유압서보시스템 고유의 비선형성으로 인하여 정상상태오차가 발생함을 알 수 있다. Zhu⁽³⁾, Ananthkrishnan, Fullmer⁽⁴⁾ 등은 시스템매개변수 추정기법을 이용하여 전달함수 모델을 결정하고, 모델기준 보상기법과 극배치기법을 이용하여 제어기를 설계하였다. Watton⁽⁵⁾는 정확한 위치제어를 위하여 자기동조 제어기를 설계하였다. 여기서 유압서보시스템은 2차 ARMA(Auto-Regeessive Moving Average) 모델로 가정하였다. 그러나 외부잡음에 민감함을 보였다. Yun과 Cho⁽⁶⁾은 AMFC(Adaptive Model Following Control) 방법을 사용하여 외란과 불확실성에 관한 문제를 해결하였다. 그러나 이러한 방법들은 부하변동에는 제어성능을 일정하게 유지시키지만 궤적을 추종하는데는 위상 지연이 발생한다.

본 연구에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하

여 시스템매개변수 추정부, 피드포워드 제어기, 최적제어기를 합성한 자기동조 제어기를 제안하였다. 이 방법은 회귀최소 제곱법을 이용하여 미지의 편로드 유압실린더의 전달함수를 추정하고, 추정된 전달함수의 역동역학을 이용하여 피드포워드 제어기를 구축한다. 또한 추정된 전달함수에 대하여 최적제어기법을 이용하여 피드백 제어기를 설계하였다. 피드포워드 제어기는 추종오차를 줄이고, 피드백 제어기는 제어성능을 향상시킴과 동시에 시스템을 안정하게 유지시킨다. 편로드 유압실린더를 이용한 1자유도로 단순화한 운동시스템을 제작하고, 제작된 운동시스템을 1차 ARMAX 모델로 가정하여 제어기를 설계하였다. 실험을 통하여 제안된 제어기, 고정된 개인을 갖는 비례제어기의 제어성능과 위상지연을 각각 비교, 검토한 결과 제안된 자기동조제어기가 우수함을 보였다.

2. 시스템 동역학

전기-유압서보기구는 전기지령신호를 받아 유압 구동기가 물체를 움직이는 일련의 기구를 말하며 위치, 속도, 압력 및 하중등을 제어하는 경우 모두를 포함하는데⁽⁷⁾, 본 연구에서는 위치제어를 수행하였으며, 여기서 사용된 전기유압 위치제어 시스템의 구성도는 Fig. 1과 같다. 서보밸브는 다음과 같이 1차시스템으로 모델링될 수 있다.

$$T_{SV} \frac{dx_V}{dt} + x_V = K_{SV} K_a V \quad (1)$$

식 (1)에서 T_{SV} , x_V , K_{SV} , K_a , V 는 각각 밸브의 시정수, 밸브스풀의 변위, 밸브이득, 밸브증폭기이득, 입력전압 등을 나타낸다. 다음은 편로드 유압실린

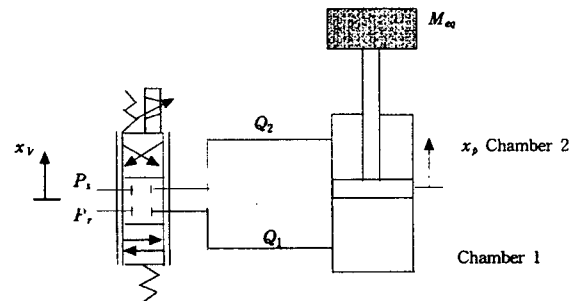


Fig. 1 Electro-hydraulic servo system

더를 살펴보면, 팽창행정과 수축행정으로 나누어서 서보밸브와 실린더의 각 챔버사이의 유량을 나타낼 수 있다. 팽창행정 ($x_v > 0$)에서는 서보밸브와 실린더의 각 챔버사이의 유량을 식으로 나타낸 다음과 같다.

$$Q_{1in} = C_d W_d x_v \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (2.a)$$

$$Q_{1out} = 0 \quad (2.b)$$

$$Q_{2in} = 0 \quad (2.c)$$

$$Q_{2out} = C_d W_d x_v \sqrt{\frac{2(P_2 - P_r)}{\rho}} \quad (2.d)$$

수축행정 ($x_v < 0$)에서는 서보밸브와 실린더의 각 챔버사이의 유량을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Q_{1in} = 0 \quad (3.a)$$

$$Q_{1out} = -C_d W_d x_v \sqrt{\frac{2(P_1 - P_r)}{\rho}} \quad (3.b)$$

$$Q_{2in} = -C_d W_d x_v \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \quad (3.c)$$

$$Q_{2out} = 0 \quad (3.d)$$

식 (2)와 식 (3)에서 C_d , W_d , P_s , P_r , P_i ($i=1,2$), ρ 는 각각 토출계수, 밸브면적구배, 공급압력, 토출압력, 각 챔버압력, 작동유의 밀도등을 나타낸다. 각 챔버로 유입되는 유량

Q_i ($i=1,2$)는 작동유의 압축성을 고려한 각 챔버의 유체연속방정식으로 표현하면 다음과 같이 표현된다.

$$Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (4.a)$$

$$Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (4.b)$$

식 (4)에서 V_i ($i=1,2$), β_e 는 각각 챔버체적과 벌크계수이다. 중립위치에서 각 챔버의 체적을 V_{10} , V_{20} 라고 하면, 각 챔버의 체적은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$V_1 = V_{10} + A_1 x_p \quad (5.a)$$

$$V_2 = V_{20} - A_2 x_p \quad (5.b)$$

식 (5)에서 A_i ($i=1,2$)와 x_p 는 각각 피스톤헤드의 단면적과 피스톤변위를 나타낸다.

식 (5)를 식 (4)에 대입하여 정리하면, 유체 연속

방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_1 = A_1 \dot{x}_p + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (6.a)$$

$$Q_2 = -A_2 \dot{x}_p + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (6.b)$$

마찰을 무시한 등가질량에 대한 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_{eq} \ddot{x}_p = A_1 P_1 - A_2 P_2 - M_{eq} g \quad (7)$$

식 (7)에서 M_{eq} 는 유압시스템이 등가질량을 나타낸다.

3. 자기동조 제어기설계

일반적으로 자기동조 제어방법에는 제어방법 및 시스템매개변수 동정방법에 따라 여러 가지가 있으나, 본 연구에서는 2장에서 구한 서보유압시스템을 1차 ARMAX모델로 가정하고, 이에 대하여 최적제어와 플랜트의 역동역학을 이용한 피드포워드 방법을 적용하여 합성 자기동조 제어기를 구성하였다. 시변시스템에 대하여 회귀최소 제곱(RLS) 방법을 이용하여 시스템매개변수를 추정하고, 추정된 시스템매개변수를 이용하여 피드포워드제어기와 최적제어기를 동시에 설계한다. 설계된 피드포워드제어기는 추종오차를 줄이고, 최적제어기는 제어성능과 시스템매개변수 추정오차에 대하여 강인성을 부여한다.

3.1 회귀최소제곱을 이용한 시스템동정

플랜트의 전달함수 $W(z^{-1})$ 를 다음과 같이 1차 시스템으로 가정하였다⁽⁸⁾.

$$W(z^{-1}) = \frac{b_1 z^{-1}}{1 + a_1 z^{-1}} \quad (8)$$

시스템매개변수를 추정하기 위해서 다음과 같은 회귀최소제곱법을 이용하여 구한다⁽⁹⁾.

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + \frac{\Gamma(t-1)\phi(t-1)}{\lambda + \phi^T(t-1)\Gamma(t-1)\phi(t-1)} \varepsilon(t) \quad (9)$$

$$\Gamma(t) = \Gamma(t-1) - \frac{\Gamma(t-1)\phi(t-1)\phi^T(t-1)\Gamma(t-1)}{\lambda + \phi^T(t-1)\Gamma(t-1)\phi(t-1)} \quad (10)$$

$$\epsilon(t) = y(t) - \hat{\theta}^T(t-1)\phi(t-1) \quad (11)$$

여기서 $\epsilon(t)$ 는 예측오차이고, $\hat{\theta}(t)$ 와 $\phi(t-1)$ 는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\hat{\theta}(t) = [\hat{a}_1(t), \hat{b}_1(t)]^T \quad (12)$$

$$\phi(t-1) = [-y(t-1), u(t-1)]^T \quad (13)$$

여기서 $u(t)$ 와 $y(t)$ 는 각각 제어입력과 플랜트 출력을 나타낸다. 식 (9)에서 포갯팅요소(forgetting factor) λ 는 0.99로 선정하였다. 식 (10)에서 구한 시스템매개변수 \hat{a}_1, \hat{b}_1 를 이용하여 피드포워드 제어기와 최적제어기를 설계하고난 후 자기동조 제어기를 구성한다.

3.2 피드포워드 제어법칙

플랜트를 제어하기 위한 제어력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(t) = u_o(t) + u_f(t) \quad (14)$$

식 (14)에서 $u_o(t)$ 와 $u_f(t)$ 는 각각 피드백 제어력과 피드포워드제어력을 나타낸다.

피드포워드 제어력은 추정된 유압실린더와 서보밸브의 역동역학을 이용하여 플랜트가 원하는 궤적을 추적하도록하기 위한 개루프제어신호이다. 시간 t 에서 추적오차를 $ee(t)$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$ee(t) = r_d(t) + \hat{a}_1 r_d(t-1) - \hat{b}_1 u_f(t-1) \quad (15)$$

여기서 $r_d(t), r_d(t-1)$ 는 각각 시간 $t, t-1$ 에서 출력 $x_p(t)$ 가 원하는 궤적의 값을 나타낸다. 식 (15)에서 추적오차 $ee(t)$ 를 0으로 만들기 위해서 $u_f(t-1)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u_f(t-1) = \frac{\{r_d(t) + \hat{a}_1 r_d(t-1)\}}{\hat{b}_1} \quad (16)$$

식 (16)에서 추정된 시스템매개변수값들이 정확하면 피드포워드 입력만으로도 원하는 궤적을 잘 추적할 수 있다. 그러나 추정된 시스템매개변수값들은 오차가 존재하기 때문에 피드포워드 값만으로는 모델링오차에 대하여 강인성을 확보하기가 어렵다. 이를 보완하기 위해서 피드백 제어기인 최적 제어기를 사용하였다.

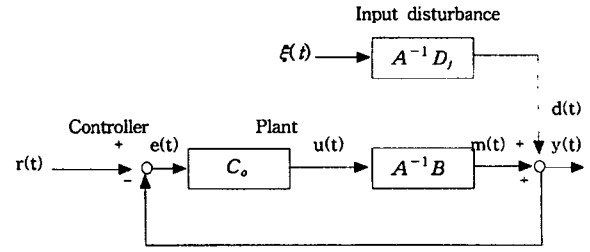


Fig. 2 Output feedback control system

3.3 최적 제어기 설계

Fig. 2는 피드백 제어시스템을 나타낸다. 여기서 $\xi(t)$ 와 $m(t)$ 는 각각 백색잡음 입력과 제어입력에 대한 플랜트출력을 나타낸다. 또한 $r(t), u(t), y(t), e(t)$ 는 각각 기준입력, 제어입력, 플랜트출력, 기준입력과 출력사이의 오차이고, 이들을 식으로 나타내면 다음과 같이 표현된다⁽⁹⁾.

$$u(t) = M(r - d) \quad (17)$$

$$y(t) = WMr(t) + (1 - WM)d(t) = WSC_0 r(t) + Sd(t) \quad (18)$$

$$e(t) = r(t) - y(t) = (1 - WM)(r(t) - d(t)) = S(r(t) - d(t)) \quad (19)$$

여기서 C_0, W, S, M 은 각각 보상기전달함수, 플랜트전달함수, 감도전달함수, 제어감도전달함수로서 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_o(z^{-1}) = \frac{C_{om}(z^{-1})}{C_{od}(z^{-1})} \quad (20.a)$$

$$W(z^{-1}) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} = \frac{\hat{b}_1 z^{-1}}{1 + \hat{a}_1 z^{-1}} \quad (20.b)$$

$$S(z^{-1}) = \frac{1}{1 - W(z^{-1})C_o(z^{-1})} \quad (20.c)$$

$$M(z^{-1}) = C_o(z^{-1})S(z^{-1}) \quad (20.d)$$

식 (20)에서 z^{-1} 는 시간지연을 나타낸다.

제어기 설계를 위하여 필요한 성능지수를 다음과 같이 둔다.

$$J = \frac{1}{2} \oint_{|z|=1} X(z^{-1}) \frac{dz}{z} \quad (21)$$

식 (21)에서 $X(z^{-1})$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$X(z^{-1}) = Q_c \Phi_{ee} + G_c \Phi_{ue} + \Phi_{eu} G_c^* + R_c \Phi_{uu} \quad (22)$$

여기서 상첨자 *는 어드조인트(adjoint)이고, Q_c, G_c, R_c 는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$Q_c = \frac{B_q^* B_q}{A_q^* A_q} \quad (23.a)$$

$$G_c = \frac{B_q^* B_r}{A_q^* A_q} \quad (23.b)$$

$$R_c = \frac{B_r^* B_r}{A_q^* A_q} \quad (23.c)$$

여기서 대역폭을 10 rad/sec로 하기 위해서 시행착오방법에 의해서 무게합수 B_q, B_r, A_q 값을 각각 $B_q = 1, B_r = 0.5, A_q = 1 + 0.9 z^{-1}$ 로 선정하였다. 식 (22)에서 $\Phi_{uu}, \Phi_{ee}, \Phi_{ue}$ 는 각각 제어력에 대한 스펙트럼, 기준입력과 출력사이의 오차에 대한 스펙트럼, 제어력과 오차의 곱에 대한 스펙트럼이고, 이들을 식으로 나타내면 다음과 같이 표현된다.

$$\Phi_{uu} = S \Phi_{cc} S^* \quad (24)$$

$$\Phi_{ee} = M \Phi_{cc} M^* \quad (25)$$

$$\Phi_{ue} = M^* \Phi_{cc} S \quad (26)$$

식 (18)에서 감도전달함수 $S = 1 + WM$ 로 나타낼 수 있고, 이를 이용하여 외란에 대한 스펙트럼 Φ_{cc} 를 식으로 나타내면 다음과 같이 표현된다.

$$\Phi_{cc} = Y_f Y_f^* = A^{-1} D_f D_f^* A^{-*} \quad (27)$$

따라서, 식 (22)를 풀어쓰면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} X(z^{-1}) &= Y^* \{ M^* (W^* Q_c W + R_c - W^* G_c - G_c^* W) + Q_c - M^* W^* Q_c \\ &\quad - Q_c W M + M G_c + M^* G_c^* \} \\ &= Y_f^* \{ [Y_c M - Y_c^{-1} (Q_c W - G_c)^*]^* \\ &\quad \{ Y_c M - Y_c^{-1} (Q_c W - G_c)^* \} \\ &\quad - (Q_c W - G_c) Y_c^{-1} Y_c^{-1} Y_c^{-1} Y_c^{-1} \\ &\quad (Q_c W - G_c)^* + Q_c] Y_f \end{aligned} \quad (28)$$

식 (28)에서 마지막 2개항은 제어감도 M 과 무관하기 때문에 무시하고, 첫 번째항에서

$Y_c^{-1} (Q_c W - G_c)^* + Q_c$ 를 전개하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Y_c^{-1} (Q_c W - G_c)^* + Q_c &= \frac{D_f B_q L^*}{D_c^* A_q A} = \frac{G}{A_q A} + \frac{F z^g}{D_c^*} \end{aligned} \quad (29)$$

여기서 D_c, Y_c, L 은 다음과 같다.

$$D_c = B_q B - B_r A \quad (30)$$

$$Y_c = \frac{D_c}{A_q A} \quad (31)$$

$$L = B_q B - B_r A \quad (32)$$

식 (29)를 디아폰틴(diopantine)식으로 나타내면 다음과 같다.

$$D_c^* G_c^* + F A A_q = L^* D_f B_q z^{-g} \quad (33)$$

여기서 l 은 L 다항식의 차수이고, 식 (29)에서 causal부분의 함수는 다음과 같다.

$$\{ Y_c^{-1} (W^* Q_c^* - G_c^*) Y_f \}_+ = \frac{G}{A_q A} \quad (34)$$

성능지수 J 는 Wiener-Hopf기법을 이용하여 최소화되고, $Y_c M Y_f = \frac{G}{A_q A}$ 일 때 J 가 최소값을 갖는다. J 가 최소가 될 때 식 (34)의 첫 번째항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Y_c M Y_f - Y_c^{-1} (Q_c W - G_c)^* Y_f \\ = \frac{D_c D_f C_{on} - G (A C_{od} + B C_{on})}{A A_q (A C_{od} + B C_{on})} - \frac{F z^l}{D_c^*} \end{aligned} \quad (35)$$

식 (35)를 이용하여 또 다른 디아폰틴식을 구하면 다음과 같다.

$$D_c^* H z^{-l} - F A_q B = -L^* B_r D_f z^{-l} \quad (36)$$

디아폰틴 식 (33), 식 (36)을 간단하게하기 위해서 F, L_2, D_c 를 각각 다음과 같이 놓는다.

$$L = L_1 L_2 \quad (37.a)$$

$$F = F_2 L_1^* z^{-n_1} \quad (37.b)$$

$$D_c = L_1 L_2^* z^{n_2} \quad (37.c)$$

$$L_2^* = L_2 z^{n_2} \quad (37.d)$$

여기서 L_1 은 스트릭틀리 비최소위상(strictly

nonminimum phase)이고, L_2 는 슈(Schur)다항식이며, n_1, n_2 는 각각 L_1, L_2 다항식의 차수이다. D_c 와 D_f 는 스트릭틀리 슈 다항식(strictly Schur polynomials)이다.

식 (37)을 식 (33)과 식 (36)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$L_2 G + F_2 A_q A = L_{2s} B_q D_f \quad (38)$$

$$L_2 H + F_2 A_q B = -L_{2s} B_r D_f \quad (39)$$

성능지수 J 를 최소화 하기 위해서는 식 (35)의 첫 번째항이 0이되어야 한다. 따라서 성능지수 J 를 최소화 시키는 보상기의 전달함수 C_0 를 구하면 다음과 같다.

$$C_0 = \frac{G(z^{-1})}{H(z^{-1})} \quad (40)$$

3.4 자기동조 제어기 구성

Fig. 3는 피드포워드 제어기와 피드백 제어기가 합성된 자기동조 제어기를 나타낸다. 자기동조 제어기는 피드포워드 제어부, 피드백 제어부, 시스템 매개변수 추정부, 제어기설계부로 구성된다. 여기서 제어부는 각각 역 동역학을 이용한 피드포워드 제어기와 최적제어기를 이용한 피드백 제어기이고, 시스템매개변수 추정부는 회귀최소 제곱법을 적용하였다. 플랜트를 제어하는 합성제어력은 다음과 같다.

$$u(t) = u_0(t) + u_f(t) \quad (41)$$

이상의 방법을 이용하여 제안된 자기동조 제어 알고리즘을 Fig. 4와 같이 구성하였다.

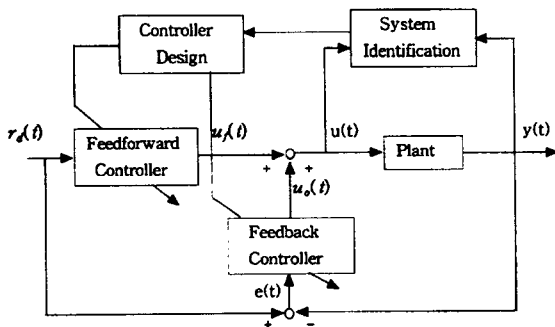


Fig. 3 Structure of the proposed self-tuning controller

Fig. 4에서 초기값 \hat{a}_1, \hat{b}_1 는 임의의값 1, 1로 선정하였다.

4 실험 결과 및 고찰

제안된 제어기의 제어성능을 평가하기 위하여 편로드 유압실린더로 구성된 1자유도 운동시스템 장치를 제작하고, 제작된 1자유도 운동시스템에 제안된 제어기, 게인이 고정된 비례제어기를 각각 적용하였다. 여기서 기존비례제어기의 비례게인은 오버슈트가 발생하지 않는 최적의 제어성능을 갖는 0.05값을 선정하였다. 가변하중에 따른 편로드 유압실린더의 위치 제어를 위한 실험장치는 Fig. 5와 같다.

Fig. 5에서 보는 것과 같이 외팔보의 2/3지점에 편로드 유압실린더를 설치하고 끝단에 원판 디스크형의 추를 고정할 수 있도록 함으로서 하중에 따른 유압실린더의 위치를 제어할 수 있는 구조로 제작하였다. 실린더의 길이 변화는 실린더로드의 중심부에 설치된 LVDT로 검출하였다. 각 조인트

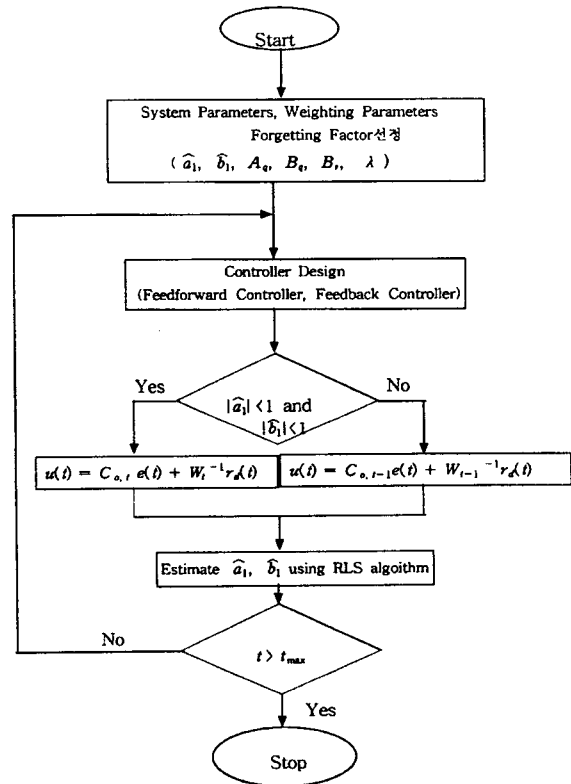


Fig. 4 Flow chart of self-tuning controller

는 볼베어링과 구름베어링을 이용한 조인트를 사용하여 기계적인 마찰력에 의한 영향력을 줄였다. 실린더의 측면에서 실린더의 내부로 유량을 공급하였고, 매니폴더(manifold)와 서보밸브는 그 하단에 설치하여 실린더에 작동유가 공급될 수 있도록 하였다.

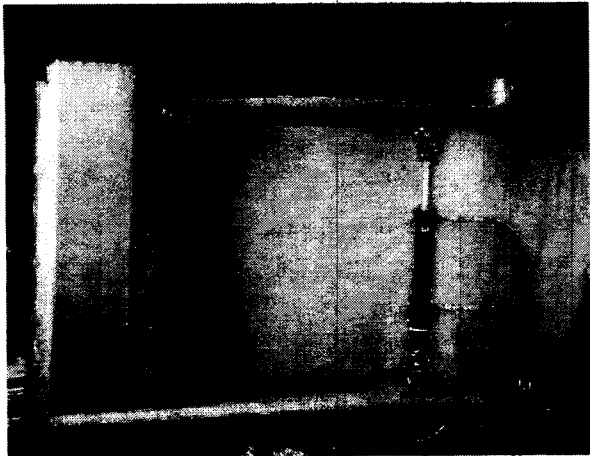
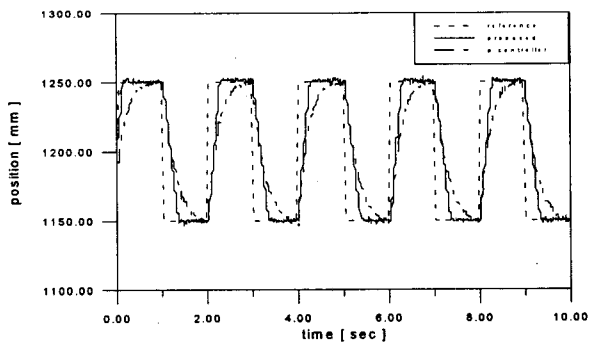


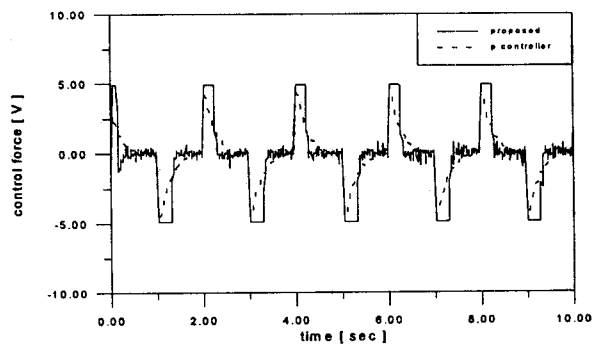
Fig. 5 System configuration

록 하였다. 실린더의 하부조인트와 상부조인트간의 길이는 1000 mm이고, 행정길이는 400 mm로 구성하였다. 실린더의 내경은 63 mm이고, 로드의 직경은 40 mm로 제작하였다. 실린더에 공급되는 작동유는 140 kg/cm²의 압력을 유지하였고, 40l pm의 유량을 공급할 수 있는 피스톤 펌프를 사용하여 유압을 공급하였으며 어큐뮬레이터(accumulator)를 설치해서 맥동에 의한 유압과 유량을 일정하게 유지시켰다. 이와 같이 제작된 실험장치를 대상으로 각각의 제어기의 제어성능을 평가하기 위해서 외팔보의 끝지점에 0 kg, 100 kg의 하중을 각각 부가하면서 실험을 수행하였다.

Fig. 6은 무 부하하중일 때 제안된 제어기와 고정된 게인을 갖는 비례제어기의 제어성능을 나타낸다. Fig. 6(a)는 계단입력에 대한 플랜트의 출력을 나타내고 있다. 이때 고정된 게인을 갖는 비례제어기는 전 구간에서 일정한 제어성능을 나타내고, 제안된 자기동조제어기는 제어초기에는 과도응답을 나타내고 있지만, 시간이 경과함에 따라

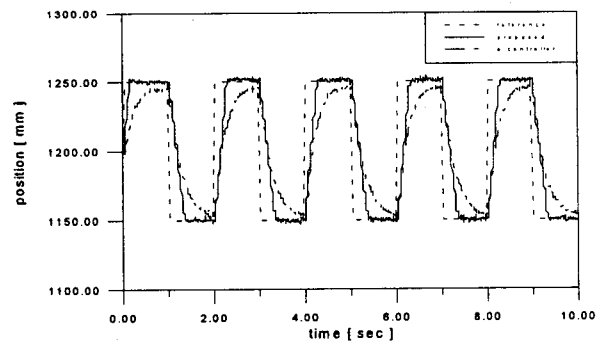


(a) Step response

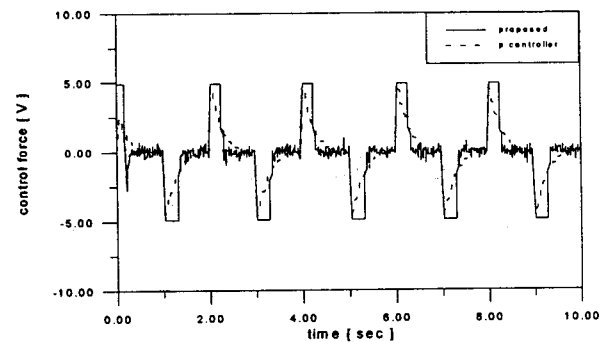


(b) Control force

Fig. 6 Performance of the control system (payload 0 kg)



(a) Step response



(b) Control force

Fig. 7 Performance of the control system (payload 100 kg)

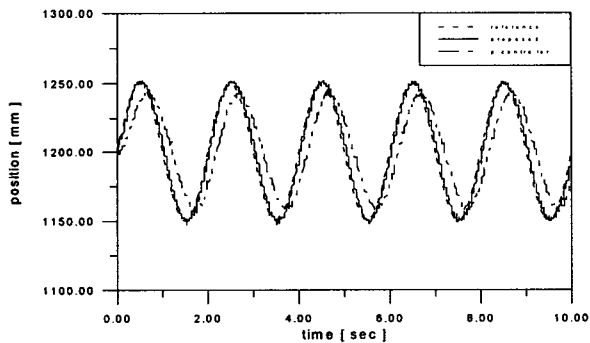
성능이 향상됨과 동시에 상승시간이 기존 비례제어기에 비해 짧음을 알 수 있다. Fig. 6(b)는 제안된 자기동조제어기, 고정된 계인을 갖는 비례제어기의 제어력을 나타낸다.

Fig. 7은 부하하중이 100 kg일 때 제안된 자기동조제어기, 고정된 계인을 갖는 비례제어기의 제어성능을 나타낸다. Fig. 7(a)는 계단입력에 대한 플랜트의 출력을 나타내고 있다. 고정된 계인을 갖는 비례제어기는 전 구간에서 일정한 제어성능을 나타내고 있지만, 무 부하 하중일 때와 비교하면 응답속도가 떨어짐을 알 수 있다. 제안된 자기동조 제어기는 초기에는 과도응답이 발생하지만 시간이 경과함에 따라 제어성능이 향상되고, 또한 무 부하하중과 비교할 때, 일정한 제어성능을 유지함을 알 수 있다. Fig. 7(b)는 고정된 계인을 갖는 비례제어기, 제안된 자기동조제어기의 제어력들을 나타낸다.

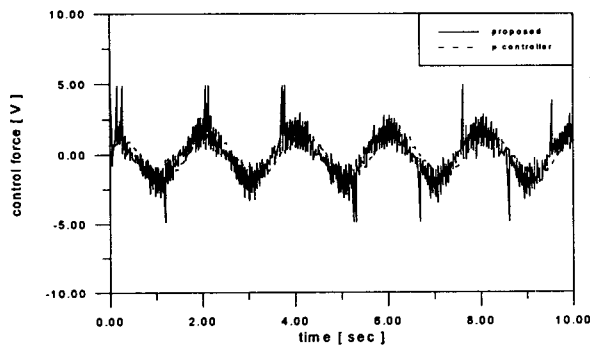
Fig. 8는 부하하중이 0 kg일 때, 대역폭내의 주파수를 임의의값 기준입력 $r_d(t) = 1200 + 50 \sin \pi t$ 에

대하여 각 제어기의 제어성능을 나타낸다. Fig. 9(a)는 기준입력에 대한 각 제어기의 제어추종성능을 나타낸다. 계인의 고정된 비례제어기는 전 구간에서 추종성능이 일정하지만 기준입력에 대한 출력의 진폭비는 약 82%정도 이고, 또한 위상지연이 발생함을 알 수 있다. 제안된 자기동조제어기는 제어초기에는 과도상태의 현상이 발생하지만 시간이 경과함에 따라 전 구간에서 제어성능이 일정하게 되고, 또한 기준입력에 대한 추종 성능이 양호함을 알 수 있다. Fig. 8(b)는 각 제어기의 제어력을 나타낸다.

Fig. 9은 부하하중이 100 kg일 때, 기준입력 $r_d(t) = 1200 + 50 \sin \pi t$ 에 대하여 각 제어기의 제어성능을 나타낸다. Fig. 9(a)는 기준입력에 대한 각 제어기의 제어추종성능을 나타낸다. 계인의 고정된 비례제어기는 전구간에서 일정한 제어성능을 나타내고 있지만, 무 부하시때 보다 정상상태 오차와 위상지연이 커짐을 알 수 있다. 제안된 자

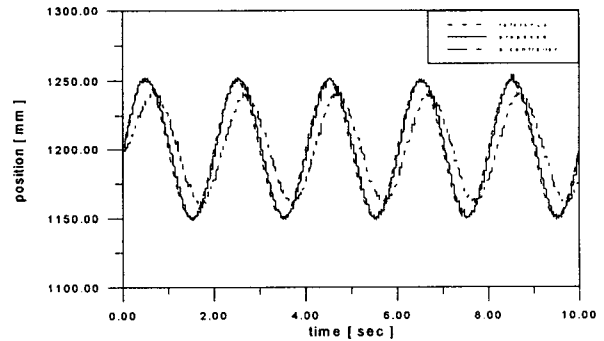


(a) Tracking of a sin wave

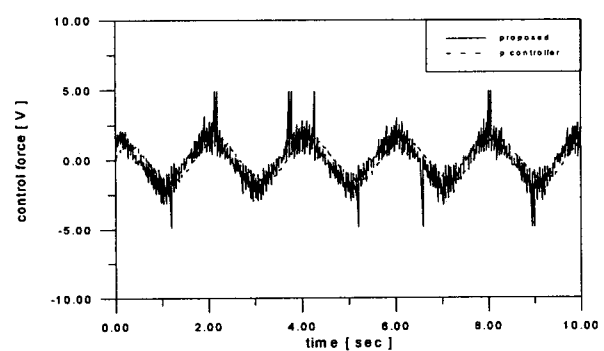


(b) Control force

Fig. 8 Tracking of a sin wave of the control system (payload 0 kg)



(a) Tracking of a sin wave



(b) Control force

Fig. 9 Tracking of a sin wave of the control system (payload 100 kg)

기동조 제어기는 제어초기에는 과도상태가 발생하지만 일정한 시간이 경과하면 기준입력에 대한 추종성능이 양호함을 알 수 있다. Fig. 9(b)는 각 제어기의 제어력을 나타낸다.

이들 결과로부터, 계인의 고정된 비례제어기는 부하질량이 변화에 대하여 제어성능이 떨어질 때 동시에 궤적을 추종하는데에 정상상태오차와 위상 지연이 발생함을 알 수 있고, 제안된 자기동조제어기는 부하하중이 변화에 대하여 제어 전 구간에서 제어성능을 일정하게 유지할 뿐만 아니라, 피드포워드제어기의 영향으로 궤적을 추종하는 데에 위상차가 미소함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 피드포워드제어기와 최적제어기가 결합된 자기동조 제어기를 제안하였다. 제안된 자기동조 제어기의 제어성능을 평가하기 위하여, 편로드 유압실린더를 이용한 단순화된 1자유도 운동시스템에 적용하여 실험한 결과, 제안된 자기동조 제어기는 기존 비례제어기에 비해서 응답속도가 빠르고, 또한 부하변동시에도 제어성능이 일정하게 유지될 뿐만 아니라 궤적 추종시에도 추종성능이 우수하기 때문에 여기서 제안한 방법을 적용하여 운동을 모사하는 각종 시뮬레이터 혹은 가진 시스템을 구성하면, 다양한 중장비를 가진시키거나, 자동차가 주행하는 노면현상을 재현하는데에 기존 가진시스템보다 용의할 뿐만 아니라, 보다 정확한 노면현상을 재현할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) Finney, J.M., Bloor, 1985, "A Pole Assignment Controller for an Electrohydraulic Cylinder Drive", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, ASME, Vol. 107, pp. 145 ~ 151
- (2) Edge, K.A. and Figueredo, K.R.A., 1987, "An Adaptively Controlled Electro hydraulic Servo-Mechanism", Part 2 : Implementation,

- Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 201, No. B3 pp. 181 ~ 188.
- (3) Zhu, X., Zhao, F., and Lu, Y., Lin, J., 1988, "Study on PID, SFDO, and MRA Control Performance of Multi-Joint Electrohydraulic Robot", Proc. IEEE Inter. Conference on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 2, pp. 1203 ~ 1205.
- (4) Ananthkrishnan, S., and Fullmer, R., 1990, "The Application of a Class of Adaptive Control Algorithm to Hydraulic Servo-Systems", ACC., San Diego, CA, Vol. 2, pp. 1086 ~ 1087.
- (5) Watton, J., and Barton, R.C., 1985, "Further Contributions to the Response and Stability of Electrohydraulic Actuators with Unequal Areas Part 2 : Open Loop Response and Closed Loop Stability", Dynamic Systems : Modelling and Control, ASME, N.Y., pp. 161 ~ 166.
- (6) Yun, J. S. and Cho, H. S., 1991, "Application of an Adaptive Model Following Control Technique to a Hydraulic Servo-System Subjected to Unknown Disturbances", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, ASME, Vol. 113, pp. 479 ~ 484.
- (7) 長谷川 泰弘, 1989, "電氣-油壓サ-ボ機構の基礎と應用"油空壓化設計", 第 14 卷, 第 5 號, pp. 93 ~ 99.
- (8) Ying-Tsai, W., Chih-Hsiung, H., 1995, "LQG Self-Tuner Design for an Asymmetric Hydraulic System," JSME., Series C, Vol. 38, No. 3, pp. 625 ~ 632.
- (9) Lennart, L., 1987, "System Identification Theory for User", P. T. R. Prentice Hall, pp.305 ~ 308.
- (10) Grimble, M. J., 1985, "LQG Design of Discrete Systems Using a Dual Criterion", IEE Proc., 132,(2), pp. 61 ~ 338.