

상하운동하는 유압실린더의 제어특성

염만오[†] · 윤일로^{*} · 이석영^{**}

(2004년 1월 9일 접수, 2004년 6월 3일 심사완료)

Control Characteristics of Fluid Power Cylinder Moving Up and Down

Man Oh Yum, Il Ro Yoon and Seok Young Lee

Key Words: Control Characteristics(제어특성), Fluid Power Cylinder(유압실린더), MRAC(Model Reference Adaptive Control, 모델규범형적응제어), PI Control(비례-적분제어), External Load(외부부하)

Abstract

In this study a MRAC(model reference adaptive control) for fluid power elevator model system was designed. The MRAC was compared with PI control in case of applying to the elevator model system with constant external load and changing external load. In this case external load was produced by a single fluid power cylinder combined with pressure control valve. In conclusion the MRAC control performance was better than PI control performance because overshoot and steady state error of the elevator model system controlled by the MRAC were not appeared for constant and changing external load.

기호설명

- $G(s)$: 플랜트의 전달함수
- $G_d(z)$: 규범모델의 z-펄스 전달함수
- $G(\delta)$: 플랜트의 δ -펄스전달함수
- $G_d(\delta)$: 규범모델의 δ -펄스전달함수
- $\varepsilon(k)$: 동정오차
- $r(k)$: 기준입력

1. 서론

산업체의 여러 분야에서 사용되고 있는 유압기
기 중에서 전기유압 서보기구는 그 응답성과 제

어성이 양호하고, 질량당의 출력이 크며, 동력의
전달이 용이한 등의 장점을 가지고 있어 항공기,
로켓, 선박, 생산자동화라인, 건설기계, 산업기
계 등에 널리 활용되고 있다.⁽¹⁾

전기유압 서보기구는 유압 액추에이터를 기계
적입력과 전기적입력에 의해 추종제어하는 기구
로 그 핵심 요소는 전기유압 서보밸브이며, 이것
을 사용하여 서보기구의 힘과 속도를 제어한다.

전기유압 서보기구의 제어에는 제어기 파라미
터의 물리적 의미가 분명하고 제어기의 구성이
용이한 PID제어가 널리 사용되고 있다. 이 방식
은 대부분 만족할만한 결과를 얻을 수 있지만 공
급압력의 변화, 유온 변동에 따른 점성변화, 서보
밸브의 유량계인의 변화, 관성부하의 변화, 액추
에이터의 마찰 등 파라미터 변화가 많은 전기유
압 서보기구의 고정밀제어에는 한계가 있다. 보
다 정밀한 제어의 실행을 위해 상태피드백, 극
배치, 모델매칭 제어 등이 제안되고 있다.⁽²⁾

상태피드백, 극 배치, 모델매칭 등의 제어방식
은 제어대상(이하 플랜트)의 전달함수를 정확히

† 책임저자, 회원, 경남대학교 기계자동화공학부

E-mail : yummanoh@kyungnam.ac.kr
TEL : (055)249-2615 FAX : (055)249-2617

* 경남대학교 기계자동화공학부

** 창원기능대학 컴퓨터응용금형과

과악해서 피드백 계인을 조정하여 제어계의 극을 임의로 배치하는 것이 가능하다. 따라서 이러한 제어방식은 희망하는 설계사양을 얻을 수 있는 강력한 설계방식이다.⁽³⁾ 그런데 실제의 장치는 플랜트의 정확한 파라미터를 결정하는 것이 어렵고, 또 파라미터는 환경의 영향을 받아 변동하기 때문에 항상 안정한 응답을 얻는 것은 어렵다. 이러한 경우 플랜트의 파라미터 변동에 대해 제어기의 파라미터 또는 입력을 조정하여 플랜트 전달함수에 적합한 제어기가 자동적으로 선정되는 것이 바람직하다. 이것을 자동적으로 행하는 제어계를 적응제어계라 하며, 적응제어 중에서 모델규범형적응제어(이하 MRAC)가 널리 사용되고 있다.^(4,5) MRAC에서는 고정도의 연산이 요구되므로 아날로그 컴퓨터를 이용하는 것보다 디지털 컴퓨터를 이용하는 것이 유리하다.

본 연구에서는 최근 관심이 높아지고 있는 유압식 엘리베이터를 대상 플랜트로 하여 MRAC제어기를 설계하고, 플랜트에 일정한 부하의란을 인가한 경우와 플랜트 운전 중에 급격한 부하의란을 가감한 경우에 PI제어와 MRAC를 행하여 제어특성을 조사한다. 이 경우 외부 부하의란은 편로드 유압실린더와 비례전자식 압력제어밸브로 구성된 시스템에 의해 발생시킨다.

2. 이론해석

2.1 MRAC의 구성

다항식 대수법에 기초하여 δ -변환⁽⁶⁾을 이용한 MRAC 제어계를 구성하면 Fig. 1과 같다. 그림에서 MRAC는 요구되는 폐루프 시스템의 특성을 나타내는 규범모델, 미지의 플랜트, 가조정 파라미터로 구성된 제어기, 플랜트의 특성변화에 따라 제어기 파라미터를 자동적으로 조정하는 적응기구로 된다. 적응기구에서는 플랜트의 입출력 정보를 이용하여 플랜트의 전달함수를 조사, 즉 동정하고 이것에 기초하여 제어기 파라미터를 자동적으로 조정한다.

MRAC 제어계의 설계를 위해 먼저 대상 플랜트 전달함수의 최대차수 즉 차수 및 플랜트 전달함수의 분모차수와 분자차수의 차 즉 상대차수를 파악하는 것이 선행되어야 한다. 다음으로 규범모델의 상대차수가 플랜트의 상대차수보다 작지 않도록 규범모델을 설계하고 마지막으로 제어기와

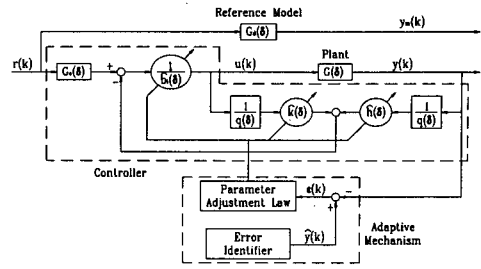


Fig. 1 Block diagram of MRAC

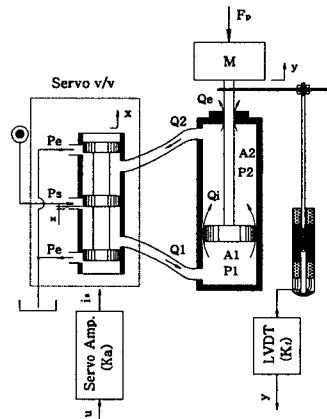


Fig. 2 Schematic diagram of fluid power elevator system

적응기구의 구조를 결정한다.

2.2 플랜트

유압 엘리베이터 시스템의 개략도는 Fig. 2와 같다. 그림에서 좌측이 서보밸브이며, 우측이 액츄에이터인 편로드 유압실린더이다. 그림에서 u 는 제어입력(전압), i_s 는 서보밸브 입력전류, x 는 서보밸브 스펙변위, y 는 유압실린더 변위, F_p 는 부하의란이다.

서보밸브의 동특성을 비례요소로 하고, 부하유량식을 선형화하며, 작동유의 압축성을 무시하면 연속시간 전달함수 $G(s)$ 는 식 (1), 식 (2)와 같이 2차지연계로 표현된다.⁽⁷⁾

① 실린더가 상승하는 경우($x \geq 0$)

$$G(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = \frac{K_x K_a K_s A_1}{s^2 + \frac{m(C_{Le1} + K_p)}{A_1^2} s} \quad (1)$$

② 실린더가 하강하는 경우($x < 0$)

$$G_{(s)} = \frac{y_{(s)}}{u_{(s)}} = \frac{\frac{K_x K_a K_s A_1}{m(C_{Le1} - K'_p)}}{s^2 + \frac{A_1^2}{m(C_{Le1} - K'_p)} s} \quad (2)$$

여기서, K_a : 서보증폭기 이득, K_s : 토크모터

이득, $k = \frac{A_2}{A_1}$: 피스톤 수압 면적비, K_x, K'_x

: 각각 $x \geq 0, x < 0$ 인 경우의 유량이득, K_p, K'_p

: 각각 $x \geq 0, x < 0$ 인 경우의 유량-압력이득

$$C_{Le1} = \frac{\frac{1}{k} c_i (k+1)(1+k^3) + c_e k}{2(1+k^3)},$$

$$C_{Le1} = \frac{c_i(1-k^2)(1+\frac{1}{k}) - c_e k}{2(1+k^3)} \text{이며,}$$

c_i, c_e 는 각각 유압실린더의 내부누설계수와 외부 누설계수이다.

2.3 규범모델의 설계

규범모델은 2.1절에서 언급한 조건을 만족하도록 식 (3)과 같이 2차의 감쇄진동계로 설계한다.

$$G_d(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3)$$

여기서, ω_n 은 규범모델의 고유진동수이다.

식 (3)의 δ -변환 펄스전달함수는 식 (4)와 같다.

$$G_d(\delta) = \frac{r_a \delta + r_d}{\delta^2 + p_a \delta + p_d} \quad (4)$$

2.4 MRAC 제어계의 설계⁽⁸⁾

플랜트의 전달함수 $G(\delta)$ 는 식 (5)와 같다.

$$G(\delta) = \frac{b_1 r(\delta)}{p(\delta)} = \frac{b_1(\delta + r_0)}{\delta^2 + p_1 \delta + p_0} \quad (5)$$

$f(\delta)$ 와 $q(\delta)$ 를 다음 식과 같은 임의 안정도 넘다항식으로 선정하면,

$$q(\delta) = \delta + q_0, f(\delta) = \delta + f_0$$

전치보상기의 전달함수 $G_c(\delta)$ 는 식 (6)과 같다.

$$G_c(\delta) = \frac{f(\delta)r_a r_d(\delta)}{p_a(\delta)} \quad (6)$$

플랜트의 출력과 규범모델의 출력을 일치시키기 위한 Diophantine 방정식은 식 (4)와 식 (5)로부터 다음 식과 같이 결정된다.⁽⁹⁾

$$k(\delta)p(\delta) + h(\delta)r(\delta) = q(\delta)[-b_1 p(\delta) + f(\delta)r(\delta)] \quad (7)$$

식 (7)에서 다항식의 차수를 고려하면 $k(\delta), h(\delta)$ 는 식 (8)과 같이 유일하게 결정된다.

$$k(\delta) = k_0, h(\delta) = h_1 \delta + h_0 \quad (8)$$

상태변수의 수가 플랜트 전달함수의 분모차수보다 크도록 한 플랜트의 비최소실행은 식 (9)와 같다.

$$\begin{aligned} y(k) &= \frac{b_1}{\delta + f_0} u(k) + \frac{k_0}{(\delta + f_0)(\delta + q_0)} u(k) \\ &\quad + \frac{h_1 \delta + h_0}{(\delta + f_0)(\delta + q_0)} y(k) \\ &= \Theta^T \Omega(k) \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,

$$\Theta = [b_1 \quad k_0 \quad h_1 \quad h_0]^T$$

$$\Omega(k) = [\Omega_1(k) \quad \Omega_2(k)]^T = \left[\frac{1}{f(\delta)} u(k) \quad \frac{1}{f(\delta)} \omega(k) \right]^T$$

$$\omega(k) = [\omega_1(k) \quad \omega_2(k) \quad \omega_3(k)]^T$$

$$= \left[\frac{1}{q(\delta)} u(k) \quad \frac{\delta}{q(\delta)} y(k) \quad \frac{1}{q(\delta)} y(k) \right]^T$$

이다.

식 (9)로부터 플랜트의 출력 $y(k)$ 의 추정치

$\hat{y}(k)$ 는 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\hat{y}(k) = \hat{\Theta}^T(k-1) \Omega(k) \quad (10)$$

여기서,

$$\hat{\Theta}(k) = [\hat{b}_1(k) \quad \hat{\vartheta}(k)]^T,$$

$$\hat{\vartheta}(k) = [\hat{k}_0(k) \quad \hat{h}_1(k) \quad \hat{h}_0(k)]$$

이다.

가정한 수확모델의 출력(플랜트 출력의 추정치)과 측정된 플랜트 출력의 오차인 동정오차 $\epsilon(k)$ 는 식 (11)과 같이 정의한다.

$$\epsilon(k) = \hat{y}(k) - y(k) = [\hat{\Theta}^T(k-1) - \Theta^T] \Omega(k) \quad (11)$$

미지 파라미터를 추정하기 위한 파라미터 조정칙은 $k \rightarrow \infty$ 일 때 동정오차 $\epsilon(k)$ 가 0이 되도록 즉, $\hat{b}_1 \rightarrow b_1, \hat{\vartheta}^T(k) \rightarrow \theta^T$ 이 되도록 식 (12)~식 (14)의 최소자승법 알고리즘을 사용한다.

$$\hat{\Theta}(k) = \hat{\Theta}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1) \Omega(k) \epsilon(k)}{1 + \Omega^T(k) \Gamma(k-1) \Omega(k)} \quad (12)$$

$$\Gamma(k) = \Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\Omega(k)\Omega^T(k)\Gamma(k-1)}{1 + \Omega^T(k)\Gamma(k-1)\Omega(k)} \quad (13)$$

$$\Gamma(-1) = \gamma I \quad (14)$$

단, γ 는 정수, I 는 단위행렬, $\Gamma(-1)$ 은 적응계인 $\Gamma(k)$ 의 초기치를 나타낸다.

MRAC를 달성하기 위한 제어입력 $u(k)$ 는 식 (15)와 같다.

$$u(k) = \frac{1}{\hat{b}_1(k)} \{ -\hat{\theta}^T(k)\omega(k) + (\delta + f_0)G_d(\delta)r(k) \} \quad (15)$$

여기서, 미지 파라미터 $\hat{\theta}(k)$ 는 다음과 같다.

$$\hat{\theta}(k) = [\hat{h}_0(k) \quad \hat{h}_1(k) \quad \hat{h}_2(k)]^T$$

3. 실험장치 및 실험방법

실험장치의 전체 구성도를 Fig. 3에 나타내었다. 그림에서 좌측에 일점쇄선으로 표시한 부분이 주 유압 시스템 부이며, 우측은 부하외란 시스템 부이다. 주 유압 시스템은 전기유압 서보밸브와 편로드 유압실린더로 구성하였으며, 부하외란 시스템은 비례전자식 릴리프밸브와 보조 실린더로 구성하였다.

실험에 사용한 기기의 사양은 Table 1과 같다.

유압식 엘리베이터의 위치제어 특성을 조사하기 위해 일정 부하외란 인가시 및 시스템 운전 중 부하외란 변동시에 대하여 PI제어와 MRAC를 행한다. 이 경우 주 유압시스템을 구동하여 공급압력이 6.86MPa이 되면 부하외란 시스템을 구동하여 부하외란을 인가한다. 보조 유압실린더에서 인가되는 부하외란은 비례전자식 릴리프밸브를 디지털 컴퓨터로 구동하여 조정하며 보조 유압실린더에 인가된 압력과 피스톤 단면적을 곱한 크기의 힘으로 주 유압실린더에 부하외란으로 작용한다.

4. 결과 및 고찰

PI제어결과와 MRAC결과를 비교하기 위해 플랜트에 일정한 부하외란을 인가한 경우와 플랜트 운전 중에 급격한 부하외란을 가감한 경우에 대하여 실험을 행하였다. 이때 PI계인은 6.86MPa의 공급압력과 6500N의 부하외란을 가한 경우에 반복실험을 통해 결정하였다. 또한 식 (3)에서 규범

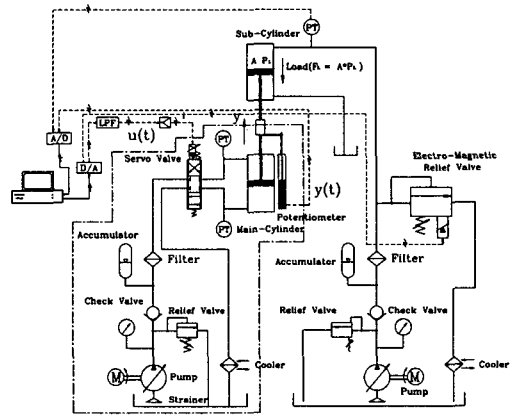


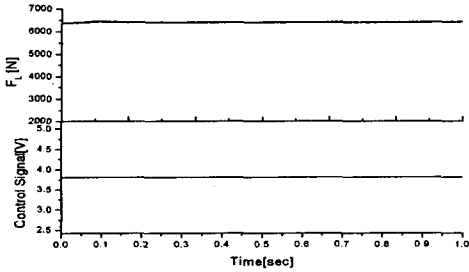
Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Specification of the experimental apparatus

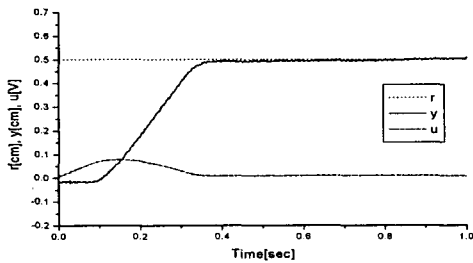
Instruments	Specification
Main System	
Hydraulic cylinder	KEON YOUNG (KHA-LA40C140B100AB)
Servo v/v	TOKYO PRECISION INS. (3F-30L-30-14)
Sub-System	
Hydraulic vane pump	PSM-PSDO-07CR-T35
Electro-Hydraulic relief v/v	YUKEN (EBG-03-C-20)
Hydraulic cylinder	KEON YOUNG (KHA-LA40C140B100AB)
Controller & Sensor	
Computer Microprocessor	IBM Pentium-100MHz
DA&C board	AXION Technology Co. Model no. AX5622B
Potentionmeter	MOOG Model no. A04955
Pressure transducer	SENSOTEC Model no. Z/744-01ZA

모델의 고유진동수는 PI제어결과를 참고하여 결정하였으며 20으로 하였다.

Fig. 4는 일정한 부하외란을 인가한 경우의 PI 제어결과이며, Fig. 5는 Fig. 4와 동일한 조건에서의 MRAC결과이다. 이때 공급압력은 6.86MPa, 샘플링 시간은 1ms이다. Fig. 4와 Fig. 5의 (a)는 비례전자식 릴리프밸브를 구동하기 위해 인가한 전압(밀의 직선)의 결과로 보조유압실린더에 6500N의



(a)



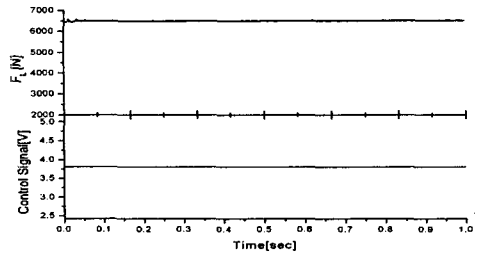
(b)

Fig. 4 Position response of cylinder with disturbance (PI)

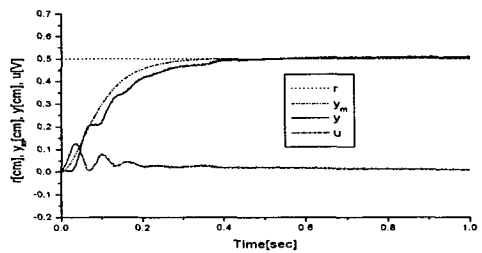
부하외란(위의 직선)이 작용함을 나타낸 것이다. Fig. 4와 Fig. 5의 (b)는 일정한 부하외란이 작용하는 경우에 행한 제어결과이며 그림에서 r 은 기준입력, F_L 은 부하외란, y 는 유압실린더의 변위, u 는 서보밸브에 인가한 전압신호(제어입력), y_M 은 규범모델의 출력을 나타낸다.

일정한 부하외란을 인가한 경우 정착시간은 PI 제어와 MRAC가 동일하다. Starting 구간에서 피스톤 속도는 MRAC의 경우가 크기 때문에 승차감은 PI제어의 경우가 좋을 것으로 생각된다. 그러나 Deceleration 구간 및 Leveling 구간에서는 MRAC의 경우가 Smooth하게 목표치에 도달하므로 승차감이 우수할 것으로 판단된다. 실험결과에서 PI제어와 MRAC의 제어성능이 상이한 이유는 PI제어기의 게인은 일정한 반면 MRAC제어기 게인은 규범모델 출력과 플랜트 출력의 오차에 따라 실시간으로 변하기 때문이며, 이는 Fig. 4(b)와 Fig. 5(b)의 제어입력 u 로부터 알 수 있다.

Fig. 6은 플랜트 운전 중에 부하외란을 급격히 감소시킨 경우 즉, 유압식 엘리베이터가 목표치에 도달한 후 탑재했던 화물을 하역하는 경우를 모사한



(a)



(b)

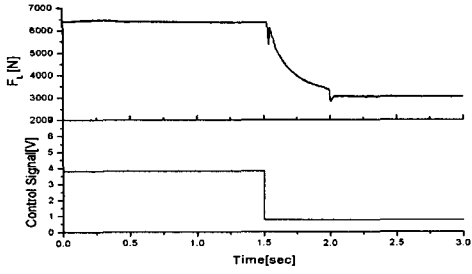
Fig. 5 Position response of cylinder with disturbance (MRAC)

PI제어결과이다. Fig. 7은 Fig. 6과 동일한 조건에서의 MRAC결과이다.

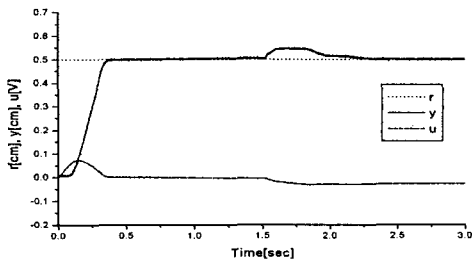
Fig. 6과 Fig.7의 (a)에서 비례전자식 릴리프밸브에 3.8V로 인가하던 전압을 제어개시 1.5초에서 0.7V로 인가함에 따라 부하외란은 6500N에서 3100N으로 급격히 감소하고 있다. 이 경우 Fig. 6의 PI제어에서는 8.4%의 최대위치오차를 발생하고, Fig. 7의 MRAC에서는 3.2%의 최대위치오차를 발생한다. 따라서 MRAC의 경우가 PI의 경우보다 부하외란의 변동에 강인한 제어성능을 보임을 알 수 있다.

Fig. 8는 플랜트 운전 중에 부하외란을 급격히 증가시킨 경우, 즉 유압식 엘리베이터가 목표치에 도달한 후 화물을 탑재하는 경우를 모사한 PI 제어결과이다. Fig. 9는 Fig. 8과 동일한 조건에서의 MRAC결과이다. 이 경우 PI게인 및 적응게인의 초기치는 Fig. 6 및 Fig. 7과 동일하다.

Fig. 8과 Fig. 9의 (a)에서 비례전자식 릴리프밸브에 0.7V로 인가하던 전압을 제어개시 1.5초에서 3.8V로 증가시킴에 따라 부하외란은 3100N에서 6500N으로 급격히 증가하고 있다. MRAC에서 부하외란의 채터링은 주 유압실린더와 보조 유압

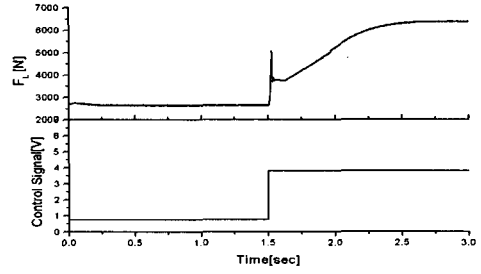


(a)

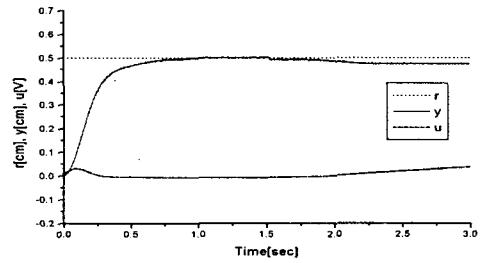


(b)

Fig. 6 Position response of cylinder with disturbance change (PI)

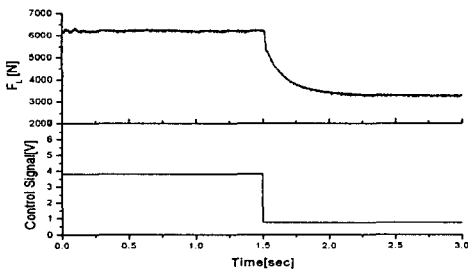


(a)

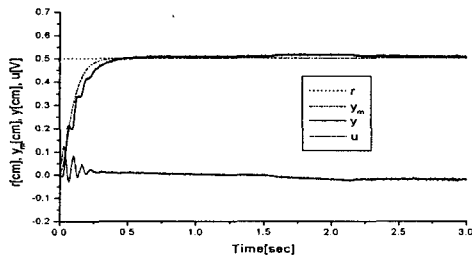


(b)

Fig. 8 Position response of cylinder with disturbance change (PI)

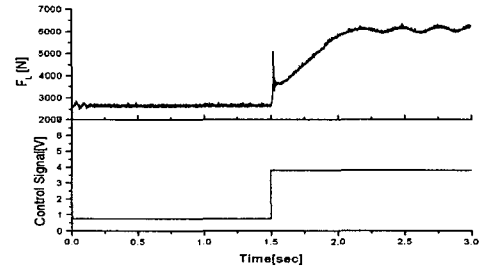


(a)

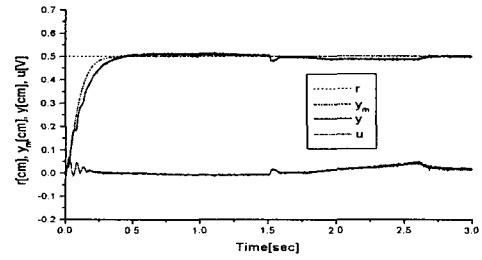


(b)

Fig. 7 Position response of cylinder with disturbance change (MRAC)



(a)



(b)

Fig. 9 Position response of cylinder with disturbance change (MRAC)

실린더가 일체형으로 체결되어 있어 보조 유압실린더가 제어입력의 영향을 받기 때문에 생각된다. 부하외란 변동시 PI제어에서는 5.1%의 정상상태 오차를 보이고 있지만, MRAC에서는 정상상태 오차는 발생하지 않고 최대 4.28%의 위치오차만 보이고 있다. 따라서 MRAC 제어성능이 PI 제어성능보다 우수함을 알 수 있다..

5. 결론

유압식 엘리베이터를 대상모델로 하여 부하외란 인가시 유압실린더의 위치제어에 PI제어와 MRAC를 적용한 실험을 행하고 제어성능을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 부하외란이 6500N으로 일정할 때 유압식 엘리베이터의 Starting 구간에서는 PI제어의 경우가 승차감이 좋지만 Deceleration 구간 및 Leveling 구간에서는 MRAC의 경우가 Smooth한 동작을 보이고 있어 승차감이 좋을 것으로 판단된다.

(2) 플랜트 운전 중에 부하외란을 급격히 감소시킨 경우 MRAC의 경우가 PI제어의 경우보다 위치오차가 약 5% 낮게 나타났다. 이로부터 MRAC의 경우가 PI의 경우보다 부하외란의 영향을 적게 받음을 알 수 있었다.

(3) 플랜트 운전 중에 부하외란을 급격히 증가시켰을 때 PI제어의 경우에는 5.1%의 정상상태오차가 발생되었지만 MRAC의 경우 정상상태오차가 발생하지 않는 양호한 제어성능을 얻을 수 있었다.

이상의 결과로부터 일정한 부하외란 및 플랜트 운전 중에 급격한 부하외란을 받는 유압식 엘리베이터의 제어에 MRAC가 적합한 제어방법임을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 2002학년도 경남대학교 교내 학술연구 조성비에 의해 이루어 졌음을 밝힙니다.

참고문헌

- (1) Hanafusa, H., 1981, "Recent Trends and Development of Hydraulic Servo Technique," *Science of Machine*, Vol. 33, No. 1, pp. 7~14
- (2) Tanaka, Y., 1993, "Application and Digital Control of Hydraulic & Pneumatic," Kijeon Publishing Co.
- (3) Ichikawa, K., 1978, "Basic Control System," Industry Publications
- (4) Kanai, K. and Uchikado, S., 1987, "Robust Adaptive Control.," *Measurement & Control*, Vol. 26, No. 5, pp. 406~412
- (5) Kanai, K., 1990, "A Manual of Robust Adaptive Control," Ohm Co.
- (6) Suzuki, T. and Tanaka, K., 1989, "Expression of Generalized Adaptive Law Using Delta Operator," *IFAC Adaptive System Control and Signal Processing*, pp. 83~87
- (7) Ikeya, J., 1992, "Application of the Model Reference Adaptive Control theory to an Electrohydraulic Servo System," Sophia Uni. Master's Thesis
- (8) Narendra, K. S. and Valavani, L. S., 1978, "Stable Adaptive Controller Design-Direct Control," *IEEE*, pp. 570~583
- (9) Ichikawa, K., 1987, "A Method of Exact Model Matching," *Measurement & Control*, Vol. 26, No. 11, pp. 977~984