

형상기억합금을 이용한 유량제어밸브의 위치제어 적용 시뮬레이션

최수현*, 이한석**, 국금환***

A Simulation Study of Position Control Performance of a Shape Memory Alloy-Actuated Flow Control Valve

Su Hyun Choi*, Han Suk Lee**, and Kum Hoan Kuk***

ABSTRACT

In this study, a new type of flow control valve which is SMA actuated flow control valve is presented. The flow control valve is actuated by a small motion of shape memory alloy. The performance of this valve as a position control component is analyzed by computer simulation. A variable structure control technique is applied for the position control by the flow control valve. The position control performance of the valve is evaluated on the step responses of a PID control by a electrohydraulic servo valve. For the simulation study, first, the mathematical model of a hydraulic system, which is consisted of the flow control valve and a hydraulic cylinder, is formulated. This mathematical model and the designed variable structure control algorithm are then combined by the MATLAB software. The same sequence of work is carried out for the PID position control system with a electrohydraulic servo valve. The simulation results show the validity of the new type of flow control valve as a variable position control component.

Key Words : Electrohydraulic System(전기 유압 시스템), Variable Structure Control(가변구조 제어), Shape Memory Alloy(SMA, 형상기억합금), PID Control(PID 제어)

1. 서론

진기유압시스템은 로봇공학이나 항공우주산업과 같은 정밀 제어시스템으로부터 금속의 단조프레스, 압연기와 같은 중공업시스템, 자동차분야, 토목공학분야에 이르기까지 많은 응용분야에 널리 사용되고 있다. 그 이유는 상대적으로 높은 단위 중량

당 동력비(power to weight ratio)와 전기신호 처리시 동력을 전달하고 제어하는데 효율적^[1]이기 때문이다. 기존 진기유압시스템의 제어에 관한 연구를 살펴보면, 이용주^[2]는 비표준 PID제어기와 서보밸브를 이용하여 진기유압시스템의 위치제어에 관하여 연구를 하였고, 일반적인 PID제어기로 위치를 제어한 것과 비교하였다. 권기수^[3]는 목표치 신호가 현실점에서 주어지고 이것에 출력을 추종시키는 유압

* 경상대학교 제어계측공학과 대학원

** CTI 연구소

*** 경상대학교 제어계측공학과, 자동화 및 컴퓨터 응용기술 연구소 (정회원)

서보계를 연속적인 가변구조 제어에 의해 실현하는 설계법을 제안하였다. 허준영^[4]은 고정도의 위치제어기를 실현하기 위해 가변구조 제어이론을 전기유압서보계에 적용하였다. 또한 D. S. Kwon^[5]은 높은 부하용량, 높은 길이대 단면적비(length to cross section ratio)를 필요로 하는 Manipulator를 유압식으로 구동되는 Manipulator로 설계하였고, 경로제어를 행하였다. Eizo U.^[6]는 작동유에 의해서 동작되는 서보밸브 대신에 순수한 물에 의해 동작되는 서보밸브를 모델링하고 주파수 응답을 연구하였다. 이상의 연구동향에서 알 수 있는 것처럼 서보밸브를 이용한 전기유압시스템의 연구는 활발히 진행되어 오고 있다는 것을 알 수 있다. 그러나 서보밸브는 가격이 너무 고가이고 작동유의 엄격한 필터링(오염물질여과) 요구 등 범용작업에의 실용적 적용은 제한되고 있다. 따라서 기존의 서보밸브는 아주 큰 힘이 요구되는 고가 방산장비나 제철설비 등에 한정되어 사용되고 있는 실정이다. 기존 스텝모터와 복합시킨 전기유압 펄스모터 혹은 펄스 실린더의 경우도 가격이 너무 고가인 면에서는 동일하다. 본 논문에서는 다른 액추에이터에 비해 상대적으로 높은 유압의 저속시 고토크 특성을 활용하기 위하여 비교적 저가이며 작동유의 오염에도 상대적으로 강인한 단순구조 유량제어밸브 설계 및 위치제어 적용 시뮬레이션의 예를 보이고자 한다.

이 유량제어밸브는 솔레노이드 대신 형상기억합금을 사용하는, 기존에는 없었던 새로운 타입의 유량제어밸브이다. 또한 실용화와 관련하여, 비교적 간단한 내부구조로 인해 비용면에서 볼 때 전기유압서보밸브보다 상대적으로 저렴하며, 오염 및 내환경성면에서 볼 때 상대적으로 전기유압서보밸브보다 유리하다.

구체적으로 본 연구의 목적은 유압실린더를 액추에이터로 하고, 새로운 타입의 유량제어밸브를 사용하여 전기유압시스템을 모델링, 위치제어를 위한 제어기는 가변구조제어기를 이용하여 모델링한 후, 기준입력에 대한 출력의 시뮬레이션 결과를, 전기유압서보밸브와 일반적으로 많이 사용하는 PID 제어기를 이용하여 위치제어 시뮬레이션한 결과와 비교하는 것이다.

2. 시스템 해석

2.1 시스템 모델링

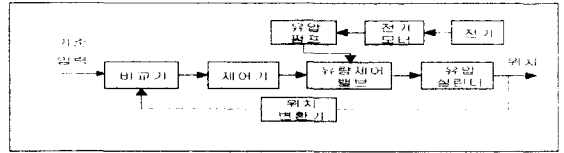


Fig. 1 Schematic diagram of electrohydraulic system

전기유압시스템은 Fig. 1과 같이 유량제어밸브, 유압실린더, 위치변환기(LVDT), 제어기 등으로 구성되어 있다. 유압실린더에 입력되는 작동유의 유량은 유량제어밸브의 입력전류의 크기에 의해 제어되며, 이 전류에 의해 유압실린더의 위치를 제어한다. 이때 위치변환기에 의해 발생하는 전압은 기준 입력과 비교기에서 비교가 되어 유량제어밸브를 구동하는 입력전류가 된다.

전기유압시스템의 모델링을 위하여, 유압펌프의 공급압력은 일정하며, 유압탱크의 압력은 대기압이 작용하고, 각 실내에서는 공동현상(cavitation)은 발생되지 않고 작동유의 온도와 밀도는 일정하다는 가정을 하였다.

2.1.1 형상기억합금을 이용한 유량제어밸브의 해석

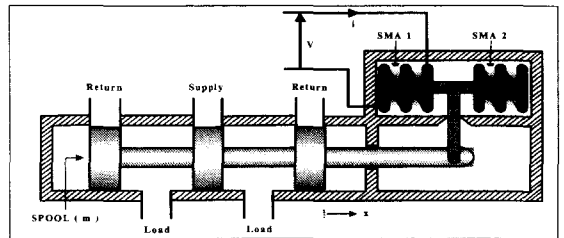


Fig. 2 Schematic diagram of a flow control valve

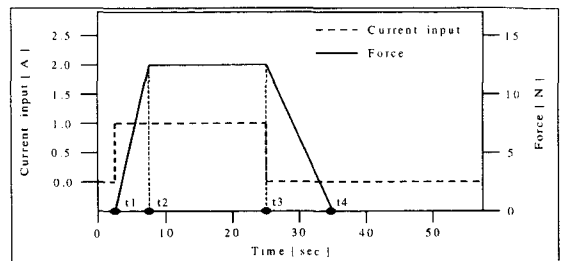


Fig. 3 Characteristics of SMA

본 연구에서는 Fig. 2와 같이 새로운 방식으로 유량제어밸브를 모델링하였다. Fig. 2에서 SMA1, SMA2는 각각 형상기억합금을 나타낸다.

유량제어밸브의 모델링을 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- ① 형상기억합금에 공급된 전류와 발생하는 힘 사이의 관계가 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다.
- ② 작동유의 온도는 구조상 형상기억합금에 영향을 미치지 않는다.
- ③ 형상기억합금의 발생력이 유량제어밸브내의 스톨에 작용하는 정상상태·과도상태 반발력보다 크다.

형상기억합금에 공급된 전류와 발생하는 힘 사이의 관계는 (1)식과 같이 나타낼 수 있다.^{[7][8]}

$$\frac{F(s)}{I(s)} = \frac{K_b}{\tau_h s + 1} \quad (1)$$

K_b 는 입력전류의 영향계수이고, τ_h 는 가열시의 시상수(time constant)이다. $I(s)$, $F(s)$ 는 각각 입력전류와 형상기억합금의 발생력의 라플라스 변환이다. 가열시의 시상수(τ_h)가 작다고 하면 (1)식은 선형화된 식으로 놓을 수 있다.

$$\frac{F(s)}{I(s)} = K_f(\text{상수}) \quad (2)$$

또한, 형상기억합금의 발생력 $F(s)$ 에 의한 힘의 평형방정식은 다음과 같다.

$$F(s) = m X(s) s^2 + B X(s) s \quad (3)$$

여기서, m , B , $X(s)$ 는 각각 유량제어밸브내의 스톨(spool)의 질량, 점성감쇠계수(viscosity damping coefficient), 스톨변위의 라플라스 변환을 나타낸다. (2), (3)식을 이용하면 입력전류와 스톨의 변위사이의 관계를 구할 수 있다.

$$\frac{X(s)}{I(s)} = \frac{K_f}{m s^2 + B s} \quad (4)$$

2.1.2 유량제어밸브와 액츄에이터의 해석

본 연구에서 사용되는 시스템의 구성은 Fig. 4와 같다. Fig. 4에서 오리피스를 통한 유체의 흐름 Q (cm^3/s)는 다음과 같다.

$$Q_1 = C_d W X \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)}$$

$$Q_2 = C_d W X \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (5)$$

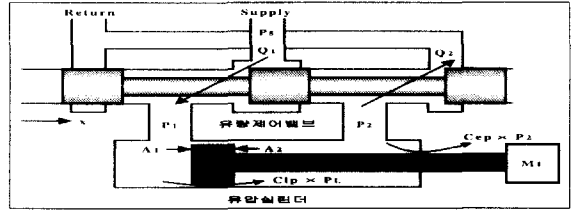


Fig. 4 The combination of flow control valve and hydraulic cylinder

여기서, C_d 는 유량계수, X 는 유량제어밸브내의 스톨의 변위, W 는 유량제어밸브의 단면적 구배(area gradient), P_s 는 공급압력, P_1 , P_2 는 각각 유압실린더 입구측과 출구측의 압력, ρ 는 작동유의 밀도이다. 유압실린더의 입·출구측에 연속방정식을 적용하면 다음과 같다.

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (6)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (7)$$

여기서, β_e 는 체적탄성계수, V_1 , V_2 는 유압실린더의 입·출구측의 부피, C_{ip} , C_{ep} 는 유압실린더의 내·외부 누설계수이다.

먼저 피스톤의 속도가 양(positive)일때를 생각해 보면 다음과 같다.

유압실린더의 입·출구측의 유량비를 η 라고 하면,

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt{\frac{P_2}{P_s - P_1}}$$

$$= \left| \frac{C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - \frac{V_2}{\beta_e} \dot{P}_2 - \dot{V}_2}{C_{ip}(P_1 - P_2) + C_{ep}P_1 + \frac{V_1}{\beta_e} \dot{P}_1 + \dot{V}_1} \right| \quad (8)$$

가 된다. 누유나 체적탄성계수에 의한 유량은 피스톤 운동에 의한 유량보다 훨씬 적기 때문에 소거하면,

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt{\frac{P_2}{P_s - P_1}} = -\frac{dV_2}{dV_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (9)$$

여기서, $V_1 = V_{01} + A_1 X_p$, $V_2 = V_{02} - A_2 X_p$ 가 된다. X_p 는 유압실린더의 피스톤의 변위이고, V_{01} ,

V_{02} 는 피스톤이 균형을 얻어 정지된 초기 상태에서의 입·출구측의 부피이고, A_1, A_2 는 각각 유압실린더의 Head측, Rod측 단면적이다. 부하압력을 P_L 이라고 하면,

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (10)$$

(9), (10)식을 이용하면,

$$P_1 = \frac{\eta^2 P_s + P_L}{\eta^2 + 1}, P_2 = \frac{\eta^2 (P_s - P_L)}{\eta^2 + 1} \quad (11)$$

부하유량을 Q_L 이라고 하면,

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (12)$$

따라서 Q_L 을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_L = \alpha C_d W X \sqrt{\frac{P_s - P_L}{\rho}}, \alpha = \frac{\eta + 1}{\sqrt{2(\eta^2 + 1)}} \quad (13)$$

피스톤의 속도가 음(negative)일때에는 다음과 같다.

$$Q_L = \alpha C_d W X \sqrt{\frac{P_s + P_L}{\rho}} \quad (14)$$

따라서 유량제어밸브의 부하유량식은 다음과 같다.

$$Q_L = \alpha C_d W X \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sign}(X) P_L)} \quad (15)$$

(15)식을 Taylor series를 이용해서 선형화 시키면 다음과 같다.

$$Q_L = K_q X - K_c P_L \quad (16)$$

$$K_q (\text{유량이득}) = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial X} \right|_{X_0, P_{L0}} = \alpha C_d W \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_{L0})} \quad (17)$$

$$K_c (\text{유량 - 압력 계수}) = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right|_{X_0, P_{L0}}$$

$$= -\frac{\alpha C_d W X_0}{2\sqrt{\rho(P_s - P_{L0})}} \quad (18)$$

(6), (7), (12) 식을 이용하면,

$$Q_L = \frac{\dot{V}_1 - \dot{V}_2}{2} + (C_{ip} + \frac{1}{2} C_{ep}) P_L + \frac{1}{2\beta_e} (V_1 \dot{P}_1 - V_2 \dot{P}_2) \quad (19)$$

유압실린더의 최대행정을 L_s , 유압실린더의 최대 부피를 V 라고 하면,

$$V = L_s A_1, V_2 = (V - V_1) \eta \quad (20)$$

따라서 다음과 같은 부하유량식을 얻을 수 있다.

$$Q_L = \frac{1}{2} (A_1 + A_2) \dot{X}_P + (C_{ip} + \frac{1}{2} C_{ep}) P_L + \frac{1}{4\beta_e} \dot{P}_L V_e \quad (21)$$

여기서 $V_e = \frac{2V}{\eta^2 + 1} \left\{ \eta^3 + \frac{V_1}{V} (1 - \eta^3) \right\}$ 이다.

V_e 는 체적변화량 V_1 을 포함하고 있기 때문에 변동값이다. 따라서 V_1 이 0일때와 V 일때 값의 평균치를 구하면 다음의 식과 같이 된다.

$$V_e = \frac{1}{2} \frac{2V}{\eta^2 + 1} \{ \eta^3 + 1 \} \quad (22)$$

$\frac{1}{2} (A_1 + A_2) = A_{me}$, $C_{ip} + \frac{1}{2} C_{ep} = C_{tp}$ 이라고 하면,

$$Q_L = A_{me} \dot{X}_P + C_{tp} P_L + \frac{V_e}{4\beta_e} \dot{P}_L \quad (23)$$

다음으로 유압실린더의 피스톤의 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$P_L = \frac{1}{A_e} (M_t X_P s^2 + B X_P s) \quad (24)$$

여기서 $A_e = A_1 - A_2$, M_t 는 유압실린더의 부하의 질량, B 는 점성감쇠계수이다.

(16), (23)식을 라플라스 변환 후, (24)식을 이용하여 입력전류와 유압실린더의 변위사이의 관계를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{X_P}{I} = \frac{X}{I} \frac{X_p}{X} = \frac{K_t}{ms^2 + Bs} \frac{K_q}{as^3 + bs^2 + cs} \quad (25)$$

여기서 $a = \left(\frac{V_e M_t}{4\beta_e A_e} \right)$

$b = \left(\frac{K_c M_t}{A_e} + \frac{V_e B}{4\beta_e A_e} + \frac{C_{fp} M_t}{A_e} \right)$

$c = \left(A_{me} + \frac{K_c B}{A_e} + \frac{C_{fp} B}{A_e} \right)$ 이다.

Table 1을 이용하여 입력전류와 유압실린더의 변위사이의 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{X_p}{I} = \frac{4.96 \times 10^9}{s^5 + 312.75s^4 + 1375000s^3 + 3.075 \times 10^8 s^2} \quad (26)$$

Table 1 The dimension of electrohydraulic system

Parameters	Value	Unit
m	0.001	Kg
K_t	0.05	N/mA
B	0.2237	Kgf/cm/sec
W	2.4	cm
A_1	7.07	cm ²
A_2	3.93	cm ²
Mt	0.00255	Kg
Ls	22	cm
C_d	0.61	.
ρ	0.00088	Kg/cm ³
β_e	7033.64	Kgf/cm ²
Ps	70	Kgf/cm ²
τ_v	0.03	cm/mA
K_s	1	sec

2.2 제어기 모델링

본 연구에서 실행한 제어방법은 유체가 가지고 있는 고유의 비선형성 때문에, 파라미터 변화나 모델링 오차, 외란 등에도 강인한 가변구조 제어를 행하였다. 구체적으로 본 연구에서는 기준입력을 주고, 유압실린더가 기준입력을 추종하기 위한 제어기를 가변구조제어기를 이용하여 모델링하였다. 먼저 (26)식을 상태공간으로 변환하면,¹⁹⁾

$$\dot{X}_p = A X_p + B U \quad (27)$$

$$X_p = [X_{p1} X_{p2} X_{p3} X_{p4} X_{p5}]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -3.075 \times 10^8 & -1375000 & -312.75 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 4.96 \times 10^9 \end{bmatrix}$$

가 된다. 여기서 X_{p1} 은 X_p (유압실린더의 변위)이고, U 는 플랜트 제어입력이다.

오차 상태변수를 $X = [X_1 X_2 X_3 X_4 X_5]^T$ 라고 하면,¹¹⁰⁾

$$X_1 = \text{Position Command} - X_{p1}$$

$$X_2 = \dot{X}_1 = -X_{p2}$$

$$X_3 = \dot{X}_2 = -X_{p3}$$

$$X_4 = \dot{X}_3 = -X_{p4}$$

$$X_5 = \dot{X}_4 = -X_{p5} \text{ 가 된다.}$$

시스템 상태의 동적특성을 결정하는 슬라이딩 표면(스위칭면)은 극배치법을 이용하여 설계하였다.¹¹¹⁾

슬라이딩 표면을 σ 라고 하면,

$$\sigma = S X = [S_1 S_2 S_3 S_4 S_5] X \quad (28)$$

다음으로 슬라이딩 모드가 발생하도록 하는 제어 입력 U 를 정의해야 한다. 슬라이딩 모드가 발생하고, 시스템의 안정성을 만족하는 제어입력은 다음과 같이 구해진다.¹¹¹⁾

$$U = -(SB)^{-1} \{SAX + K|\sigma|^\alpha \text{sign}(\sigma)\} \quad (29)$$

여기서,

$$K = \text{diag} [k_1, k_2, \dots, k_m], k_i > 0$$

$$\text{sign}(\sigma) = [\text{sign}(\sigma_1), \dots, \text{sign}(\sigma_m)]^T$$

$$0 < \alpha < 1, m = 1$$

3. 컴퓨터 시뮬레이션 및 서보밸브의 PID 제어와의 비교

3.1 컴퓨터 시뮬레이션

본 연구에서는 전기유압시스템의 위치를 위에서 제시한 가변구조 제어기와 상용화되어 있는 소프트웨어인 MATLAB의 simulink toolbox를 이용하여 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션에서는 (2.1.1)절에서 제시한 새로운 타입의 유량제어밸브를 사용하여 유압실린더 위치제어를 행한다. 본 연구에서 사용한 적분방법은 4차 런지쿠타(4th order Runge-Kutta) 방법을 사용하였고, time step는 1×10^{-4} 로 하였다. 시뮬레이션에 사용된 파라미터의 값은 다음과 같다.

$$S_1 = 6.9 \times 10^{10}, \quad S_2 = 616589472$$

$$S_3 = 1444366, \quad S_4 = 538, \quad S_5 = 1$$

$$K = 200, \quad \alpha = 0.9$$

3.2 서보밸브의 PID 제어

3.2.1 서보밸브와 액츄에이터의 해석

본 연구에서 사용된 서보밸브는 2단 전기 유압식 서보밸브로서 1단은 플레퍼와 노즐, 2단은 스톱밸브로 구성되어 있다. (2.1.2)절에서 입력전류와 유압실린더 변위에 대한식을 유도한 것과 같은 방식으로 서보밸브의 입력전류와 유압실린더 변위사이의 관계를 유도하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{X_p}{I} &= \frac{X_v}{I} \frac{X_b}{X_v} \\ &= \frac{K_s}{\tau_v s + 1} \frac{K_q}{as^3 + bs^2 + cs} \end{aligned} \quad (30)$$

$$a = \left(\frac{V_e M_t}{4\beta_e A_e} \right)$$

$$b = \left(\frac{K_c M_t}{A_e} + \frac{V_e B}{4\beta_e A_e} + \frac{C_{tp} M_t}{A_e} \right)$$

$$c = \left(A_{me} + \frac{K_c B}{A_e} + \frac{C_{tp} B}{A_e} \right)$$

여기서 X_v , τ_v , K_s 는 각각 서보밸브내의 스톱밸브의 변위, 서보밸브의 시상수, 토크모터의 이득이다. Table 1을 이용하면 다음을 구할 수 있다.

$$\frac{X_p}{I} = \frac{3.1744 \times 10^9}{s^4 + 116s^3 + 1322400s^2 + 4.4 \times 10^7 s} \quad (31)$$

3.2.2 PID 제어의 컴퓨터 시뮬레이션

본 시뮬레이션에서 사용한 PID 제어기는 일반적인 PID 제어기를 구성하고, 폴-제로 소거법(pole-zero cancellation)과 시행오차법을 이용하여 최적의 PID 계수를 결정하였다. 본 연구에서는 제어 대상의 폴이 4개인 반면 제어기의 제로는 2개이므로, 제어기의 2개의 제로로 제어대상의 2개의 독립폴을 소거하였다. PID 계수의 설계조건으로는 정상상태오차가 존재하지 않으면서 정착시간(settling time)을 가능한 빠르게 하도록 정하였다. 본 시뮬레이션에 사용된 계수는 다음과 같다.

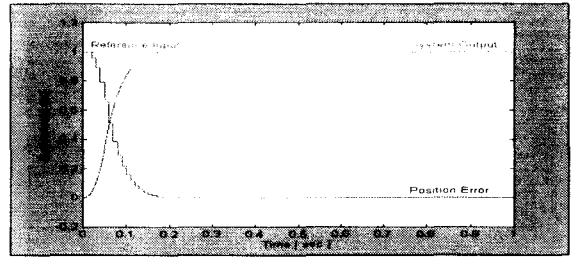
$$P = 1.5, \quad I = 0.001, \quad D = 0.035$$

3.3 시뮬레이션 결과비교

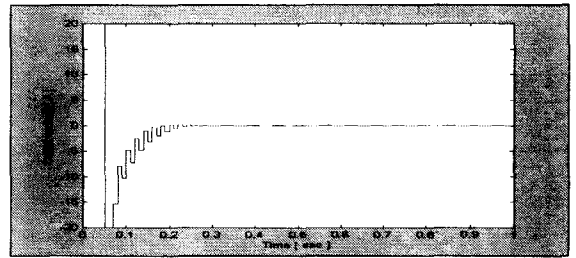
본 연구에서 행한 가변구조제어 시뮬레이션 결과의 우수한 응답특성은 PID 제어 시뮬레이션 결과와 비교함으로써 알 수 있다. 이는 (3.2.1)절에서 보인 모델링식을 사용하여, 여러 가지 제어를 행한 경우가 많고, 응답특성이 좋게 나타났기 때문이다.^{[2][3][4]} 본 논문에서 사용한 sampling time은 형상기억합금의 동작특성을 고려하여, 실험으로 입증된 10ms로 하였다.^[7] Fig. 5 ~ Fig. 8은 가변구조제어를 행한 경우이며, 단위계단함수를 시스템에 인가했을 때, 시스템의 출력과 제어입력을 나타낸다. Fig. 5는 외란(disturbance)이나 포화(saturation)가 없을 경우의 출력이다. rise time, delay time, settling time, overshoot 관점에서 보면 Fig. 9의 결과와 비슷하게 나와 만족할만한 결과라고 할 수 있다. Fig. 6은 실제의 시스템에는 항상 포화영역이 존재하므로, 포화영역이 존재할때의 출력이다. 본 시뮬레이션에서는 포화영역을 Fig. 5의 최대제어입력의 약 8.7%로 택하였다. Fig. 7은 실제의 시스템에 항상 외란이 존재하므로, 외란이 존재할 때의 출력이다. 본 시뮬레이션에서 사용한 외란은 sampling time을 0.001초로 하였다. Fig. 8은 포화와 외란이 동시에 존재할 때의 출력이다. Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8 모두 Fig. 9의 결과와 비슷하게 나와 만족할만한 결과라고 할 수 있다. 실제의 시스템에는 항상 외란이나 포화가 존재하게 되므로, Fig. 8이 실제의 시스템 출력과 거의 유사할

것이라고 짐작할 수 있다. 또한 시뮬레이션 결과로부터 외란이나 포화가 있을때에도 기준입력을 잘 추종한다고 할 수 있다. Fig. 9는 PID 제어를 행한 경우이며, 단위계단함수를 시스템에 인가했을 때 시스템의 출력과 제어입력이다. 그림에서 rise time, delay time, settling time, overshoot 관점에서보면, PID 제어기 설계조건을 만족하므로, 만족할만한 결과라고 할 수 있다.

이상의 시뮬레이션 결과로부터 유량제어밸브를 사용한 경우와 전기유압서보밸브를 사용한 경우의 응답특성이 비슷하다는 것을 알 수 있고, Fig. 10을 통해 확인할 수 있다. Fig. 10에서 점선은 전기유압서보밸브와 PID 제어기를 이용한 위치제어 시뮬레이션 결과를, 실선은 유량제어밸브와 가변구조제어기를 이용한 위치제어 시뮬레이션 결과를 나타낸다.

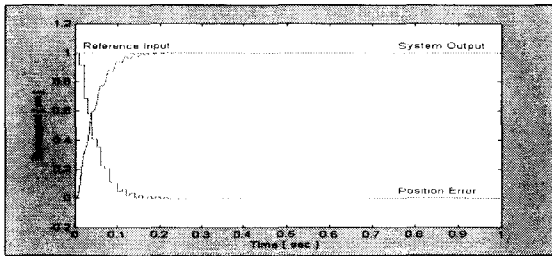


(a) Step response with saturation

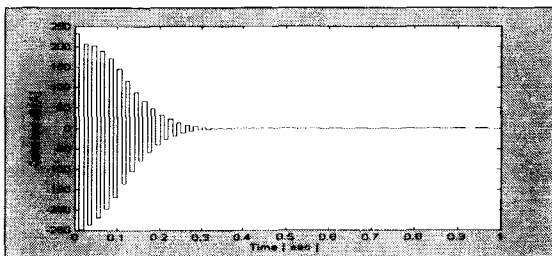


(b) Control input

Fig. 6 Simulation results of variable structure control

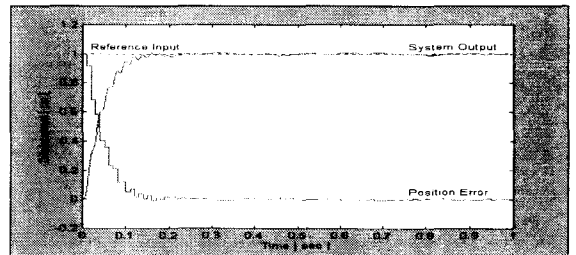


(a) Step response without disturbance and saturation

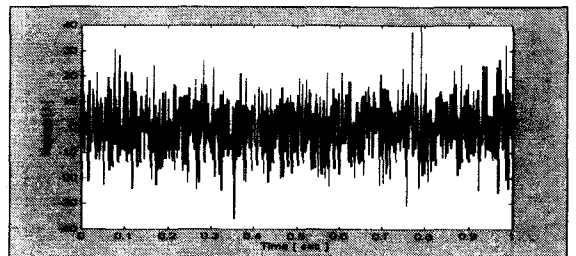


(b) Control input

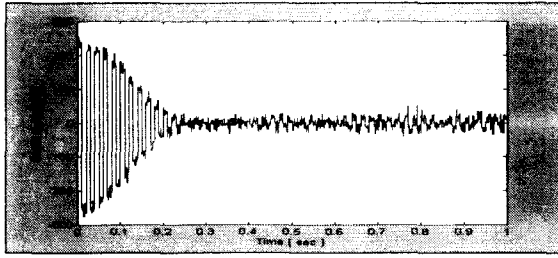
Fig. 5 Simulation results of variable structure control



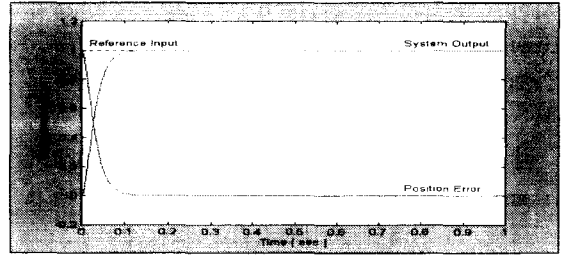
(a) Step response with disturbance



(b) Disturbance

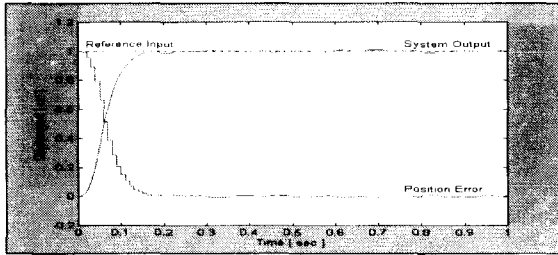


(c) Control input

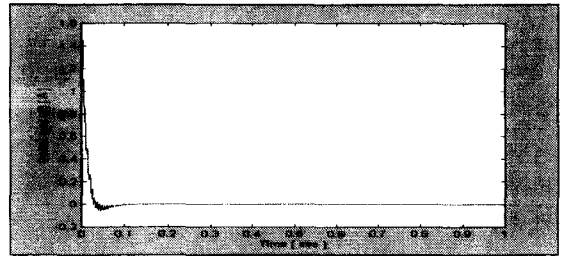


(a) Step response

Fig. 7 Simulation results of variable structure control

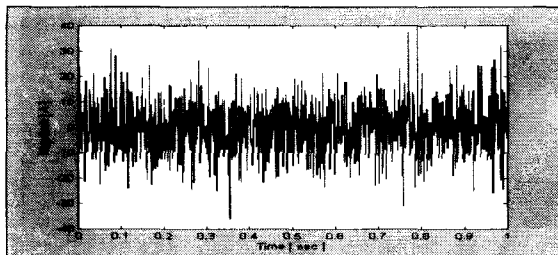


(a) Step response with disturbance and saturation

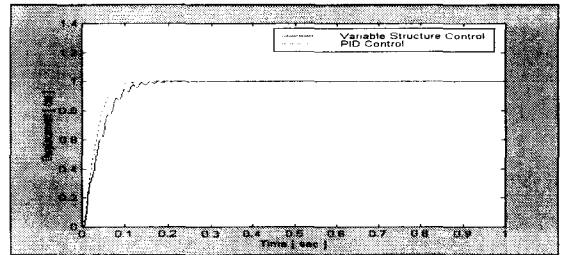


(b) Control input

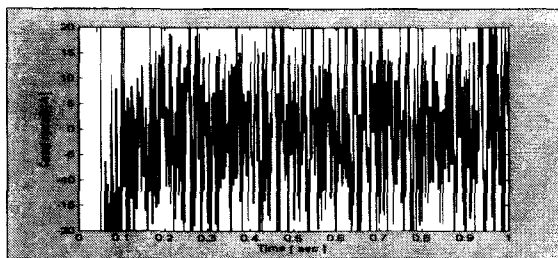
Fig. 9 Simulation results of PID control



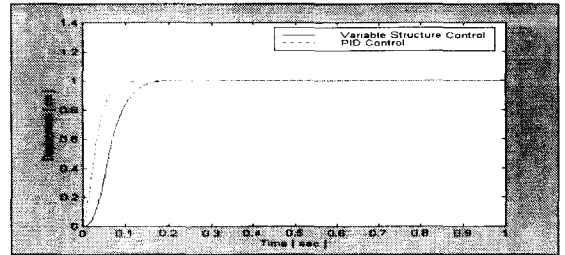
(b) Disturbance



(a) Without saturation and disturbance

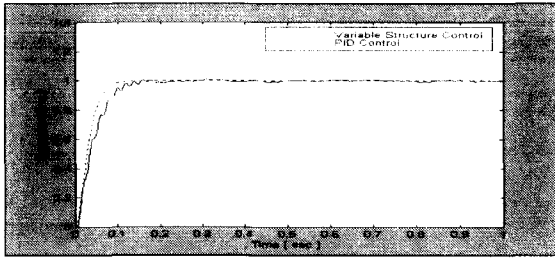


(c) Control input

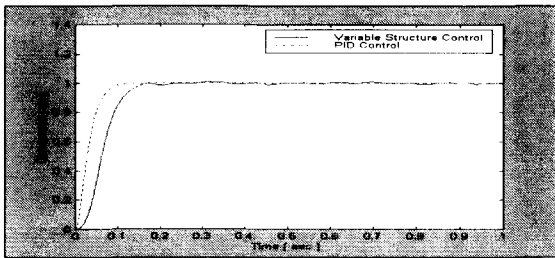


(b) With saturation

Fig. 8 Simulation results of variable structure control



(c) With disturbance



(d) With saturation and disturbance

Fig. 10 Comparison of PID control and variable structure control

4. 결론

본 논문에서는 형상기억합금을 사용하는 새로운 타입의 유량제어밸브를 모델링 하였고, 전기유압시스템을 본 연구에서 제안한 유량제어밸브를 이용하여 가변구조제어로 제어하는 기법을 제시하였다. 또한 시뮬레이션을 통해 그 기법이 타당함을 확인할 수 있었다. 시뮬레이션 과정에서 한번은 유량제어밸브와 가변구조제어를 또 한번은 서보밸브와 PID제어를 해 본 결과 두 경우의 응답특성(Fig. 5, Fig. 9)은 거의 유사하게 나와(Fig. 10 참조), 유량제어밸브를 사용하여 전기유압시스템의 위치제어를 하여도 무방하다고 예측할 수 있다. 또한 시뮬레이션 결과로부터, 유량제어밸브를 이용하여 전기유압시스템의 위치제어를 하는 것이 비용면에서 볼 때 더 유리하다는 것을 예측할 수 있고, 단순구조로 인해 범용작업에도 적용될 수 있음을 예측할 수 있다. 이는 실제로 전기유압시스템을 꾸며서 실험하기 전에 시뮬레이션에 의해 응답특성의 연구를 수행할 수 있는 가능성을 보여준다. 실제의 전기유압시스템을 구성하고 유량제어밸브와 서보밸브를 사용하여 각각 가변구조제어와 PID 제어를 해 봄으로써 시뮬레이션 결과와 비교하는 것이 향후 연

구과제이다.

참고문헌

1. John Watton, "Fluid Power Systems," Prentice Hall, 1989.
2. 이용주, 송창섭, "전기유압서보시스템의 비표준 PID제어에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제 14권, 제 11호, pp. 25-33, 1997.
3. 권기수, 광동훈, 허준영, 이진걸, "연속적 가변구조 제어에 의한 강인한 유압서보계의 설계," '91한국자동제어학술회의논문집, pp. 945-950, 1991.
4. 허준영, 권기수, 하석홍, 이진걸, "가변구조를 이용한 전기-유압서보계의 위치제어에 관한 연구," '88한국자동제어학술회의논문집, pp. 299-304, 1988.
5. D. S. Kwon, S. M. Babcock, B. L. Burks, R. L. Kress, "Tracking Control of the Hydraulically Actuated Flexible Manipulator," IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp. 2200-2205, 1995.
6. Eizo Urata, Shimpei Miyakawa, Chishiro Yamashina, Yohichi Nakao, "Frequency Response of a Water Hydraulic Servovalve," IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp. 2212-2217, 1995.
7. 김병욱, 김광수, 조동일, "형상기억합금을 이용한 초소형 액츄에이터," 한국정밀공학회지, 제 13권, 제 9호, pp. 54-61, 1996.
8. 최승복, 정재천, 황인수, "SMA 작동기를 이용한 유연외팔보의 능동진동제어," 한국정밀공학회지, 제 12권, 제 9호, pp. 167-174, 1995.
9. Benjamin C. Kuo, "Automatic Control System," Prentice Hall, 1995.
10. Hideki H., Koji M., Fumio H., "A Microprocessor-Based Robot Manipulator Control with Sliding Mode," IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. IE-34, NO. 1, pp. 11-18, 1987.
11. 野波健藏, 田宏奇, "슬라이딩모드제어," 코나사, 1994.