

고속전자밸브를 사용한 전기유압서보시스템의 위치제어에 관한 연구

유태재* · 허준영* · 류길수**

A Study on Position Control of an Electro-Hydraulic Servo System Using High Speed On-Off Valves

T. J. Yoo · J. Y. Huh, K. S. Rhyu

Key words : High speed on-off valve(고속전자밸브), PWM method(펄스폭변조 방식), External load(외부부하), PID control(비례적분미분제어), Sliding mode control(슬라이딩 모드제어)

Abstract

This paper presents position control of an electro-hydraulic servo system, which is operated by four 2-2way high speed on-off valves with either PWM PID control method or sliding mode control method. The advantages of using high speed on-off valves instead of electro-hydraulic servo valves or electro-hydraulic proportional valves are low price, robustness for oil contamination and direct control without a D/A converter. The system consists of load cylinder, inertia car, potentiometer and external load cylinder. The experiments were carried out under several conditions, and the results were compared. As a result, the sliding mode method has shown good control performance and the robust and stable positioning of the electro-hydraulic servo system can be achieved accurately.

기호설명		F_c	: 쿨롱마찰력
A_k	: 피스톤의 면적	F_L	: 외부 부하력
B_p	: 피스톤의 점성마찰계수	F_R	: 피스톤의 마찰력
c_d	: 오리피스 방출계수	G_k	: 속도에 비례하는 마찰상수
D	: 듀티(밸브의 On 시간폭/PWM 주기)	K_s	: 스프링부하
		L_s	: 정지마찰력

* 정회원, 한국기술교육대학교(원고접수일: 99년 1월)

** 정회원, 한국해양대학교

- M : 피스톤질량
- M_{RG} : 속도에 비례하여 마찰력이 증가하는 경계속도
- M : 피스톤질량
- P_L : 부하압력
- P_{ref} : 기준압력
- P_s : 공급압력
- P_T : 탱크압력
- P_1, P_2 : 유압실린더의 양쪽 압력
- Q_{max} : 밸브포펫을 통과하는 최대유량
- Q_1 : 밸브에서 실린더로의 유량
- Q_2 : 실린더에서 밸브의 유량
- T : PWM 전송주기
- t_a : 포펫 열림 지연시간
- t_b : 포펫 최대 열림시간
- t_c : 포펫 닫힘 지연시간
- t_d : 포펫 최대 닫힘시간
- T_s : 샘플링 주기
- v : 밸브 구동 전압
- w : 밸브의 면적구배
- x : 실린더의 변위
- x_d : 실린더의 목표변위
- x_v : 밸브포펫 변위
- x_{vi} : 밸브 i 의 포펫변위($i=a, b, c, d$)
- x_{vmax} : 밸브포펫 최대변위
- β_c : 체적탄성계수
- β_{ref} : 기준 체적탄성계수
- γ : 유압 작동유의 비중량

1. 서 론

최근 컴퓨터를 이용한 제어가 그 구성이 간편하고 응용범위가 확대되면서 메카트로닉스 기술분야에도 지대한 영향을 미치게 되었다. 고속전자밸브는 전기유압서보제어 분야의 전기·유압 인터페이스 요소로 새롭게 부각되고 있다. 그 이유로는 아날로그 제어방식을 취하고 있는 전기유압서보밸브 혹은 전자비례제어밸브에 비해 응답성은 다소 떨어지지만 구조가 간단하기 때문에 가격이 저렴하고, 고장 빈도가 적으며, 작동유의 오염에 둔감하기 때문이다. 그리고 제어회로가 D/A 변환 없

이 바로 디지털제어 되기 때문에 전체 시스템을 저가로 구성할 수 있다¹⁾. 고속전자밸브를 사용한 연구는 독일과 일본을 중심으로 1980년대에 시작되었다. Tanaka²⁾는 밸브 자체의 구조 및 성능에 관하여 연구하였으며, 디지털제어의 여러 가지 방법을 제안하였다. Muto³⁾등은 2/2위치 고속전자밸브를 사용한 유압실린더 PWM의 수학적 모델링에 관하여 연구하였고, Sato⁴⁾등은 고속전자밸브의 전환특성과 와전류의 관계를 연구하였다. Wennmacher⁵⁾ 등은 자동차의 능동형 사시계의 개발에 사용되는 전기유압서보밸브나 전기유압비례제어밸브 대신에 고속전자밸브를 사용하면 계를 보다 저렴하게 구성할 수 있다고 제안하였다. Huh⁶⁾등은 유압실린더로 구동되는 PWM 제어 시스템의 거동 모델을 제시하고, PWM 신호의 펄스폭에 대한 밸브를 통과하는 유량 발생의 형태를 5가지 경우로 모델링 하였다. Jeong⁷⁾은 단순 개폐식 3방향 전자밸브를 펄스폭 변조신호로 구동할 때의 평균압력과 압력맥동의 크기를 튜티올과 반송 주파수의 함수임을 연구하였다. 일반적으로 고속전자 밸브의 디지털 제어방식에는 입력신호에 따른 펄스열로 밸브를 직접 온-오프 작동하여 유체의 펄스열을 형성하게 하여 이것의 평균 유량을 제어하는 형태로 구성된다.

본 연구에서는 기존의 전기유압서보밸브나 전자비례제어밸브를 사용한 전기유압서보시스템을 저렴한 가격으로 개발하기 위해서 고속전자밸브를 사용하여 구성하였다. 공작물의 관성하중, 외부부하 그리고 유압공급원의 압력변화 등 시스템의 여러 가지 파라미터들이 제어성능에 미치는 영향을 조사하기 위해 시스템을 모델링하여 PWM PID제어기법과 Narita⁸⁾ 등이 제안한 슬라이딩모드제어기법을 적용하여 슬라이딩모드제어기법의 강인성을 실험하고, 또한 시뮬레이션을 통하여 그 결과의 타당성을 조사하고자 한다.

2. 시스템의 수학적 모델링 및 제어기설계

2.1 수학적모델링

본 연구에서 사용한 전체 제어시스템은 액추에이터로서 양로드 복동 실린더, 관성하중 탑재를 위

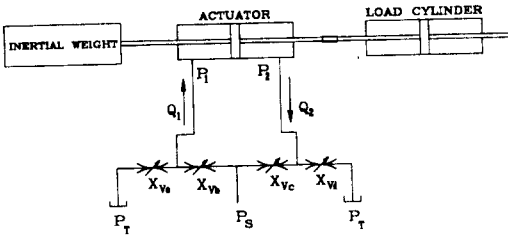


Fig. 1 Modelling diagram of a hydraulic system

한 관성차, 외부부하에 해당하는 부하 실린더로서 양로드 복동실린더 그리고 PWM제어로 구동되는 2 포트 2위치 고속전자밸브 4개로 구성되어 있다. 그리고 시스템의 기초방정식을 유도하기 위해 Fig. 1과 같이 모델화하였다. 4개의 고속전자밸브 a, b, c, d에 대해서, 각 밸브의 포펫를 통과하는 유량을 Q_a, Q_b, Q_c, Q_d 라 하면 다음과 같이 주어진다.

$$Q_a = K_q \cdot x_{va} \cdot |P_1 - P_T| \cdot \text{Sign}(P_1 - P_T) \quad (1)$$

$$Q_b = K_q \cdot x_{vb} \cdot |P_s - P_1| \cdot \text{Sign}(P_s - P_1) \quad (2)$$

$$Q_c = K_q \cdot x_{vc} \cdot |P_s - P_2| \cdot \text{Sign}(P_s - P_2) \quad (3)$$

$$Q_d = K_q \cdot x_{vd} \cdot |P_2 - P_T| \cdot \text{Sign}(P_2 - P_T) \quad (4)$$

여기서, K_q 는 유량계수, 밸브의 면적구배 및 작동유의 비중량에 관한 등가상수로 $K_q = c_{dw} \cdot 2g/\gamma$ 이다.

밸브에서 실린더로 들어오는 유량 Q_1 과 Q_2 는 각각

$$Q_1 = Q_b - Q_d \quad (5)$$

$$Q_2 = Q_c - Q_a \quad (6)$$

이다. 여기서 부하압력 P_L , 부하유량 Q_L 이라 하면 다음과 같이 정의 된다.

$$P_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (7)$$

$$Q_L = K_q x_v \sqrt{P_s - P_L} \quad (8)$$

이때, 실린더에 유체의 연속방정식을 적용하면 Q_L 는 식 (9)와 같다.

$$Q_L = A_k \frac{dx}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (9)$$

한편 부하시스템과 시스템의 마찰를 포함한 피

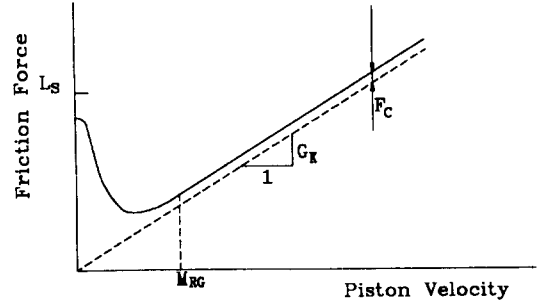


Fig. 2 Model of cylinder friction

스톤의 운동방정식은 식 (10)과 같이 주어진다.^[10]

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + B_p \frac{dx}{dt} + K_s \cdot x + F_L = A_k P_L \quad (10)$$

시스템의 전달함수를 구하기 위하여 비선형식인 부하유량 식(8)를 동작점에서 테일러급수 전개하여 선형화하면 식(11)과 같이 정의되어진다.

$$Q_L = k_1 x_v - k_2 P_L \quad (11)$$

여기서, 체적탄성계수 β_e 는 다음과 같이 변한다고 가정한다.^[11]

$$\beta_e = 0.5 \log(99 \cdot P/P_{ref} + 1) \cdot \beta_{ref} \quad (12)$$

그리고 실린더 마찰에 대하여 Fig. 2와 같이 모델링이 가능하며, 피스톤의 동작 시작점에서는 정지마찰력이 크게 작용하나 움직이기 시작하면 급격하게 감소하게 되는데 이는 $L_s(1 - |x|/M_{RG})^4$ 로 나타낼 수 있고, M_{RG} 점을 통과하고 부터는 속도에 비례하여 마찰력이 증가하게 되는데 이는 $|x| \cdot G_k$ 로 표시할 수 있다. 여기에 속도에 무관한 일정한 크기의 쿨롱마찰이 존재할 경우 이를 F_c 로 나타내어 고려하면 실린더에서의 마찰에 관한 식 (13)로 나타낼 수 있다.^[11]

$$F_R = |x| \cdot G_k + F_c + L_s \left(1 - \frac{|x|}{M_{RG}}\right)^4, \text{ if } |x| < M_{RG}$$

$$F_R = |x| \cdot G_k + F_c, \text{ if } |x| > M_{RG} \quad (13)$$

2.2 PWM PID제어

밸브의 작동지연시간은 전기유압서보시스템제

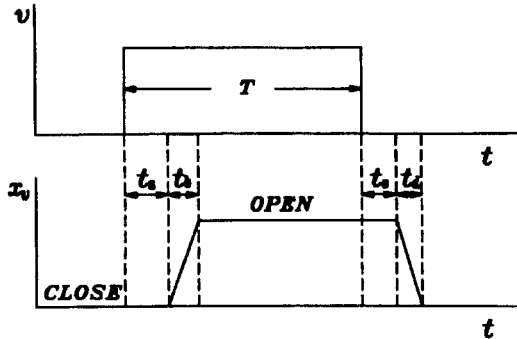


Fig. 3 Valve displacement for an input voltage

어의 성능을 결정하는데 매우 중요한 영향을 미친다.¹⁶⁾ 입력이 펄스열 신호로 인가될 때 변위 x_0 는 Fig. 3과 같은 파형으로 모델링된다(normal close 형 밸브의 경우). 즉 슬레노이드에 입력전압 v 의 스텝신호를 주었을 때 코일의 인덕턴스의 크기에 대해서는 전류가 서서히 증가하고 전류에 비례한 전 자력이 생성된다. 그때 그 전자력은 밸브 포펫을 지탱하는 스프링력 보다 커진다. 이 때 포펫의 이 동이 시작되고 일정시간이 지나면 밸브는 완전히 열리게 된다. 밸브의 개폐운동에 대해서는 4개의 시간 파라메타(t_a, t_b, t_c, t_d)에 의 결정된다. 디지털 PID제어기는 이미 연구한⁹⁾¹¹⁾¹²⁾ 결과를 인용하여 나 타내면 다음과 같다.

$$m(k) = m(k-1) + G_1e(k) + G_2e(k-1) + G_3e(k-2) \quad (14)$$

$$\text{여기서 } G_1 = K_p + K_i \frac{T_s}{2} + \frac{K_d}{T_s},$$

$$G_2 = -K_p + K_i \frac{T_s}{2} - 2 \frac{K_d}{T_s}, \quad G_3 = \frac{K_d}{T_s}$$

K_p : 비례게인, K_i : 적분게인, K_d : 미분게인

$m(k)$ 값을 제어 입력으로 하여 PWM신호의 듀 티를 결정하여 밸브를 제어하게 하였고, 이 때의 최적 게인 값은 Ziegler-Nichols조정법으로 결정 하였다.¹¹⁾¹²⁾

2.3 슬라이딩 모드제어

본 연구에서는 Narita¹⁰⁾ 등이 제안한 연속적 슬라이딩모드제어기법을 사용하여 제어기를 구성한 다. 시스템의 제어기 설계를 용이하게 하기 위해

앞 절에서 유도한 식 (9), (10), (11)에서 작동유의 압축성과 스프링부하를 무시하고 정리하면 제어 대상은 다음 2차 시스템으로 간략화 된다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{M} & -(\frac{A_k^2}{M \cdot k_2} + \frac{B_p}{M}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ b \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} d$$

$$y = \frac{x_1}{K_f} \quad (15)$$

여기서 상태변수 x_1, x_2 와 제어입력 u 를 각각 $x_1 = K_f \cdot x, x_2 = K_f \cdot dx/dt, u = r - K_f \cdot x$ 로 하였다. 그리고 $b = (K_f \cdot K_p \cdot K_a \cdot K_m \cdot A_k \cdot k_1) / (M \cdot k_2)$ 이고 d 는 외란이다.

식 (15)로 기술되는 2차계에 대해 제어를 실시하여 구현코자 하는 목표 입출력 특성을 다음의 2차 계로 정한다.

$$\frac{y(s)}{u(s)} = \frac{c_0}{s^2 + c_1s + c_0} \quad (16)$$

입력에 대한 정상상태오차를 제거하기 위해 적 분요소 $x_0 = x_1 - r$ 를 추가하여 확대계를 구성하면

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_0 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{K_s}{M} & -(\frac{A_k^2}{M \cdot k_2} + \frac{B_p}{M}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x_0 \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} d + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} r$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{K_f} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (17)$$

슬라이딩 초평면은 다음식과 같이 정한다.

$$\sigma = \sum_{i=0}^2 c_i x_i \quad (18)$$

여기서 c_0, c_1 는 상수이고 $c_2 = 1$ 이다.

제어 입력 u 를 다음으로 한다.

$$u = \sum_{i=0}^2 (a_i x_i - h_i(x)) + \beta r - k(x, r) - g(x) \quad (19)$$

리아프노브함수를 $V(x) = \sigma^2/2$ 로 정의하고, $V(x)$ 의 시간미분을 취하여 정리하면 식 (20)과 같이 표 현된다.

$$\begin{aligned}
 V(x) &= \sigma \dot{\sigma} \\
 &= b\sigma \left\{ \left(\frac{c_0 - a_1}{b} + a_1 \right) x_1 - h_1(x) \right. \\
 &\quad \left. + \left(\frac{c_1 - a_2}{b} + a_2 \right) x_2 - h_2(x) \right. \\
 &\quad \left. + \left(\beta - \frac{c_0}{b} \right) x_d - k(x, x_d) + \left(\frac{d}{b} - g(x) \right) \right\} \quad (20)
 \end{aligned}$$

여기서 전체영역에서 $V(x) < 0$ 가 항상 보장되도록 u 의 각 매개변수 $\alpha, \beta, h(x), k(x, r), g(x)$ 를 정해 주면 궤적은 항상 $\sigma=0$ 을 향하고, $\sigma=0$ 근방으로 수렴한 궤적은 그 중에 머무르게 된다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션

앞장에서 설계한 PID제어기와 슬라이딩모드제어기로 시뮬레이션 하였으며, 이 때에 사용한 각종 파라미터들은 Table 1과 같다. Fig. 4는 밸브와 실린더의 피스톤 사이에 정채되어 있는 유압작동유의 양이 시스템에 어떤 영향을 미치는가를 확인하기 위해 실시하였다. Fig. 5(a), (b)는 PWM 전송 주파수 50Hz, 공급압력 70kgf/cm², 외부부하 200kgf 일 때 관성하중의 변화를 10, 30, 50kgf로 변경하여 PID 제어와 슬라이딩모드제어로 시뮬레

Table 1. System parameters used in computer simulation

Parameter	Value	Dimension
A_k	10.02	cm ²
B_p	5.46	kgf s/cm
K_1	4444.4	cm ² /s
K_2	0.8519	cm ³ /kgf s
P_{ref}	140	kgf/cm ²
P_s	70	kgf/cm ²
PL	0~200	kgf
Q_{max}	133	cc/s
L_s	21	kgf
T	20	ms
T_s	2	ms
W_t	10~50	kgf
x_{vmax}	0.03	cm
β	12000	kgf/cm ²

이션한 결과이고, Fig. 6(a), (b)은 외부부하의 변화 0, 100, 150, 200kgf로 변할 때 PID 제어와 슬라이딩모드제어의 특성을 확인하기 위하여 시뮬레이션한 결과이다.

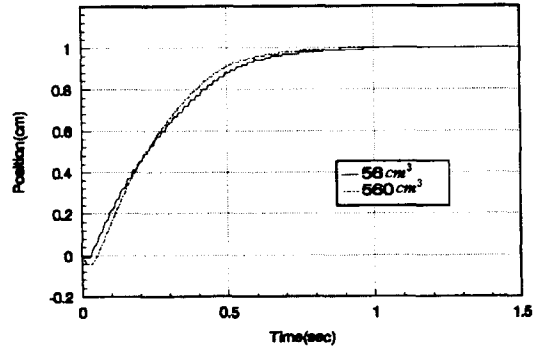


Fig. 4 Simulation results for various dead volume of electro-hydraulic servo system

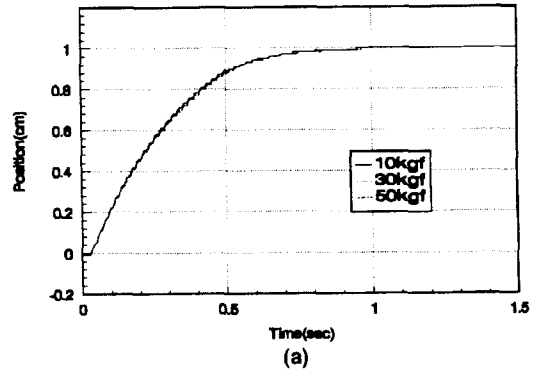


Fig. 5 (a) Simulation results for various inertia weights with PID control

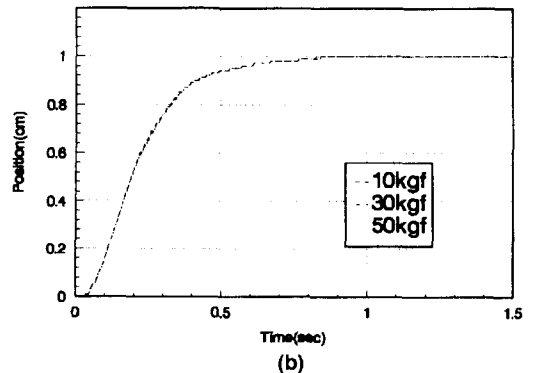


Fig. 5 (b) Simulation results for various inertia weights with sliding mode control

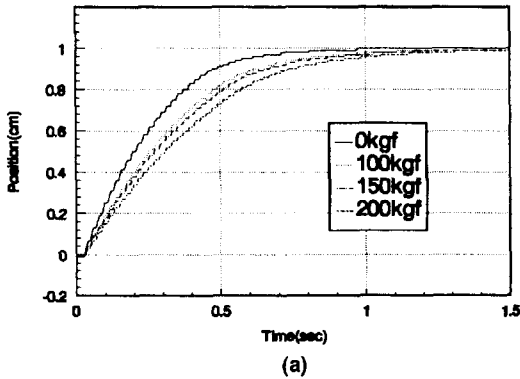


Fig. 6(a) Simulation results for various external loads with PID control

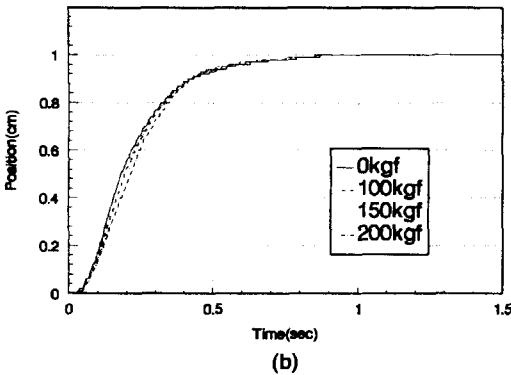


Fig. 6 (b) Simulation results for various external loads with sliding mode control

4. 실험장치 및 실험방법

본 연구에서 구성한 실험 장치는 대형 공작물을 가공하는 공작기에 사용되는 전기유압서보를 대상으로 하였으며, 그 구성은 Fig. 7과 같다. 공작물의 자체하중과 가공을 위한 공구에 의해 추가되는 외부부하의 변화에도 원하는 정밀도를 유지하면서 가공을 수행할 수 있게 구성되어야 하고, 또한 공작물이 목적인 가공물로 완성될 때까지 반복하여 작업이 진행되어야 한다.

유압공급원은 액추에이터를 구동하는 유압유니트와 외부에서 강제로 부하를 주기 위한 부하 실린더 구동을 위한 유압유니트로 구분하여 설치하였다. 외부부하 변동이 목표 변위 x_d 에 어떤 영향을 미치는지를 분석하기 위해 외부부하를 0, 100, 150, 200kgf 변경하면서 그 때의 목표 변위 x_d 의 추종을 PID 제어와 슬라이딩모드제어로 실험을 수행하였다. 부하 압력의 데이터를 실시간으로 획득하기 위해 압력 트랜듀서를 설치하여 실험하였고, 또한 관성하중의 변화가 시스템에 어떤 영향을 미치는지 확인하기 위해 액추에이터 실린더로드의 끝 부분에 관성차를 설치하여 관성하중 10, 30, 50kgf를 탑재하여 실험하였다. 이 실험에서 PWM 주파수는 50Hz, 외부부하는 200kgf, 공급압력은

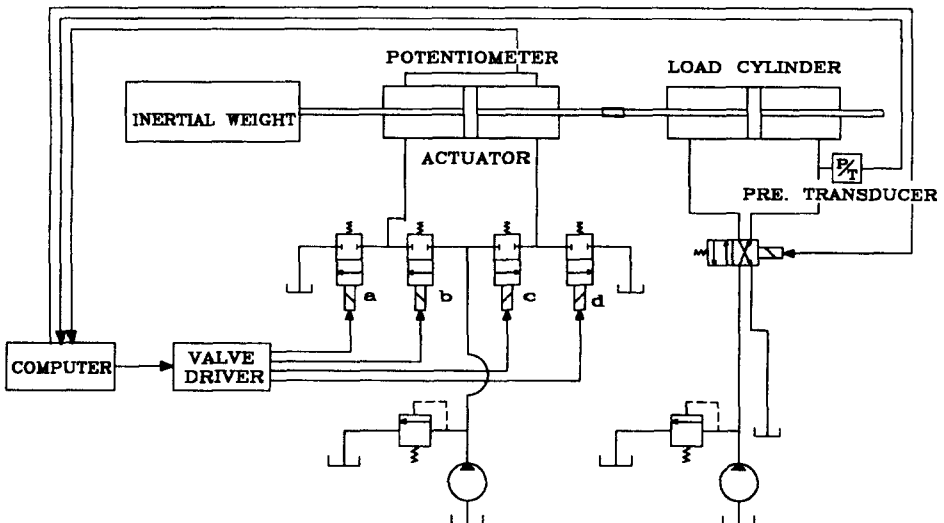


Fig. 7 Electro-hydraulic servo system with high speed on-off valves

70kgf/cm² 그리고 관성차가 운동할 때 관성차의 바퀴에서 발생하는 마찰력을 최대한으로 줄이기 위해 관성차의 바퀴에 볼베어링을 장착하였고, 테이블에는 안내 레일을 설치하여 실험에 관계없는 인자들을 최대한 줄여서 실험하였다. 밸브구동을

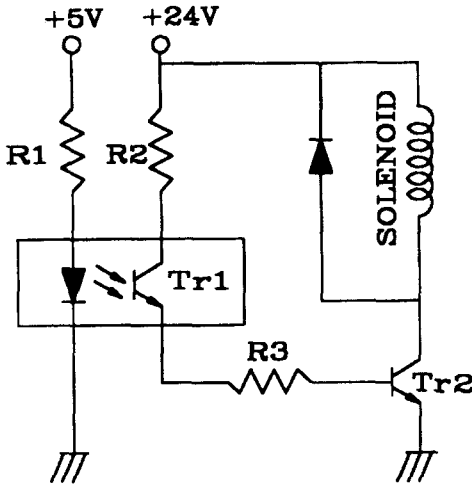


Fig. 8 Driving circuit for the high speed solenoid valve

Table 2 Specifications of experimental apparatus

Equipment		Specification
Hydraulic system	Electric motor	5 HP
	Hydraulic pump	$Q_{max} = 19.8l/min$
		$P_{max} = 210kgf/cm^2$
	External Load motor	10 Hp
	External Load Pump	$D_{max} = 15.8cm^3/rev$
$P_{max} = 210kgf/cm^2$		
High speed on-off valve	$Q_{max} = 8l/min$	
	$x_{vmax} = 0.3mm$	
	$T_{on} = 4ms$ $T_{off} = 1.5ms$	
Electric Equipment	Potentiometer	Length = 10cm
		Res. = $5K\Omega \pm 20\%$
		Lin. = $\pm 0.1\%$
		V = DC 12v
		Div. = 4096
	Data acquisition board	$A_{in} = 8Ch$
		$A_{out} = 2Ch$
		$D_{in} = 16Ch$
		$D_{out} = 16Ch$
		Prog. timer = 3Ch

위한 드라이브회로를 설계 제작하여 장착하였고, 그 기능은 컴퓨터에서 출력되는 5V의 듀티D값에 해당하는 PWM신호를 24V로 구동되는 4개의 고속전자밸브를 구동하게 하는 것이 주 기능인데 이때의 회로는 Fig. 8와 같다. 유압 액추에이터의 변위 검출은 변위 x를 전기적인 신호로 변환하는 포텐쇼메타를 설치하였고, 또한 입·출력신호 및 제어 입력 등 시스템을 실시간 제어하기 위해 샘플링 타임을 2ms로, 이 때의 출력 값을 화일로 작성하여 메모리에 저장할 수 있게 하였다. 제어를 위한 메인 프로그램언어로는 MSC7.0으로 작성하였고^[13], 주요 기능은 기준 입력신호와 출력신호를 비교하여 피드백신호를 결정하면, 이를 A/D변환기의 D/D 포트를 통하여 고속전자밸브를 구동하게 구성되어 있다. 이 때 사용한 장치들의 사양은 Table 2와 같다.

5. 결과 및 고찰

Fig. 4는 정체된 윤활유의 양cm³이 많을수록 초기에 실린더가 후진 혹은 정지된 상태를 유지하고 있음을 보이고 있다. 이것은 시스템 설계시에 정체 체적의 중요성을 나타내어 주고 있다. 이런 현상이 나타나는 이유는 윤활유의 압축성 때문이라 생각된다. Fig. 9은 시스템의 성능 확인을 위해 PWM 전송 주기 50Hz, 외부부하 200kgf, 관성하중 50kgf, 비례게인 $K_p = 0.38$, 목표 변위 1cm로 정한 조건에서 비례제어로 실험한 결과이다. 그림에서 보여주듯이 약 8%의 정상상태 오차가 발생하였

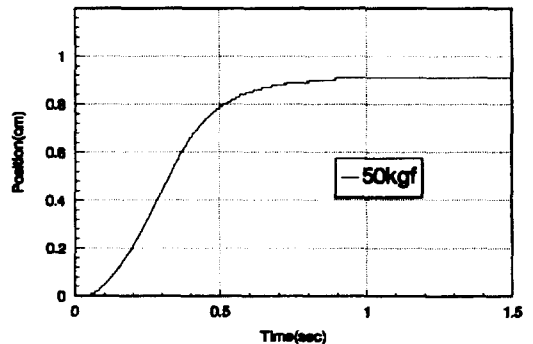


Fig. 9 Experimental results for various inertia weight with proportional control

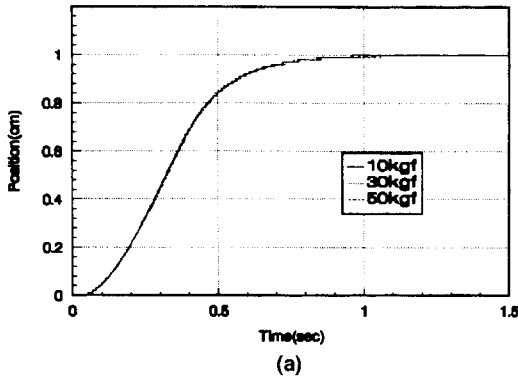


Fig. 10 (a) Experimental results for various inertia weight with PID control

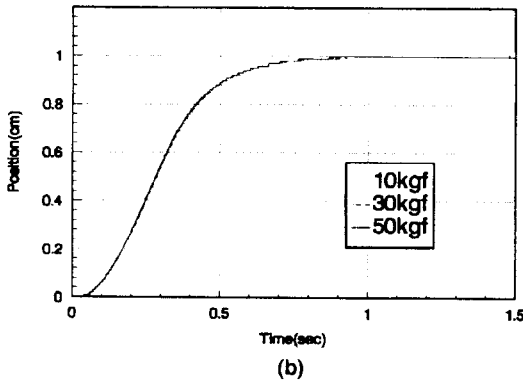


Fig. 10 (b) Experimental results for various inertia weight with sliding mode control

다. 이것은 제어입력신호가 고속전자밸브의 온-오프 지연시간보다 짧은 경우로, 이런 경우에 고속전자밸브는 완전히 열리지 않은 상태에서 작동하게 되므로 고속전자밸브를 통하여 공급 또는 귀환되는 유량이 거의 없다. Fig. 10 (a), (b)는 비례제어와의 비교를 위하여 Fig. 9과 같은 조건에서 PID제어기법과 슬라이딩모드제어기법을 적용하여 관성하중을 10, 30, 50kgf로 하여 실험한 결과로 그림에서 보여주듯이 관성하중의 변화에서는 매우 둔감함이 확인되었다.

Fig.11은 관성하중 50kgf, PWM전송주기 50Hz 조건에서 공급압력의 변화 50, 70, 100kgf/cm²에 대한 제어의 성능으로 공급압력변화에 따라 목표치 추적시 기술기에 약간의 차이는 있지만 정상상태오차 없이 목표치에 도달함을 보여주고 있다.

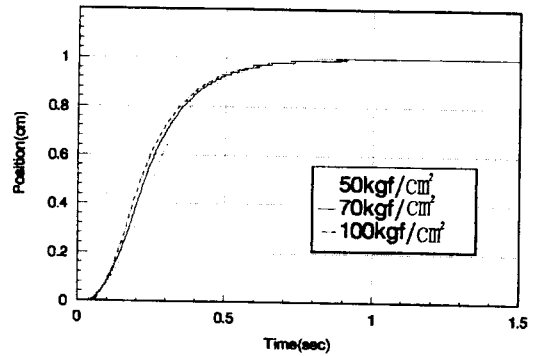


Fig. 11 Experimental results for various supply pressures with sliding mode control

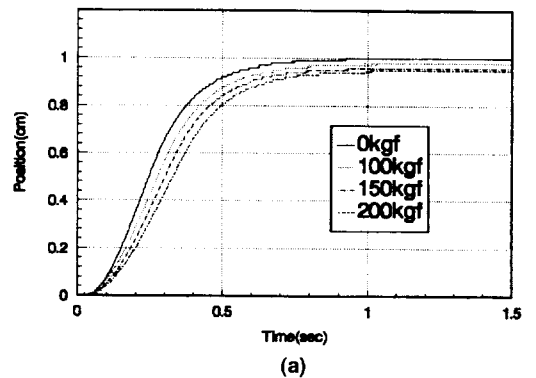


Fig. 12 (a) Experimental results for various external loads with PID control

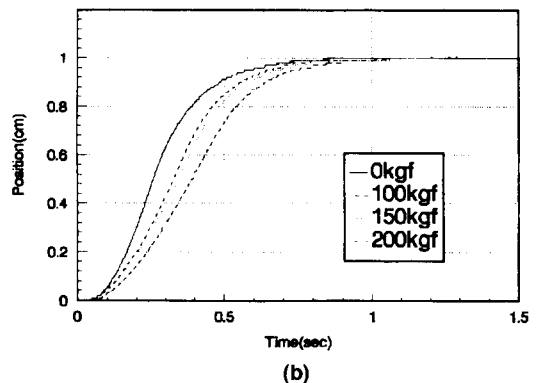


Fig. 12 (b) Experimental results for various external loads with sliding mode control

Fig. 12 (a), (b)는 관성하중 50kgf, 주파수 50Hz, 액추에이터 공급압력 70kgf/cm² 조건에서 외부부하를 0, 100, 150, 200kgf으로 변경하면서 실행한 결과이다. 그림에서 보여주듯이 PID제어에서는

시스템의 안정도에는 별 영향이 없지만 정착시간과 정상상태의 오차에 있어서는 다소의 차이가 있었다. 그러나 슬라이딩모드제어에서는 정상상태 오차 없이 정확하게 목표치에 도달함을 알 수 있다. 그리고 Fig. 6 (a), (b)는 같은 조건에서 시물레이션 결과이다.

6. 결 론

본 연구에서는 PWM PID제어 기법과 슬라이딩 모드제어 기법을 고속전자밸브를 사용한 외부 부하력이 있는 시스템에 적용하여 제어의 성능을 시물레이션과 PWM PID 제어 및 슬라이딩모드제어를 비교 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 고속전자밸브를 사용한 유압시스템은 관성부하나 공급압력의 변화보다 외부 부하력의 변화에 대해 응답특성이 크게 변하는 특성을 보인다.
2. 슬라이딩모드제어에서는 외부 부하력의 변화에 대해 정상상태오차가 없는 강인한 제어가 가능하다.
3. 고속전자밸브는 외부 부하력을 갖는 유압시스템의 서보제어를 실현시키는 요소로서 사용이 가능하다.
4. 시스템의 정체체적이 초기 작동시간을 다소 지연시키는 요인이 됨을 확인하였다. 그러므로 시스템 설계시 가능하면 정체체적을 최소화하여야 함을 확인하였다.

참고문헌

- [1] Wennmacher, G., "Einsatz von Schnellschaltventilen für Elektro-Hydraulische Aktuatoren im Kfz," 10th Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, pp. 1~20, 1992.
- [2] H. Tanaka, "A study of a High-Speed Solenoid Valve" Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers, Vol. 50, No.457, C, pp. 1594~1601, 1985
- [3] T. Muto, H. Yamada, Y. Suemasu, "PWM-Digital Control of Hydraulic Actuator Utilizing 2-way Solenoid Valves", Journal of the Japan Hydraulic & Pneumatics Society, Vol.19, No.7, pp.564~571, 1988.
- [4] Y.Sato, S.Sato, H. Tanaka, Y. Yanai, "Influence of Eddy Current on the Dynamics of High Speed Switching Valve", Journal of the Japan Hydraulic & Pneumatics Society, Vol 24, No.4, pp.505~510, 1993.
- [5] Wennmacher, G. and Huh, J. Y., "Closed Loop Control of Position and Pressure Using Fast Switching Valves," Proceedings of Int. congress SIA l' Hydraulicqctue et l' Automobile, Angers, No. 94. 05. 22, 1994
- [6] J.Y. Huh, G. Wennmacher, "고속전자밸브를 사용한 유압장치의 PWM 제어에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제19권, 3호, pp.868~876, 1995.
- [7] 정현술, "개폐식 3방향 전자밸브의 펄스폭 변조 구동에 의한 압력제어 특성에 관한 연구." 대한기계학회논문집, 제21권, 3호, pp.485~501, 1997.
- [8] T.Narita, H.Hikita, "Robust Servo mechanisms by Continuously Variable Structure Control", Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers, Vol.54, No.503, C, pp.1498~1493. 1988
- [9] 유태재, 허준영, 류길수, "전기유압식 서보인덱싱 시스템의 PWM 제어에 관한 연구" 한국박용기관학회지, 제 23권, 2호, 1999
- [10] Merrit, H. E., Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, New York, 1967.
- [11] Backe', W., 1992, "SIMULANT."
- [12] Gene F. Franklin, J. David Powell, Michael L. Workman, *Digital Control of Dynamic Systems*, Addison Wesley, 1990.
- [13] D. M. Auslander and C. H. Tham, *Real-Time Software for Control*, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey 07458, 1990.

저 자 소 개



유태재(俞泰在)

1959년 1월생. 1983년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1992년 광운대학교 대학원 졸업(석사). 1999년 한국해양대학교 대학원박사과정(수료). 현재 한국기술교육대학교 제어기계공학과 기술연구원.



허준영(許俊永)

1956년 11월생. 1979년 부산대학교 기계설계공학과 졸업. 1982년 부산대학교 대학원 졸업(석사). 1989년 부산대학교 대학원 졸업(박사). 현재 한국기술교육대학교 제어기계공학과 부교수.



류길수(柳吉洙)

1953년 5월생. 1976년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1979년 한국해양대학교 대학원 졸업(석사). 1986년 일본동경대학교 졸업(석사). 1989년 일본동경공업대학원 졸업(박사). 현재 한국해양대학교 자동화/정보공학부 교수.