

부하외란이 가해지는 전기·유압서보계의 속도 제어에 관한 연구

하석홍* · 권기수** · 이진걸***

A Study on the Speed Control of Electro - hydraulic Servo System under Load Disturbance

S. H. Ha · K. S. Kwon · J. K. Lee

Abstract

The loads exerted on electro-hydraulic servo system are classified into inertial, viscous, and spring load. The additional load called disturbances is also exerted on system but is generally not modeled. To deal with these kinds of loads, it is necessary to maintain the continuous signal transfer, so we can construct compensator to satisfy control specifications using feedback signal such as displacement, velocity, acceleration and pressure known as state variables. In case of controlling the speed of hydraulic motor, we must keep up robust performance for the various loads and disturbances acted on the system. However, the load flow rate in the valve is characterized by nonlinearity so that traditional theory of linear control could not be expected to give the desired performance. In this paper, it is shown that speed controller of hydraulic motor gives a good command following and disturbance rejection performance by applying sliding mode theory as a way of robust control to the nonlinearity, variation of loads and disturbances.

1. 서 론

전기·유압서보기구는 조작력과 토오크관성비가 커서 광범위한 속도제어가 용이하므로 중부하 기계의 고속도, 고정도제어에 널리 이용되고 있다. 특히 기계자동화의 발전의 보급추세에 부응하여 마이크로컴퓨터와 결합된 기계는 고도의 제어 기능을 발휘할 수가 있어 전기·유압서보기구의 응용범위는 더욱 확대되고 있다.

전기·유압서보기에 가해지는 부하로서는 관성, 점성 그리고 스프링력에 의한 부하가 계에 고정 또는 가변적으로 가해지며, 계가 행하는 일의 종류 및 특성에 따라 다양하게 변하는 부하압력으로 인한 외란이 있다. 이러한 부하에 대하여 일정한 신호전달특성을 유지하는 제어성능을 발휘하기 위해서는 유압기기의 성능개선만으로는 곤란하다. 최근에는 전자공업의 눈부신 발달로 인하여 보상기 구성이 용이해짐에 따라 대부분 보상기를

* 부산대학교

** 정회원, 한국해기연수원

*** 부산대학교

이용한 유압서보계의 특성보상에 관한 연구가 진행되고 있다^{1,2)}. 유압서보계의 특성보상으로는 대부분의 경우 제어목적에 따라 유압서보계의 상태변수인 변위, 속도, 가속도 그리고 압력등을 피드백하여 유압서보계를 요구사양대로 동작할 수 있도록 보상기를 설계하는 것이다 특히 유압모터의 속도를 무단으로 변속제어하는 경우에는 시스템에 가해지는 각종 부하외란에 대한 유량특성은 비선형적이기 때문에 종래의 선형제어이론만으로는 그 성능을 충분히 발휘할 수 없게 된다.

따라서 본 연구에서는 이러한 비선형성, 외란 등에 강인한 제어수단으로서 슬라이딩모드이론을 적용하여 부하외란이 가하여진 유압모터의속도가 주어진 기준신호에 충실히 추종하고, 외란에 대하여 둔감한 성능을 유지할 수 있는 제어를 설계하여 그 성능을 확인하는데 목적이 있다.

2. 전기·유압서보계의 해석

전기·유압서보계의 해석을 위하여 서보증폭기, 서보밸브, 유압모터 및 부하의 조합으로 구성된 전체계를 Fig. 1에 나타내었으며 회전수를 측정하기 위한 센서로서 타코제너레이터를 사용하고 있다. 여기서 귀환포트의 압력이 무시할 정도로 작고 서어보밸브의 오라피스가 대칭이며 누유가 없고 공급압력이 일정하다고 가정할 때 밸브와 유압모터의 공급측유량 Q_1 [cm³/sec] 및 귀환측유량 Q_2 [cm³/sec]는 각각 식(1), (2)와 같다.

$$Q_1 = K_z \cdot z \sqrt{P_s - P_1} = D_m \omega + \frac{CdP_1}{dt} \quad (1)$$

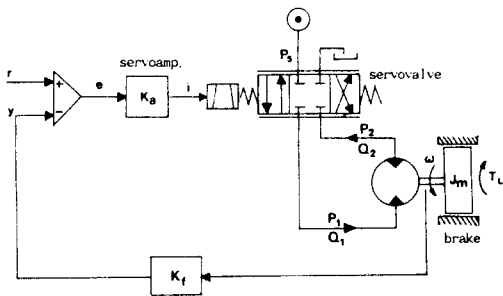


Fig. 1 Configuration of Electro-hydraulic servosystem

$$Q_2 = K_z \cdot z \sqrt{P_2} = D_m \omega - \frac{CdP_2}{dt} \quad (2)$$

여기서 z 는[cm], K_z 는 스폴변위에 대한 유량이득[cm³/s·cm], P_s 는 공급압력[kg/cm²], P_1 , P_2 는 공급측 및 귀환측 압력[kg/cm²], D_m 은 유압모터의 1 라디안[radian]당의 토출용적[cm³/rad], ω 는 모터의 회전속도[rad/sec] 그리고 C 는 유압관로상의 컴플라이언스[cm³/kgf]를 나타낸다.

부하압력 P_L [kg/cm²]과 부하유량 Q_L [cm³/sec]을 각각 식(3), (4)로 정의하고,

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (3)$$

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

식(3), (4)로 부터 밸브 및 유압모터의 부하유량 방정식을 구하면 식(5)와 같다.

$$Q_L = K_z \cdot z \sqrt{P_s - P_L} = D_m \omega + \frac{CdP_L}{dt} \quad (5)$$

식(5)로 부터 서보밸브의 부하압력-유량곡선을 그리면 Fig. 2와 같다. 그림에서 보는 바와 같이 부하압력이 변동함에 따라 부하유량은 비선형적으로 변동하고 있다. 한편 부하요소들을 포함한 유압모터의 운동방정식은 식(6)으로 표현된다.

$$D_m P_L = T_L + J_m \frac{d\omega}{dt} \quad (6)$$

여기서 T_L 은 외란토크[kg/cm], J_m 은 관성모멘트[kgr·cm·sec]이다. 이와 같이 구성된 시스템

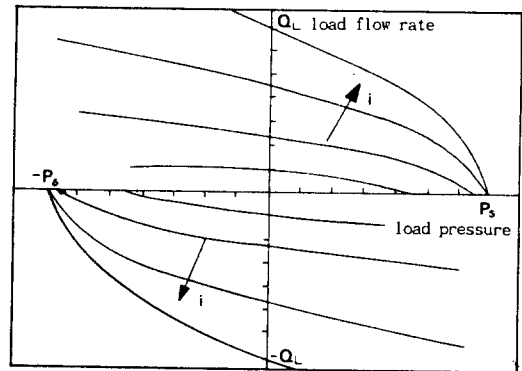


Fig. 2 Pressure flow curves of the servovalve

템에 대한 전달함수를 구하기 위하여 서보밸브의 비선형방정식인 부하유량방정식을 동작점(z^* , P_L^*)근방에서 테일러 급수 전개하여 선형화시키면 식(7)과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_L = k_1 \cdot z - k_2 \cdot P_L \quad (7)$$

여기서

$$k_1 = K_z \sqrt{P_s - P_L^*}$$

: 부하유량계수 [$\text{cm}^3/\text{s} \cdot \text{cm}$]

$$k_2 = \frac{K_z \cdot z^*}{2 \sqrt{P_s - P_L^*}}$$

: 부하압력 · 유량계수 [$\text{cm}^3/\text{kg}_f \cdot \text{sec}$]

이다.

신호전달을 위한 전기적요소에 관하여 살펴보면 먼저 서보증폭기로 입력되는 오차전압신호 e [V]는 식(8)로서 표현되며 오차신호 e 는 서보증폭기에서 증폭되어 식(9)의 전류 i 로 변환된다.

$$e = r - y \quad (8)$$

$$i = K_a \cdot e \quad (9)$$

여기서 r 은 기준입력신호[V], y 는 타코제너레이터의 출력신호[V], i 는 서보밸브를 구동하는 입력전류[mA] 그리고 K_a 는 서보앰프의 이득[mA/V]이다.

입력전류 i 에 대한 서보밸브 스펴의 변위 z [cm]는 주파수응답비교법에 의하여 일반적으로 서보밸브의 사용주파수영역에 따라 비례 또는 일차지연요소로서 근사될 수 있다. 본 연구에서는 비례요소로서 간주하여 식(10)으로서 표현한다.

$$z = K_t \cdot i \quad (10)$$

여기서 K_t 는 서보밸브의 이득[cm/mA]이다. 한편 실제모터의 회전속도 출력응답 ω 에는 식(11)과 같이 dead time이 존재함을 알 수 있다.

$$\omega = \omega_t \cdot \exp(-Ls) \quad (11)$$

여기서 L 은 dead time[sec]의 크기이며, s 는 라플라스연산자, 그리고 ω_t 는 이론출력 회전속도 [rad/sec]를 의미한다.

이때 유압관로상의 컴플라이언스를 무시하고(C

≈ 0), 오차신호 e 를 제어입력 u 두고 수식을 정리하여 모터의 회전수를 출력으로 하는 개루프전달함수를 구하면 식(12)와 같으며, 전체계에 대한 블록선도는 Fig. 3과 같다.

$$\Omega(s) = \frac{K \cdot U(s) - \frac{k_2}{D_m^2} T_L}{T_s + 1} \exp(-Ls) \quad (12)$$

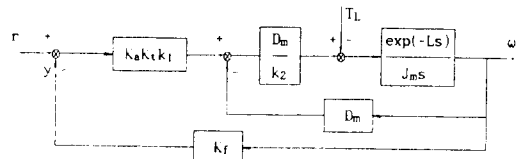


Fig. 3 Block diagram of Electro-hydraulic servosystem

여기서

$\Omega(s)$: 유압모터 속도 ω 에 대한 라플라스변환

$U(s)$: 제어입력 u 에 대한 라플라스변환

이다.

$$T = \frac{J_m \cdot k_2}{D_m^2} \quad : \text{시정수}$$

$$K = \frac{k_1 K_a K_t K_f}{D_m} \quad : \text{제어입력 게인}$$

K_f : 타코제너레이터의 이득 [$\text{V} \cdot \text{s}/\text{rad}$]

이다

3. 슬라이딩모드이론에 의한 제어기 설계

슬라이딩모드제어이론은 제어계 파라미터의 불확실한 변동, 비선형성 그리고 외란 등에 강인한 제어수단으로서 많은 연구가 진행되어 왔다^{3,4)}. 더욱이 근래 마이크로컴퓨터의 괄목할 만한 발달에 따라 종래의 아날로그 장치로서는 실현하기 힘들었던 논리적인 알고리즘을 손쉽게 처리할 수 있어 앞으로도 슬라이딩모드를 응용한 제어계의 설계는 더욱 확산될 전망이다.

본 절에서는 슬라이딩모드를 이용한 제어기를 다음과 같이 구성하고자 한다. 식(12)가 유압서보계의 개루프 전달함수로 표현되어 있으므로 dead time이 없다고 가정하여 회전속도에 대한 일차미분방정식의 형태로 표현하면 식(13)과 같으며, 제어기로 입력되는 유압모터의 회전속도에 대한 신

호 y 는 식(14)와 같다.

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{1}{T}\omega + \frac{K}{T}u - \frac{1}{J_m}T_L \quad (13)$$

$$y = K_f \omega \quad (14)$$

한편 식(12)에서 보는 바와 같이 전달함수의 형이 0형으로 표현되어 있으므로 정상상태오차가 발생한다. 따라서 정상상태오차를 제거하기 위하여 적분요소 $\omega_i = (\omega \cdot r)$ 를 첨가하여 확대계를 구성하면 식(15)와 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_i \\ \dot{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{1}{T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_i \\ \omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K}{T} \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} -\frac{1}{J_m} \\ 0 \end{bmatrix} T_L + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} r$$

$$y = [0 \ K_f] \begin{bmatrix} \omega_i \\ \omega \end{bmatrix} \quad (15)$$

부하외란에 강인한 특성을 갖는 제어를 설계하기 위하여 슬라이딩평면 σ 를 식(16)과 같이 구성한다⁵⁾.

$$\sigma = y + \lambda \int_0^t (y - r) dt \quad (16)$$

여기서 λ 는 슬라이딩모드평면의 기울기로서 대역폭(bandwidth)을 나타낸다.

슬라이딩모드의 존재조건식(17)을 만족하도록 제어입력을 구성하면 식(18)과 같이 표현된다⁵⁾.

$$\dot{\sigma} \leq -\eta \cdot \text{sign}(\sigma) \quad (17)$$

$$u = \frac{J_m \cdot k_2}{D_m k_1 K_a K_f} \left[\left(\frac{D_m^2}{J_m k_2} - \lambda \right) y - (\eta + \zeta + \rho) \text{sign}(\sigma) \right] \quad (18)$$

여기서 η 는 양의 수로서 상태궤적이 슬라이딩모드에 도달하고 지속하기 위한 항의 계수이며 $\text{sign}(\cdot)$ 는 부호함수이다. ζ 및 ρ 는 양의 수로서 모델링 오차와 외란의 최대치를 가정하여 설정한 설계파라미터이다.

한편 제어입력식에 포함되어 있는 부호함수로 인하여 발생하는 채터링현상을 감소시키기 위하여 J. J. Slotine⁶⁾이 제안한 경계층을 이용한 포화함수를 도입하여 제어입력식을 재구성하면 식(19)와 같다.

$$u = \psi_1 \cdot y - N \cdot \text{sat} \left(\frac{\sigma}{\lambda \phi} \right) \quad (19)$$

여기서

$$\psi_1 = \frac{J_m \cdot k_2}{D_m k_1 K_a K_t K_f} \left(\frac{D_m^2}{J_m k_2} - \lambda \right)$$

$$N = \frac{J_m \cdot k_2}{D_m k_1 K_a K_t K_f} (\eta + \zeta + \rho): \text{강인성 계수}$$

$\phi =$ 경계층구역의 허용오차

$$\text{sat} \left(\frac{\sigma}{\lambda \phi} \right) = \begin{cases} \text{sign} \left(\frac{\sigma}{\lambda \phi} \right), & \sigma \geq \lambda \phi \\ \left(\frac{\sigma}{\lambda \phi} \right), & \sigma < \lambda \phi \end{cases}$$

이다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험

이상과 같이 설계된 슬라이딩모드제어기에 의한 전기·유압서보계의 속도제어시스템의 성능을 검토하기 위하여 디지털컴퓨터를 이용하여 시뮬레이션 및 실험을 행하였으며, 시뮬레이션 및 실험에 사용된 파라미터의 값들을 Table 1에 나타내었다. 이 때 시스템의 출력응답에서 나타나는 dead time에 대한 수치적 고려는 2차의 pade 근사⁹⁾를 이용하였다. 시뮬레이션은 수치해석 전용의 SIM-

Table 1. Parameters of the system used in computer simulation

parameters	value	dimension
servo Amp. gain	K_a	10 mA/V
servovalve gain	K_f	8.33×10^{-4} cm/V
flow coefficient	k_1	1.4×10^4 cm ³ · s ⁻¹ /cm
pressure coefficient	k_2	0.499 cm ³ /kgf · s
motor displacement	D_m	11.465 cm ³ /rad
tachogenerator gain	K_f	0.0255 V · s/rad
moment of inertia	J_m	0.0325 kg · s ² · cm
dead time	L	0.0075 sec

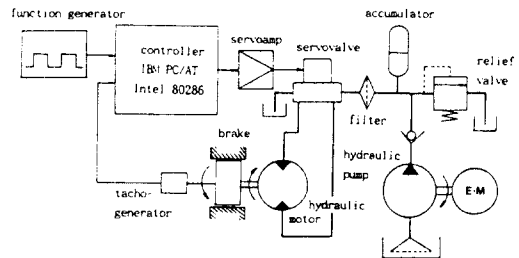


Fig.4 Configuration of experimental equipments

Table 2. Specification of experimental apparatus

equipment	instrument	specification
Hydraulic system	Pump	28cm ³ /rev
	Electric Motor	1750rpm, 7HP
	Hydraulic Motor	72cm ³ /rev
	Servovalve	Q ₀ =30 l/min Z _{max} =0.025
Electric equipment	Servo Amp.	max.gain 30mA/10mV
	Tachogenerator	0.0255 V · s/rad
	A/D. D/A converter	14bit, ±5V range
	Analog computer	ADAC L100
	Pressure transducer	0 - 100kgf/cm ²
Controller	Personal Computer	IBM PC/AT CPU 80286

NON 소프트웨어¹⁰⁾를 사용하여 행하였다.

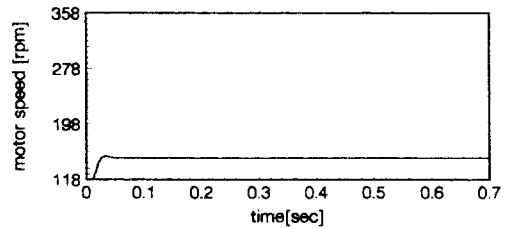
한편 실험장치에 사용된 각 제원은 Table 2와 같으며 실험장치의 개략도는 Fig. 4와 같다. 실험은 먼저 비보상시스템에 대하여 시스템의 정특성 및 동특성을 고찰한 후 성능개선을 위하여 슬라이딩모드제어기를 적용하여 고찰할 것이며, 고찰내용으로서 브레이크장치에 의하여 유압모터에 부하토크를 가한 상태에서 유압모터의 속도를 무단으로 변속시켰을 때의 명령추종성을 검토하고, 또한 일정속도로서 운전하고 있는 상태에서 부하토크를 가하여 외란제거성능을 고찰한다. 이 때의 부하토크는 유압모터의 양측에 압력변환기를 설치하여 부하압력을 측정함으로써 그 크기를 산출하였다. 또한 설계된 슬라이딩모드 제어기성능의 우수함을 입증하기 위하여 종래의 PID 제어기의 성능과 비교하고자 한다.

5. 결과 및 고찰

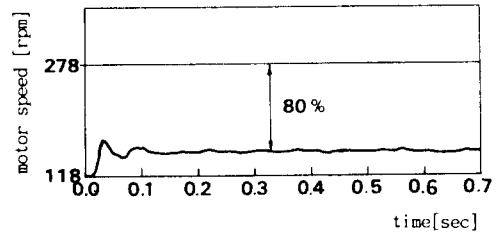
전기·유압서보시스템을 단순피이백으로 구성된 비보상시스템의 스텝입력에 대한 응답은 Fig. 5와 같다. Fig. 5(a)는 시뮬레이션을 나타내며 Fig. 5(b)는 실험결과를 나타낸다. 이 때의 공급압력은 70[kg/cm²]이고 초기조건은 118[rpm]이며 목표치는 278[rpm]으로 하였다. 정상상태 오차는 계산 및 실험결과 공히 80%의 큰 오차량을 나타내

고 있으나, 시뮬레이션에서는 약간의 오버슈트가 발생하면서 정착시간이 0.05초인 반면 실험결과에서는 오버슈트가 발생하면서 약 0.2초만에 정상상태에 도달하는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 차이는 모델링과정에서 고려하지 않은 비선형성, 마찰, Flexible coupling의 사용에 따른 센서의 편심 등의 영향에 기인한 것으로 사료된다.

Fig. 6은 정상상태오차를 제거하고 부하외란에 강인한 성능을 가질 수 있도록 하기 위하여 슬라

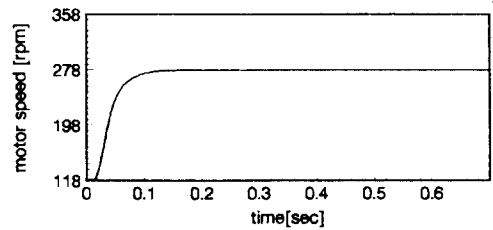


(a) Simulation results

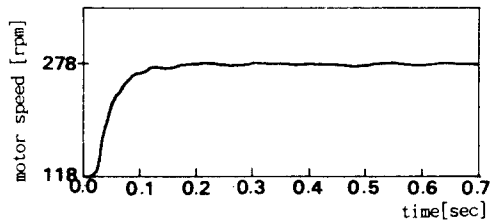


(b) Experimental results

Fig. 5 Step response of the uncompensated system



(a) Simulation results



(b) Experimental results

Fig. 6 Step response of the system compensated by sliding mode controller($\phi=0.015, \lambda=25, N=2$)

이딩모드제어기를 설계하여 실험 및 시뮬레이션을 행한 결과이다. 이 때 제어입력방정식 (19)식에서 허용오차량 $\phi=0.015$, 밴드폭 $\lambda=25$ 그리고 강인성 계수 $N=2$ 로 설정하였다. 그림에서 보는 바와 같이 정상상태오차는 제거되었으며 정착시간은 약 0.1초로서 양호한 응답을 얻을 수 있으며 시뮬레이션결과와 실험결과가 비교적 잘 일치되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 부하외란을 가한 상태에서 명령추종 성능을 고찰하기 위한 실험결과로서 슬라이딩모드 제어와 PID제어를 동시에 행하였다. 이 때 슬라이딩모드의 제어입력방정식 Fig. 6의 경우와 동일하며 PID 제어입력방정식의 계인은 Ziegler-Nichols의 시험입력법에 의하여 산출하고 실험을 통하여 보정하였다. PID제어계인 각각의 값은 비례계인 $K_P=1.22$, 적분계인 $K_I=122.75$, 미분계인 $K_D=0.0012$ 로 정하였다. 부하외란은 브레이크장치에 의해 유압모터에 각각 0, 30, 50[kgf/cm²]의 부하압력을 가하고 초기회전속도 118[rpm]의 상태에서 기준입력으로 278[rpm]을 가하여 실험하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 부하외란이 0, 30[kgf/cm²]인 경우에는 슬라이딩모드제어기와 PID제어기 공히 정상상태오차는 발생하지 않으며 정착시간은 부하압력이 커질수록 다소 지연되는 경향을 나타내고 있다. 한편 부하압력을 50[kgf/cm²]

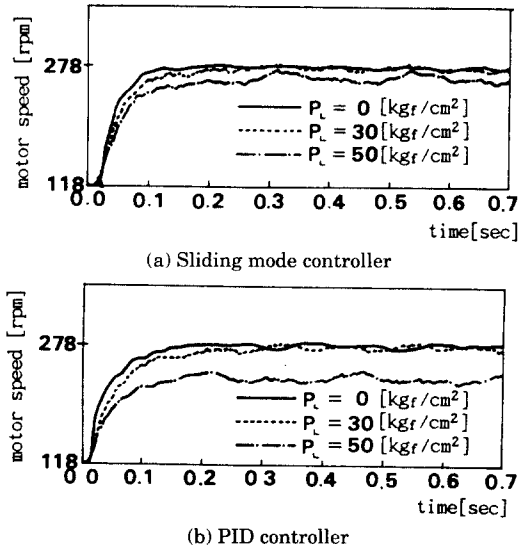


Fig. 7 Step response under various pressure

로 가한 경우에는 PID제어기에서는 정상상태오차가 25%내외이나 슬라이딩모드제어기에서는 10%내외로 나타나고 있어 슬라이딩모드제어기에서의 응답이 부하외란에 대하여 보다 더 강인한 특성을 가진 것으로 나타났다.

Fig. 8은 유압모터의 회전수를 238[rpm]로 고정시킨 상태에서 부하외란을 가감하여 그 응답특성을 고찰한 실험결과이다. 이 때의 PID제어 및 슬라이딩모드제어입력방정식은 앞의 경우와 동일하며 부하외란은 유압모터의 브레이크장치로서 부하압력이 초기 10[kgf/cm²]에서 50[kgf/cm²]까지 순간적으로 변화하도록 레버를 수동으로 조작하여 가하였으며 실험의 정확성을 위하여 수차례 반복 실험하였다. 그림에서 보듯이 부하를 가감한 직후의 최대이탈량은 PID제어기에서는 38[rpm], 슬라이딩모드제어에서는 32[rpm]로 나타났으며 정상상태에서의 응답의 안정성도 슬라이딩모드제어

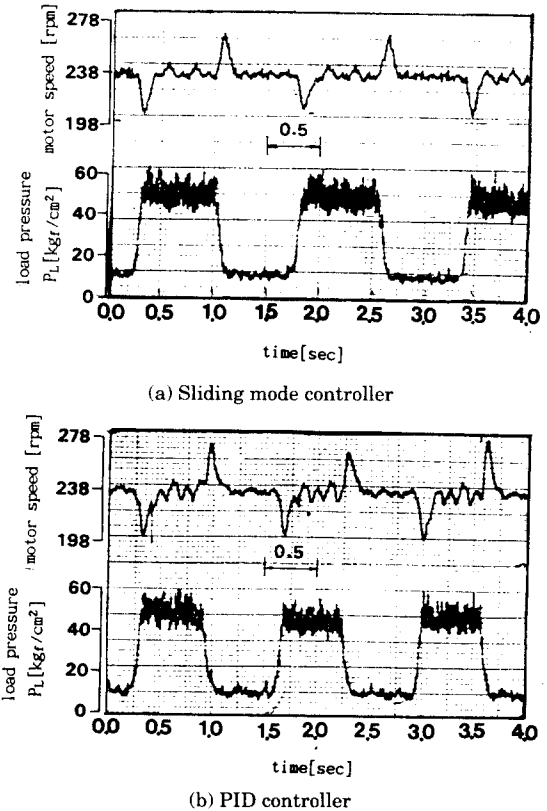


Fig. 8 Disturbance rejection performance for load pressure

가 PID제어에 비해 보다 양호하게 나타나고 있다. Fig. 9는 Fig. 8과 같은 상태에서 부하압력을 수동으로 임의로 조작하였을 때의 응답특성을 고찰한 실험결과이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 PID제어보다 슬라이딩모드제어에 의한 실험결과가 비교적 양호한 상태로서 상대적으로 안정성이 있는 응답특성을 보여주고 있다.

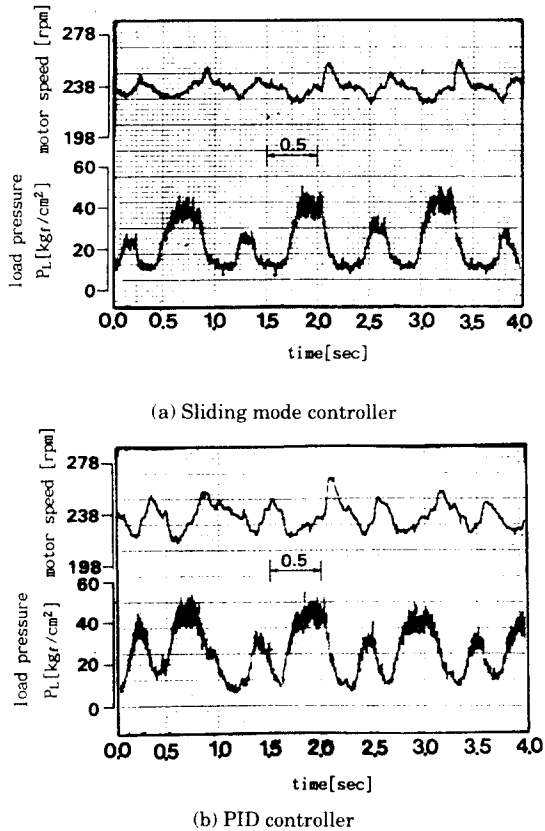


Fig. 9 Response characteristic for varying load pressure

6. 결 론

본 연구에서는 전기·유압서보장치로 구동되는 유압모터의 속도제어시스템에 부하외란이 가하여

졌을 때 강인한 응답성능을 실현하기 위하여 슬라이딩모드제어이론을 적용한 후 이를 이론과 실험적 측면에서 검토하였다. 슬라이딩모드제어기에 의한 응답특성을 극심한 부하외란이 가하여 졌을 때에도 종래의 PID제어에 의한 응답특성에 비해 명령추종이 비교적 우수하였으며, 각종의 부하외란에 대하여 최대회전수 이탈량 및 정상상태에서 상대적으로 안정한 응답을 얻을 수 있으며 외란에 강인한 제어계를 실현할 수 있었다.

참고문헌

- 1) 中野, "電-油サボ-制御とその應用システム", 油空壓化設計, 第22卷, 第1號, pp. 24 - 30, 1984.
- 2) 김종겸, "부하압력 피이드백을 이용한 전기 유압서보계의 특성개선에 관한 연구", 부산대학교 대학원 박사학위논문, 1992.
- 3) Utkin, V. I., "Variable Structure System with Sliding Modes", IEEE Trans. on AC, Vol. AC-22, No. 2, 1977.
- 4) 原島文雄, 本秀紀, "Slidding Modeとその應用-I, II", システムと制御, Vol. 29, No. 2, pp. 94 - 103, pp. 242-250, 1985.
- 5) Slotine, J. J. and Sastry, S. S., "Tracking Control of Nonlinear Systems Using Sliding Surfaces with Application to Robot manipulators", Int. J. control, Vol. 38, No. 2, pp. 465 - 492, 1983.
- 6) J. Watton, "Fluid Power Systems-Modeling, simulation, analog & microcomputer control", Prentice Hall, 1989.
- 7) H. Merrit, "Hydraulic Control Systems", Willey, New York, 1967.
- 8) G. F. Franklin, J. D. Powell, M. L. Workman, "Digital Control of Dynamic Systems", 2nd ed., Addison Wesley, 1990.
- 9) 김종식, 선형제어 시스템 공학, 청문각, 1988.
- 10) H. Elmqvist, K. J. Astrom, T. Schonthal, B. Wittenmark, "Simnon™ User's Guide for MS-DOS Computers, SSPA Systems, Sweden, 1990.