

가변구조에 의한 편로드 실린더 서보계의 위치제어에 관한 연구

권기수* · 하석홍* · 허준영** · 이진걸***

A study on the position control of single rod cylinder servosystem using VSS

K.S. Kwon, S.H. Ha, J.Y. Huh, J.K. Lee

Abstract

In eliminating the nonlinear characteristics such as piston displacement drift and difference in speeds of the reciprocating motion due to their nonsymmetrical structure of single rod cylinder, the linear model can be given by equivalent piston area and equivalent outside disturbance, etc. The position control method of single rod cylinder servosystem using the sliding mode control of VSS was suggested and the good results without off-set are compared with PD control of fixed structure system.

기호설명

[서보밸브]		A_{me} : 피스톤의 평균단면적	[cm ²]
C_a : 오리피스 방출계수		A_e : 피스톤의 등가단면적	[cm ²]
K_t : 토오크모터의 이득	[cm/mA]	a : 피스톤로드의 단면적 ($A_1 - A_2$)	[cm ²]
K_{za} : 편로드실린더와 결합된 서보밸브의 유량 이득	[cm ³ /s/cm]	B_p : 점성마찰계수	[kgf · s/cm]
K_{pa} : 편로드실린더와 결합된 서보밸브의 유량 - 압력계수	[cm ⁵ /kgf · s]	C_{ip} : 피스톤의 내부누설계수	[cm ⁵ /kgf · s]
w : 포트단면적 기울기	[cm ² /cm]	C_{ep} : 피스톤의 외부누설계수	[cm ⁵ /kgf · s]
x_v : 중립위치로부터의 스톱의 변위	[cm]	C_1 : [(1+ η^3)/(1+ η^2)]	
[유압실린더]		C_2 : [C ₂ =1/(1+ η^2)]	
ρ : 액체밀도	[kgf · sec/cm]	F _{ad} : 편로드실린더의 부가외란력	[kgf]
A_1 : 편로드실린더의 헤드측의 면적	[cm ²]	F_e : 편로드실린더의 등가외란력	[kgf]
A_2 : 편로드실린더의 로드측의 면적	[cm ²]	F_g : 피스톤에 미치는 힘	[kgf]
		F_L : 부하외란력	[kgf]
		L : 스프링부하의 스프링상수	[kgf/cm]
		L_s : 피스톤의 최대행정	[cm]
		M_t : 부하를 포함한 구동부의 질량	[kgf · s ² /cm]

* 정회원, 부산대 대학원

** 현대중공업

*** 부산대 정밀기계과

- P_1 : 편로드실린더의 헤드측 압력 [kgf·s²/cm]
- P_2 : 편로드실린더의 로드측 압력 [kgf/cm²]
- P_L : $P_1 - P_2$ [kg/cm²]
- P_{LD} : Sub cylinder의 차압 [kgf/cm²]
- P_s : 공급압력 [kgf/cm²]
- Q_1 : 헤드측 유량 [cm³/s]
- Q_2 : 로드측 유량 [cm³/s]
- Q_L : 편로드실린더의 부하유량 [cm³/s]
- V_t : 좌우양실의 전체용적 [cm³]
- V_e : 등가용적 [cm³]
- x_p : 피스톤의 변위 [cm]
- β_e : 작동유의 체적탄성계수 [kgf/cm]
- η : 유량비

[가변구조계]

- K_a : 변위변환기의 이득 [V/cm]
- K_b : 속도변환기의 이득 [V/cm/sec]
- K_m : 서보앰프의 이득 [mA/V]
- s : 라플라스 연산자
- T_1 : 위치서보계의 시정수 ($T_1 = K_{pa} \cdot M_t / A_{me} A_e$)
- K_p : 비례제어 이득
- K_d : 미분제어 이득
- K_i : 적분제어 이득

1. 서 론

편로드실린더는 일반산업용으로 널리 취급되는 액츄에이터로서 다방면에 사용되고 있으나 피스톤의 수압면적이 다르기 때문에 동특성이 비선형적이어서 왕복속도의 차가 발생하므로 서보 액츄에이터로서는 적당하지 않다.

공업용로보트, 산업기계등의 발달에 따라 실린더를 갖는 전기-유압서보기구는 고속, 고훈력, 고정도가 요구되는 서보기구에 널리 사용되게 되었다.

그러나 대부분은 복동실린더를 사용하는 것으로 편로드실린더를 사용하는 것에 대한 연구는 별로 행하여지지 않고 있다.^{1)~4)}

가변구조제어이론은 시스템매개변수의 변동, 외란등에 둔감하다는 점에 착안해서 편로드실린더계의 위치제어에 가변구조제어를 적용하였다.^{5)~8)}

본 연구의 목적은 편로드실린더를 가진 유압서보계의 동적특성에 대해 고찰하고 아울러 슬라이

딩모드제어이론을 적용하여 시스템의 매개변수의 변동 또는 관성부하, 점성부하 및 스프링부하와 같은 각종부하외란이 가해졌을 때의 계의 응답성에 대해서 PD제어계와 비교, 검토하였다.

2. 이론 해석

편로드실린더로 구동되는 동력기구의 개략도를 Fig. 1에 나타낸다.

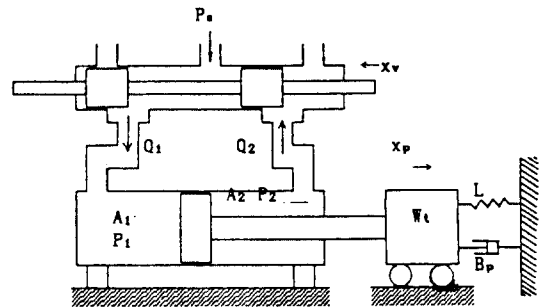


Fig. 1 Valve-cylinder-load combination

밸브-실린더-부하계의 수학적 모델은 서보밸브의 스톱변위 x_p 와 피스톤의 변위 x_p 사이의 관계이다. 그림에서 피스톤양실의 단면적이 다르므로 유량식은 피스톤의 속도 \dot{x}_p 의 부호와 관계가 있다. 피스톤의 각 방향에 따른 유량식은 다음과 같다.

먼저 $\dot{x}_p > 0$ 의 경우를 생각하면, 서보밸브의 유량식은 다음과 같다.

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{2(P_s - P_1)/\rho}$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{2P_2/\rho} \tag{1}$$

위의 식에서 리턴압력은 0이라고 가정한다.

유압실린더의 유량식은

$$Q_1 = C_{ip}(P_1 - P_2) + C_{ep}\dot{P}_1 + \frac{V_1}{\beta_e}\dot{P}_1 + A_1\dot{x}_p$$

$$Q_2 = C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}\dot{P}_2 - \frac{V_2}{\beta_e}\dot{P}_2 - A_2\dot{x}_p \tag{2}$$

다음으로 $\dot{x}_p < 0$ 인 경우에 대해서 서보밸브의 유량식은

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{2P_1/\rho}$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{2(P_s - P_2)/\rho} \tag{3}$$

으로 쓸 수가 있다.

누유나 액체용적탄성에 의한 유량은 피스톤운동에 의한 유량보다 훨씬 적다고 하고 실린더 좌·우 양실의 유량비를 η 로 하면

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{A_2}{A_1} = \begin{cases} \sqrt{\frac{P_2}{P_s - P_1}} \dot{x}_p > 0 \\ \sqrt{\frac{P_s - P_2}{P_1}} \dot{x}_p < 0 \end{cases} \quad (4)$$

이다.

식(1) 및 (4)로부터 서보밸브의 부하유량식은 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \alpha C_d w x_v \sqrt{(P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L) / \rho} \quad (5)$$

여기서

$$\alpha = (1 + \eta) / (2(1 + \eta^2)) \leq 1$$

$$P_L = P_1 - P_2$$

이다.

서보밸브의 부하압력—유량특성은 비선형이므로 설계를 위해서 동작점부근에서 선형화하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_L = K_{za} \dot{x}_v - K_{pa} P_L \quad (6)$$

여기서

$$K_{za} = \alpha C_d w \sqrt{(P_s - P_{L0}) / \rho} : \text{유량이득}$$

$$K_{pa} = \frac{\alpha C_d w x_{v0} \sqrt{1/\rho}}{2 \sqrt{P_s - P_{L0}}} : \text{유량—압력 계수}$$

이다.

$$x_p = \frac{\frac{K_{za}}{A_{me}} \dot{x}_v - \frac{K_{pa}}{A_e A_{me}} (1 + \frac{V_e}{4\beta_e K_{pa}} s) F_e}{\frac{V_e M_t}{4\beta_e A_e A_{me}} s^3 + (\frac{K_{pa} M_t}{A_e A_{me}} + \frac{B_p V_e}{4\beta_e A_e A_{me}}) s^2 + (1 + \frac{B_p K_{pa}}{A_e A_{me}} + \frac{L V_e}{4\beta_e A_e A_{me}}) s + \frac{K_{pa} L}{A_e A_{me}}} \quad (10)$$

이다.⁴⁾

3. 가변구조계의 설계

식(9)와 같이 표현되는 편로드실린더를 사용한 전기—유압서보시스템의 위치제어를 위한 가변구조제어기를 다음과 같이 구성한다.

식(2) 및 식(4)로부터 유압실린더의 부하유량식은

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = A_{me} \dot{x}_p + \frac{V_e}{4\beta_e} \dot{P}_L + C_{ip} P_L \quad (7)$$

여기서

$$C_{ip} = C_{ip} + C_{ep}/2 : \text{피스톤 전체 누유계수}$$

$$A_{me} = (A_1 + A_2)/2 : \text{평균단면적}$$

$$V_e = C_1 A_1 L_s = A_e \cdot L_s : \text{유압실린더의 등가용적}$$

$$C_1 = (1 + \eta^3) / (1 + \eta^2)$$

이다.

유압실린더의 구동력 F_g 는 다음과 같이 표시된다.

$$F_g = A_1 P_1 - A_2 P_2 = M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + L x_p + F_L \quad (8)$$

$$= A_e P_L$$

윗식을 등가외란에 대하여 정리하면 다음식과 같이 된다.

$$A_e P_L = (M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + L x_p + F_e) \quad (9)$$

여기서

$$F_e = F_L - F_{ad} : \text{등가외란력}$$

$$F_{ad} = (1 - C_2) a P_s, \dot{x}_p > 0 : \text{부가의부외란}$$

$$= C_2 \cdot a P_s, \dot{x}_p < 0$$

$$C_2 = 1 / (1 + \eta^2)$$

이다.

식(6), (7)과 식(9)를 연립하여 편로드유압실린더의 수식모델을 구하면

일반적으로 위치제어시스템에서는 스프링이 부착되어 있지 않으므로 또한 대개의 경우 댐핑실린더를 사용하지 않으므로 B_p 도 매우 작고 ($B_p \sim 0$), 그리고 작동유체의 체적탄성계수는 매우 커므로 $B_e \rightarrow 0$ 이며 모델링의 간략화를 위하여 피스톤 및 피스톤로드에서의 누유의 영향도 무시한다 ($C_{ep} \sim 0$).

이상의 가정하에서 식(6), (7)을 정리하면

$$A_m \dot{x}_p = K_{za} x_v - K_{pa} P_L$$

$$P_L = 1/K_{pa} \cdot (K_{za} x_v - A_m \dot{x}_p) \quad (11)$$

위의 식을 식(8)에 대입하여 정리하면

$$\ddot{x} = \frac{a_e K_{za}}{M_t K_{pa}} x_v - \frac{A_e A_m e}{M_t K_{pa}} \dot{x}_p - \frac{F_e}{M_t} \quad (12)$$

이다.

상태변수를 각각 $x_1 = K_a(x_p - x_{pd})$, $x_2 = K_b \dot{x}_p$, 시스템입력은 $U = K_a E$ 로 둔다. 여기서 $E = x_{pd} - x_p$ 로 요구되는 피스톤의 변위 x_{pd} 에 대한 오차 변위이며 실험장치에서는 전압신호이다. 또 스플의 변위 x_v 는 정상상태에서는 토크모터에 들어오는 전류나 전압에 비례하여 변한다.

$$x_v = k_m \cdot k_t \cdot k_a \cdot E = k_m \cdot k_t \cdot u$$

위 식들을 식(1)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{x}_1 = \frac{k_a}{k_b} x_2$$

$$\dot{x}_2 = k_b \dot{x}_p = \frac{k \cdot k_b}{T_1} u - \frac{1}{T_1} x_2 - \frac{k_b}{M_t} F_e$$

위 식들을 상태방정식으로 표현하면 식(12)를 얻는다.

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & \frac{K_a}{K_b} \\ 0 & -\frac{1}{T_1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \frac{K \cdot K_b}{T_1} & -\frac{K_b}{M_t} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ F_e \end{pmatrix} \quad (13)$$

여기서

$$K = K_m K_t K_{za} / A_m e$$

$$T_1 = K_{pa} \cdot M_t / A_e A_m e$$

이다.

여기서 제어입력을

$$U = -\Psi_1 x_1 - M \cdot \text{sgn}(\sigma) \quad (14)$$

로 설정하고 피이드백계수 Ψ_1 이

$$\Psi_1 = \begin{cases} \alpha_1 & \text{if } s \cdot x_1 > 0 \\ \beta_1 & \text{if } s \cdot x_1 < 0 \end{cases}$$

으로 스위칭되도록 한다.

유압서보계가 2차계로 묘사되었으므로 Hurwitz 조건을 만족하도록 스위칭선을 정하면

$$\sigma = c x_1 + x_2$$

$$c > 0 \quad (15)$$

이다. 슬라이딩모우드 존재조건은

$$\sigma \dot{\sigma} < 0 \quad (16)$$

이다.

식(12) (13)과 식(15)로부터

$$\begin{aligned} \sigma \dot{\sigma} &= \sigma \left(-\frac{x_2}{T_1} + \frac{K \cdot K_b}{T_1} U - \frac{K_b}{M_t} F_e + c \frac{K_a}{K_b} x_2 \right) \\ &= \left(\frac{c K_a}{K_b} - \frac{1}{T_1} \right) \sigma^2 - \left\{ c \left(\frac{c K_a}{K_b} - \frac{1}{T_1} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{K \cdot K_b}{T_1} 2\Psi_1 \right\} \alpha x_1 \\ &\quad - \frac{K_b}{M_t} F_e \cdot \sigma - \frac{K \cdot K_b}{T_1} M \text{sgn}(\sigma) \cdot \sigma \end{aligned} \quad (17)$$

식(16)의 존재조건을 만족하기 위해서

$$\begin{aligned} c &\leq \frac{K_a}{K_b T_1} \\ \alpha_1 &\geq \frac{T_1}{K \cdot K_b} \left(\frac{c}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} c^2 \right) \\ \beta_1 &\leq \frac{T_1}{K \cdot K_b} \left(\frac{c}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} c^2 \right) \end{aligned} \quad (18)$$

$$M \geq \frac{T_1}{K \cdot K_b} \max_t f(t), \quad f(t) = \frac{K_b}{M_t} F_e(t)$$

이다.

4. 전산기 시뮬레이션

본 연구에 의한 이론의 타당성을 검토하기 위하여 디지털 컴퓨터로 시뮬레이션하였다. 시뮬레이션에 사용한 값은 Table 1과 같다.

Table 1 Parameters of simulation data

Parameter	Value	Dimension	Parameter	Value	Dimension
D ₁	4.0	cm	K _a	10	V/cm
D ₂	2.24	cm	K _b	0.1	V/cm/sec
W _t	30	kgf	β _e	7000	kgf · cm
P _s	30	kgf/cm ²			

시뮬레이션은 다음과 같다.

(1) 비대칭실린더의 정·부방향에 따른 동적특

성

- (2) 부가외란을 가 했을 때의 가변구조제와 PD 제어제의 스텝응답

5. 실험장치 및 방법

가변구조제어방식에 의한 응답성능을 확인하고 전산기 시뮬레이션결과와 비교하기 위하여 Fig. 2 와 같이 EHS(Electro-Hydraulic Servomechanism)-160실험장치와 부하외란을 가해주기 위해 별도의 유압원을 사용하여 솔레노이드밸브로 실린더의 작동방향을 바꾸어줄 수 있는 독립된 유압 구동부로 작동되는 subcylinder를 사용하여 실험 하였으며 부하외란의 크기를 바꾸어줄 수 있도록 유압펌프의 토출측에 릴리프를 구성하여 압력을 조정토록 하였다. 가변구조제어회로 및 PD제어회로는 아날로그컴퓨터 ADAC L-100을 사용하여 실험하였다. 가변구조제어기선도 및 PD제어기선도를 Fig. 3과 Fig. 4에 나타낸다.

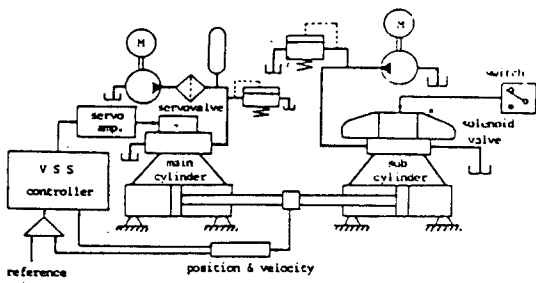


Fig. 2 Configuration of experimental equipments

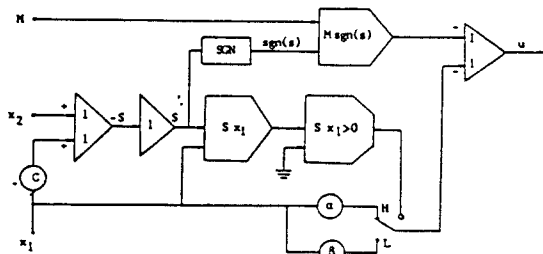


Fig. 3 VSS controller constructed by analog computer

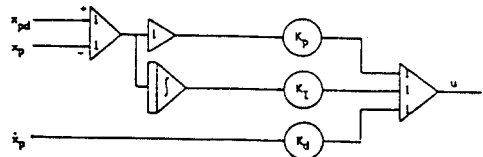


Fig. 4 PID controller constructed by analog computer

6. 결과 및 고찰

Fig. 5는 편로드실린더를 사용한 전기유압서보시스템의 양방향에 대한 스텝응답의 시뮬레이션결과이다. 그림의 왼쪽은 $\dot{x}_p > 0$ 일때의 부가외부외란이고 오른쪽 그림은 $\dot{x}_p < 0$ 일때의 부가외부외란을 나타내고 밑에 그림은 이때의 피스톤응답결과이다. 피스톤 응답결과중 내부에 있는 그림은 부가외부외란을 고려하지 않은, 즉 실린더가 양로드와 같은 특성을 나타내고 외부의 그림은 편로드의 수압면적의 차를 부가외부외란으로 나타냈을 때의 특성이므로 위의 부가외부외란은 아래의 두 그림의 차이를 나타낸다. 그림에서와 같이 부가외부외란에 의해 $\dot{x}_p > 0$ 일 때의 과도과정은 $\dot{x}_p < 0$ 일 때보다 다소 진동적이다.

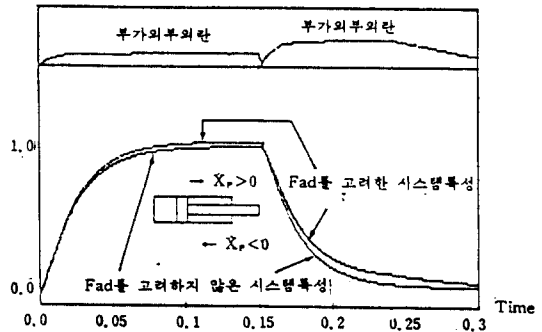


Fig. 5 Step response of single rod cylinder

Fig. 6은 편로드실린더를 액튜에이터로 사용하는 전기유압서보계의 주구동회로에 추가로 부하회로를 구성해서 부실린더를 사용하여 일정외란을 가 해주었을 때의 시뮬레이션 결과이다. 위의 그림은 릴리프발브를 조정하여 압력 10kgf/cm² 일정외란

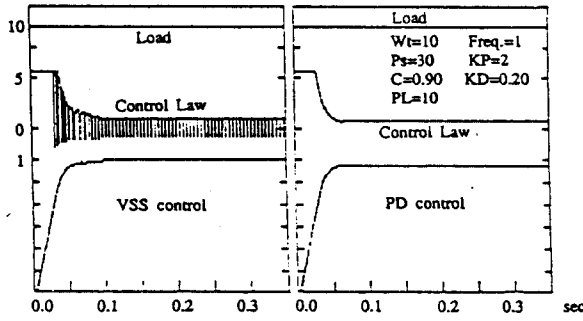


Fig. 6 Theoretical result at constant load ($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $P_L = 10\text{kgf/cm}^2$)

을 나타내고 가운데 그림은 이때의 제어입력을, 밑의 그림은 피스톤의 응답을 나타낸다. 일정의란에 대한 응답특성은 가변구조계 및 PD제어계 모두 양호한 응답특성을 보이고 있으나 PD제어계에서는 부하외란이 증가함에 따라 정상상태오차를 발생시키고 있다. 따라서 가변구조제어계에서는 부하외란에 강인한 계를 구성할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 일정부하외란에 가변구조제어에 의한 실험결과로서 위의 그림은 가변구조제어의 제어신호이고 아래의 그림은 이때의 출력동작을 나타낸다. 스텝형의 제어신호에 대해 초기에 채터링이 발생하여 부호함수에 의하여 제어기의 구조를 바꾸어 줌으로서 표시점을 원점으로 수렴시키며 오차변위가 없어지고 정상상태오차가 영으로 접근함에 따라 서보증폭기의 디더(dither)신호 만이 작동함을 알 수 있고 이는 Fig. 6의 시뮬레이션 결과와 잘 일치하고 있다. 그러나 시뮬레이션 결과에

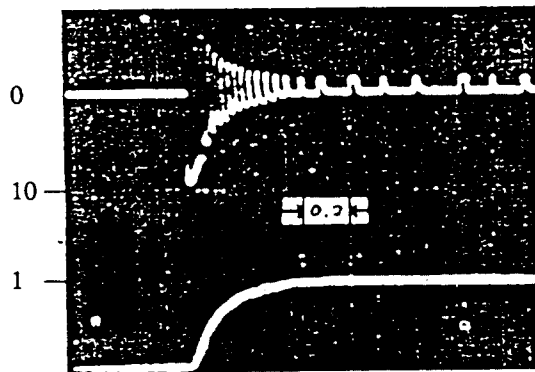


Fig. 7 Experimental results at constant load ($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $P_L = 10\text{kgf/cm}^2$)

서는 정상상태에 도달하는 시간이 0.1초정도 걸리나 실험결과에서는 0.4초정도 걸리는데 이것은 모델링 오차 및 가정에서 고려하지 않은 압축성, 누유의 영향이라고 생각된다. 결국, 수학적 모델링을 기초로한 시뮬레이션 결과와 실험결과의 차이에서 정성적인 결과만을 고찰해 보면 이들의 일치하는 상당히 접근하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 구형파형외란에 대한 응답을 보인다. 이 때의 주파수는 4Hz이다. 구형파가 스위칭될 때 가변구조계에서는 초기에 영향을 받으나 곧 정상상태로 회복됨을 알 수 있으나 PD제어계에서는 정상상태오차를 유발한다. 즉 가변구조계에서는 구형파와 같은 외란에 대해서도 강인한 응답성을 보인다.

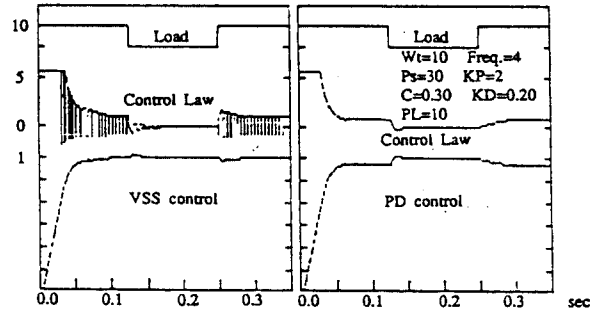


Fig. 8 Theoretical result at rectangular wave disturbances ($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $P_L = 10\text{kgf/cm}^2$)

Fig. 9는 부하실린더를 구동하는 솔레노이드밸브를 수동으로 스위치를 개폐하여 인위적으로 구형파형을 만들었을 때의 응답특성을 나타낸 그림이다. 즉 부하외란을 가해주기 위해 수동으로 subcylinder의 작동방향을 바꾸어 줄 수 있는 솔레노이드를 개폐했을 때의 부하외란과 구형파신호에 대한 피스톤의 응답결과로서 부하외란에 관계 없는 강인한 응답을 보여주고 있다. Fig. 10은 사인파형의 외란을 가해줄 때의 시뮬레이션 결과이다. PD제어계에서는 사인파외란의 변곡점에서 오버슈트(overshoot)와 언더슈트(undershoot)가 생기는데 비하여 가변구조계에서는 스텝형입력을 잘 추종하는 결과를 보여주고 있다. 즉 사인파형외란에 대해서는 가변구조제어계가 PD제어계보다 월등한 응답성을 보여주고 있음을 알 수 있다.

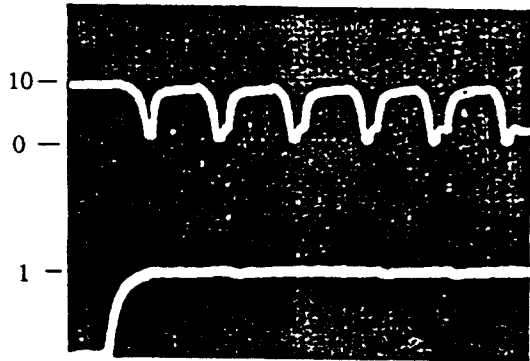


Fig. 9 Experimental result at rectangular wave disturbances
($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $P_L = 10\text{kgf/cm}^2$)

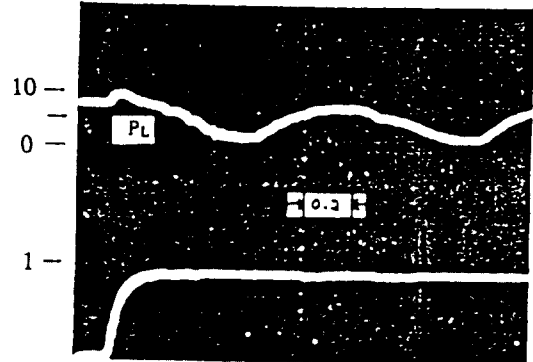


Fig. 11 Experimental result at sinusoidal wave disturbances
($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $P_L = 10\text{kgf/cm}^2$)

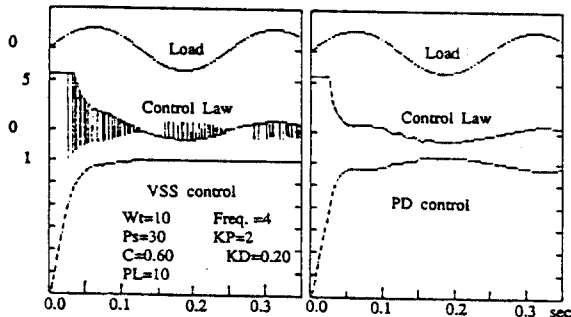


Fig. 10 Theoretical result at sinusoidal wave disturbances
($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $P_L = 10\text{kgf/cm}^2$)

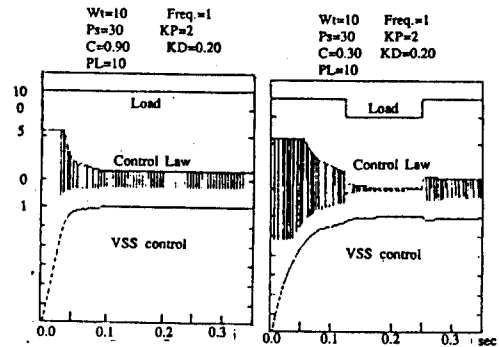


Fig. 12 Theoretical results of various switching line
($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $P_L = 10\text{kgf/cm}^2$)

Fig. 11은 부하회로의 릴리프밸브를 수동을 작동시켜 사인파형과 같은 형상의 외란을 가해주었을 때의 실험결과이다. 위에서 설명한 여러가지 형태의 부하외란과 마찬가지로 사인파형의 외부외란에도 강인함을 볼 수 있다. 이상과 같이 가변구조제어를 적용하면 여러가지의 외란에 대해 강인한 제어계를 구성할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 12는 슬라이딩모드의 스위칭선의 기울기 변동에 따른 응답결과이다. 스위칭선의 기울기 C 의 값이 0.9일 때는 0.3에 비하여 정상상태에 도달하는 시간은 짧아지며, 한편 0.3일 때는 상태제적이 스위칭선에 도달하는 시간이 짧고 채터링회수가 많아져서 정상상태에 도달하는 시간이 길어지지만 보다 강인한 제어계를 실현할 수 있다. 따라서 속응성을 요구하는 계에서는 슬라이딩모드의 존재조건을 만족하는 범위내에서 최대의 기울기값을 취하고, 외부외란에 둔감한 강인한 계가

요구될 때에는 기울기값이 작을수록 유리하다.

7. 결 론

피스톤의 수압면적차에 따라 비선형성을 나타내는 편로드실린더를 액튜에이터로 사용하는 전기유압서보계의 동특성을 해석하고 매개변수의 변동 및 부하외란에 둔감한 제어계를 구성하기 위해 가변구조이론에 기초한 슬라이딩모드제어를 도입하여 최적의 매개변수를 선정하여 구성된 고정구조계의 PD제어계와 비교, 검토하여 다음의 결론을 얻었다.

1. 편로드실린더의 피스톤왕복속도의 차를 부가 외부외란항으로 나타내어 양로드실린더계와 같은 선형적 해석이 가능하도록 하였다.
2. 각종 외란에 대한 응답특성은 PD제어계에서는 부하외란에 의해 정상상태오차를 발생시키나

가변구조계에서는 정상상태오차가 없는 강인한 계가 실현되었다.

3. 가변구조계에서 슬라이딩모우드존재조건을 만족시키는 범위내에서 스위칭선의 기울기값이 크면 속응성을 개선할 수 있고 작을수록 강인한 계를 구성할 수 있다.

참고문헌

- 1) 高橋浩爾, 高橋光秋, “非對稱シリンダを有するスプール弁式サーボモータ系の動特性”, 日本機械學會論文集, 45-388B, pp. 686-695, 1979.
- 2) 孟整葉, 高橋浩爾, 渡部善行, “非對稱シリンダを有するスプール電氣油壓サーボモータ系の周波數特性”, 油壓と空氣壓, 14-4, pp. 192-200, 1983.
- 3) 阿波啓浩, 新井泰彦, 倉田忠雄, “片ロット油壓シリンダを有する電氣油壓サーボ機構の高精度連續軌跡制御”, 油壓と空氣壓, 16-7, pp. 522-529, 1985.
- 4) 劉長年, “非對稱サーボ油壓シリンダの動的 연구”, 油壓技術, 原稿, No. Y05-59AT, 1985.
- 5) 原島文雄, 橋本秀紀, “Sliding Modeとその應用-I”, システムと制御, Vol. 29, No. 2, pp. 94-100, 1985.
- 6) 原島文雄, 橋本秀紀, “Sliding Modeとその應用-II”, システムと制御, Vol. 29, No. 2, pp. 242-250, 1985.
- 7) N.N. Bengiamin, B. Kaufmann, “Variable structure Position Control”, IEE, pp. 3-8, 1984.
- 8) V.I. Utkin, “Variable Structure systems with sliding Mode”, IEEE trans. on AC, Vol. AC-22, No. 2, 1977.
- 9) U. Itkis, “Control System of Variable Structure”, John Wiley & sons, New York, 1976.
- 10) W.J. Thaler, “Transfer function for Moog servovalves”, Moog Technical Bulletin 103, 1965.
- 11) 허준영 권기수, 하석홍, 조경래, 이진걸, “가변구조를 이용한 전기-유압서보계의 위치제어에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제13권 제2호, pp. 213-220, 1989.