

가변구조에 의한 편로드실린더서보계의 위치제어에 관한 연구

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

권기수* · 하석홍* · 허준영** · 이진걸***
K.S.Kwon · S.H. Ha · J.Y. Huh · J.K. Lee

* 부산대 대학원 · ** 현대중공업 · *** 부산대 정밀기계과
Pusan Univ. · Hyundai H.I. · Pusan Univ.

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, modelling was carried out by additional outside disturbance, suggest the position control of single rod cylinder servosystem using VSS and comoaded with PD control of fixed structure system

기호설명

K_m : 서보앰프의 이득 [mA/V]

C_d : 오리피스방출계수

I : 입력전류 [mA]

K_t : 토오크모터의 이득 [cm/mA]

T_t : 토오크모터의 시정수 [sec]

w : 포트만면적 구배 [cm]

x_v : 중립위치로부터의 스톱의 변위 [cm]

ρ : 액체밀도 [kgf·sec/cm]

A_1 : 편로드실린더의 헤드측 면적 [cm²]

A_2 : 편로드실린더의 로드측 면적 [cm²]

B_p : 점성마찰 계수 [kgf·s/cm]

C_{1p} : 피스톤의 내부누설계수 [cm⁶/kgf·s]

C_{op} : 피스톤의 외부누설계수 [cm⁶/kgf·s]

L : 스프링부하의 스프링상수 [kgf/cm]

M_t : 부하를 포함한 구동부의 질량 [kgf·s²/cm]

P_a : 공급압력 [kgf/cm²]

Q_L : 편로드실린더 부하유량 [cm³/s]

V_o : 등가용적 [cm³]

x_p : 피스톤의 변위 [cm]

β_o : 작동유의 체적탄성계수 [kgf/cm]

η : 유량비

K_a : 변위변환기의 변위 [V/cm]

K_b : 속도변환기의 이득 [V/cm/sec]

1. 서론

편로드유압실린더는, 일반산업용으로 널리 취급되는 액츄에이터로서 다방면에 사용되고 있으나 피스톤의 수압면적이 다르기 때문에 동특성이 비선형적이어서, 왕복속도의 차가 발생되므로 서보액츄에이터로서는 적당하지 않다.

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

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

가변구조제어이론은 시스템 매개변수의 변동, 외란 등에 둔감하다는 점에 착안해서 편로드실린더계의 위치제어에 가변구조제어를 적용하였다.^{5)~8)}

본 연구의 목적은 편로드실린더를 가진 유압서보계의 동적특성에 대해 고찰하고, 아울러 슬라이딩모우드 제어이론을 적용하여, 시스템의 매개변수의 변동 또는 각종 부하외란이 가해졌을 때의 계의 응답성에 대해서 PD제어계와 비교, 검토하였다.

2. 이론해석

편로드실린더로 구동되는 동력기구의 개략도를 Fig.1에 나타낸다.

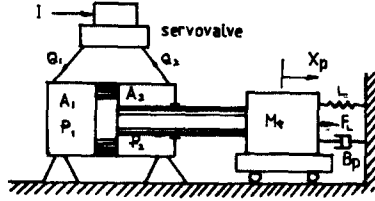


Fig.1 Configuration of valve-cylinder-loads

밸브-실린더-부하계의 수학적 모델은 서보밸브의 스톱변위 x_v 와 피스톤의 변위 x_p 사이의 관계이다. 그림에서는 피스톤 양실의 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.

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{2(P_s - P_1)/\rho} \quad (1)$$

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

위의 식에서 리턴압력은 0 이라고 가정한다.

유압실린더의 유량식은

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

$$Q_2 = C_{iP}(P_1 - P_2) - C_{oP}P_1 - \frac{V_2}{\beta_e} \dot{P}_2 - A_2 \dot{x}_p \quad (2)$$

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

$$Q_1 = C_d w x_p \sqrt{2P_1/\rho} \quad (3)$$

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

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.

서보밸브의 부하유량식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \alpha C_d w x_v \sqrt{(P_s - \frac{x_p}{V_{01}} P_L)/\rho} \quad (5)$$

여기서

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

$$P_L = P_1 - P_2$$

이다.

서보밸브의 부하압력-유량특성은 비선형적이므로 설계를 위해서 동작점 부근에서 선형화하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_L = K_{zx} x_v - K_{pa} \cdot P_L \quad (6)$$

여기서

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

$$K_{pa} = \frac{\alpha C_d w x_{v0} \sqrt{1/\rho}}{2 \sqrt{P_s - P_{Lo}}} \quad : \text{유량-압력이득}$$

이다.

유압실린더의 부하유량식은

$$Q_L = A_m \dot{x}_p + \frac{V_e}{4\beta_e} \dot{P}_L + C_{tP} P_L \quad (7)$$

여기서

$$C_{tP} = C_{iP} + C_{oP}/2 \quad : \text{피스톤 전체 누유계수}$$

$$A_m = (A_1 + A_2)/2 \quad : \text{평균단면적}$$

$$V_e = C_1 A_1 L_e = A_e \cdot L_e$$

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

이다.

유압실린더의 구동력 F_B 는 다음과 같이 표시된다.

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

식 (4)을 대입하면

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

여기서

$$F_e = F_L - F_{ad} \quad : \text{등가 외란력}$$

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

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

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

이다.

식 (6), (7)과 식 (9)을 연립하여 컨트롤유압실린더의 수식모델을 구하면

$$X_p = \frac{\frac{K_{sp}}{A_m} X_v - \frac{K_{sp}}{A_e A_m} \left(1 + \frac{V_c}{4\beta_e K_{ps}} s\right) P_e}{\frac{V_c M_t}{4\beta_e A_e A_m} s^3 + \left(\frac{K_{sp} M_t}{A_e A_m} + \frac{B_p V_c}{4\beta_e A_e A_m}\right) s^2 + \left(1 + \frac{B_p K_{ps}}{A_e A_m} + \frac{L V_c}{4\beta_e A_e A_m}\right) s + \frac{K_{sp}}{A_e A_m}} \quad (10)$$

이다.⁴⁾

3. 가변구조계의 설계

식 (9)와 같이 표현되는 컨트롤유압실린더를 사용한 전기-유압서보 시스템의 위치제어를 위한 가변구조 제어기를 다음과 같이 구성한다.

일반적으로 위치제어시스템에서는 스프링이 부착되어 있지 않으며, 또한 대개의 경우 댐핑실린더를 사용하지 않으므로 B_p 도 매우 작아($B_p=0$), 측정가능한 물리량만으로 상태변수를 선정하기 위하여 2차계로 모델링하여 가변구조제어기를 구성한다. 따라서 압축성의 영향은 고려하지 않는다. ($3e \sim \infty$) 그리고 모델링의 간략화를 위하여 누유의 영향도 무시한다. ($C_{tp}=0$)

이상의 가정에서 식 (6), (7)를 정리하면

$$A_m \dot{X}_p = K_{20} X_v - K_{10} P_L \quad (11)$$

$$P_L = 1/K_p (K_{10} X_v - A_m \dot{X}_p)$$

위의식을 식 (8)에 대입하여 정리하면,

$$\ddot{X}_p = \frac{A_p K_{20}}{M_t K_{ps}} X_v - \frac{A_e A_m}{M_t K_{ps}} \dot{X}_p - \frac{F_c}{M_t} \quad (12)$$

이다.

상태변수를 각각 $x_1 = K_a(X_p - X_{pd})$, $x_2 = K_b \dot{X}_p$, $U = K_a E$ 로 둔다. 여기서 $E = X_{pd} - X_p$ 로서 오차변위이다. 이상의 식으로부터 상태방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{K_b}{K_a} \\ 0 & -\frac{1}{T_t} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_b K_a}{T_t} - \frac{K_a}{M_t} \end{bmatrix} U - \frac{F_c}{M_t} \quad (12)$$

여기서

$$K = K_a K_t K_a / A_m$$

$$T_t = K_{ps} M_t / (A_e A_m)$$

이다.

여기서 제어입력을

$$U = -\psi_1 x_1 - M \operatorname{sgn}(s) \quad (13)$$

로 설정하고, 피이드백 계수 ψ_1 이

$$\psi_1 = \begin{cases} \alpha_1 & \text{if } s \cdot x_1 > 0 \\ \beta_1 & \text{if } s \cdot x_1 < 0 \end{cases} \quad (14)$$

으로 스위칭 되도록 한다.

유압서보계가 2차계로 묘사되었으므로 Hurwitz 조건을 만족하도록 스위칭 선을 정하면

$$s = c x_1 + x_2 \quad (15)$$

$$c > 0$$

이다. 슬라이딩모우드 존재조건은

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

이다.

식 (13), (15)로부터

$$\begin{aligned} s \dot{s} &= s \left(-\frac{x_2}{T_t} + \frac{K_b}{M_t} U - \frac{K_b}{M_t} P_e + c \frac{K_a}{K_b} x_2 \right) \\ &= \left(c \frac{K_a}{K_b} - \frac{1}{T_t} \right) s^2 - \left\{ c \left(\frac{c K_a}{K_b} - \frac{1}{T_t} \right) + \frac{K_a K_b}{T_t} \psi_1 \right\} s x_1 \\ &\quad - \frac{K_b}{M_t} P_e s - \frac{K_b K_a}{T_t} M \operatorname{sgn}(s) \cdot s \end{aligned} \quad (17)$$

식 (16)의 존재조건을 만족하기 위해서

$$c \leq \frac{K_a}{K_b T_t}$$

$$\alpha_1 \geq \frac{T_t}{K K_b} \left(\frac{c}{T_t} - \frac{K_a}{K_b} c^2 \right) \quad (18)$$

$$\beta_2 \leq \frac{T_t}{K K_b} \left(\frac{c}{T_t} - \frac{K_a}{K_b} c^2 \right)$$

$$M \geq \frac{T_t}{K K_b} m \dot{a} \times f(t), \quad f(t) = \frac{F_c}{M_t} \dot{t}_e$$

이다.

4. 전산기 시뮬레이션

본 연구에의한 이론의 타당성을 검토하기 위하여

디지털컴퓨터로 시뮬레이션 하였다.

시뮬레이션에 사용한 값은 Table1과 같다.

Table 1 parameters of simulation data

parameter	value	dimension
D_1	4.0	cm
D_2	2.24	cm
W_t	30	kgf
P_s	30	kgf/cm ²
K_a	10	V/cm
K_b	0.1	V/cm/sec
$\beta\omega$	7000	kgf/cm

시뮬레이션 내용은 다음과 같다.

- (1) 非對稱실린더의 정·부 방향에 따른 동적특성
- (2) 부가외란을 가했을 때의 가변구조제어계와 PD 제어계의 스텝응답

5. 실험장치 및 방법

가변구조제어방식에 의한 응답성능을 확인하고 전산기 시뮬레이션결과와 비교하기 위해 Fig.2와 같이 EHS(Electro-hydraulic servomechanism)-160 실험장치와 부하외란을 가해주기 위해 솔레노이드밸브를 사용한 독립된 유압구동부로 작동되는 subcylinder를 사용하여 실험하였다.

가변구조제어회로 및 PD제어회로를 아날로그컴퓨터 ADAC 1-100을 사용하여 실험하였다. 가변구조

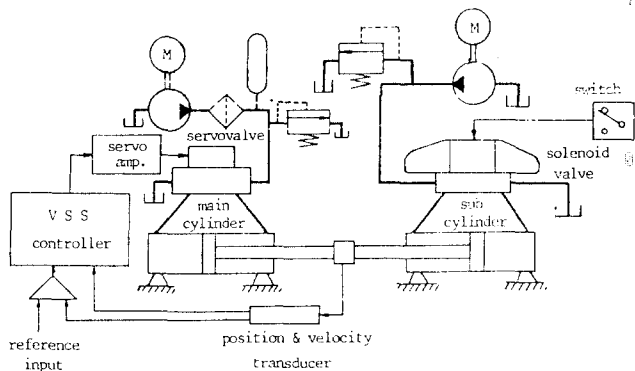


Fig.2 Configuration of experimental equipments

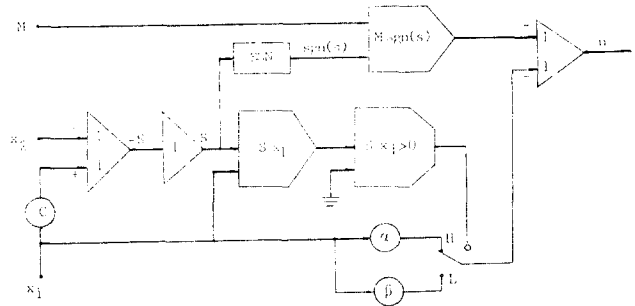


Fig.3 VSS controller constructed by analog computer

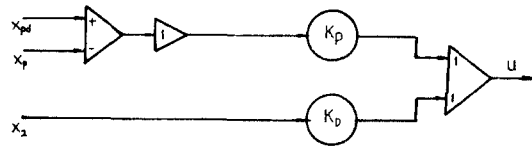


Fig.4 PD controller constructed by analog computer

제어기선도 및 PD 제어기선도를 Fig.3에 나타낸다.

6. 결과 및 고찰

Fig.5는 편로드실린더를 사용한 전기유압서보시스템의 양방향에 대한 스텝응답의 시뮬레이션결과이다. 그림에서와 같이 부가외부외란에 의해 $\dot{x}_p > 0$ 일 때의 과도과정은 $x_p < 0$ 일 때보다 다소 진동적이다.

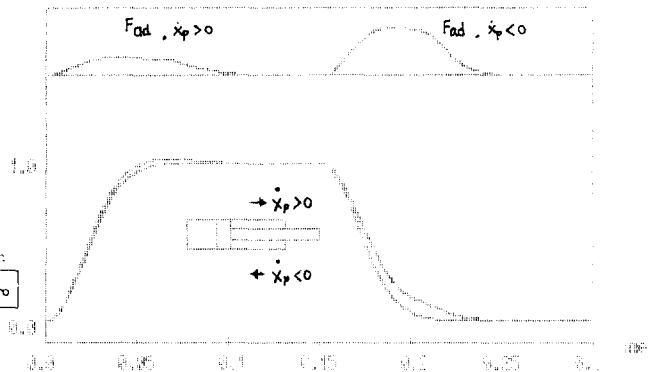


Fig.5 Step response of single rod cylinder

($W_t=30\text{kgf}$, $P_s=30\text{ kgf/cm}^2$)

Fig.6은 편로드실린더를 액튜에이터로 사용하는

전기유압서보계의 주 구동회로에 추가로 부하회로를 구성해서 부실린더를 사용하여 일정외란을 가해주었을 때의 시뮬레이션결과이다. 일정외란에 대한 응답특성은 가변구조계 및 PD제어계 모두 양호한 응답특성을 보이고 있으나 PD 제어계에서는 부하외란이 증가함에 따라 정상상태오차를 발생시키고 있다. 따라서 가변구조제어계에서는 부하외란에 강인한계를 구성할 수 있음을 알 수 있다.

Fig.7 은 일정외란에 대한 실험결과이다. 스텝형외란에 대해 초기의 peak치가 발생할 때 영향을 받지만 정상상태로 곧 복귀함을 알 수 있으며 시뮬레이션 결과를 잘 설명해주고 있다.

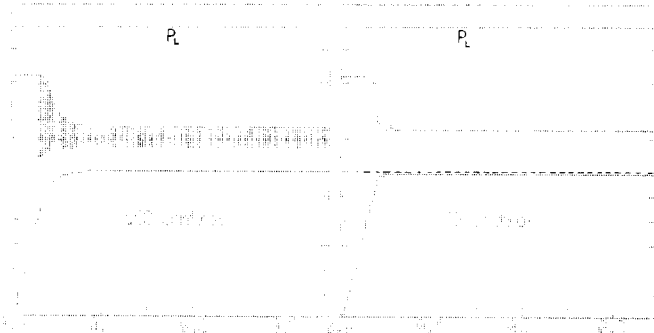


Fig.6 Theoretical result at constant load

($P_s=30\text{kgf/cm}^2, P_L=10\text{ kgf/cm}^2$)

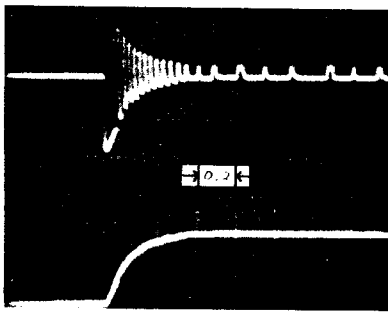


Fig.7 Experimental results at constant load

($P_s=30\text{kgf/cm}^2, P_L=10\text{ kgf/cm}^2$)

Fig. 는 구형파형 외란에 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 보

인다. Fig.10은 슬라이드밸브를 수동으로 개폐하여 인위적으로 구형파형을 만들었을 때의 응답특성을 나타낸 그림이다.

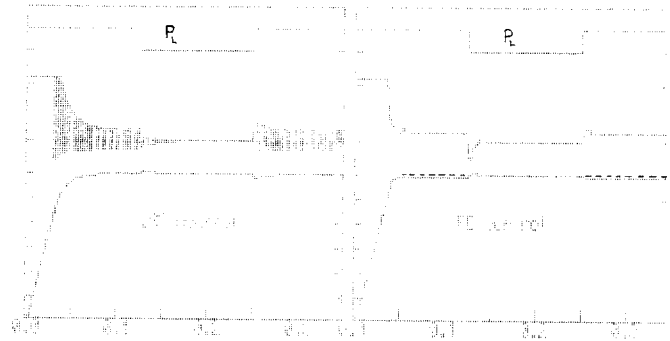


Fig.8 Theoretical result at rectangular wave disturbances($P_s=30\text{kgf/cm}^2, P_L=10\text{kgf/cm}^2$)

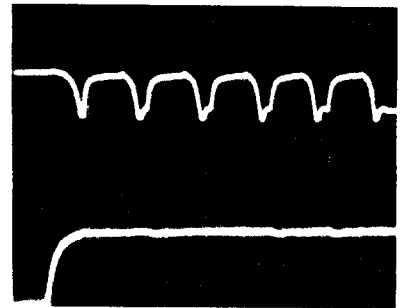


Fig.9 Experimental result at rectangular wave

disturbances($P_s=30\text{ kgf/cm}^2, P_L=10\text{kgf/cm}^2$)

Fig.11 은 사인파형의 외란을 가해주었을 때의 시뮬레이션결과이다. 사인파형외란에 대해서는 가변구조제어계가 PD제어계보다 월등한 응답성을 보여주고 있음을 알 수 있다. Fig.12는 부하회로의 릴리프밸브를 수동으로 작동시켜 사인파형과 같은 형상의 외란을 가해주었을 때의 실험결과이다. 이상과 같이 가변구조제어계를 적용하면 여러가지의 외란에 대해 강인한 제어계를 구성할 수 있음을 알 수 있다.

Fig.12 는 슬라이딩모우드의 스위칭선의 기울기변동에 따른 응답결과이다. 스위칭선의 기울기 C의 값이 0.9일 때는 0.3에 비하여 정상상태에 도달하는 시간은 짧아지며, 한편 0.3일 때는 상태궤적이 스위칭선에 도달하는 시간이 짧고 채터링횟수가 많

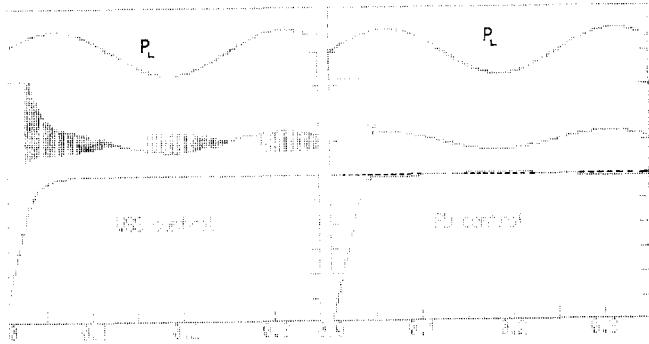


Fig.10 Theoretical result at sinusoidal wave disturbances ($P_s=30\text{kgf/cm}^2, P_L=10\text{ kgf/cm}^2$)

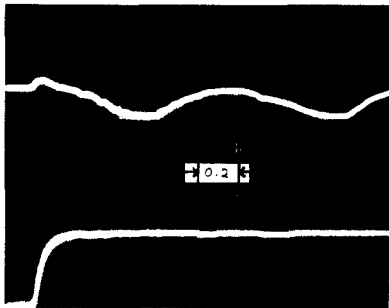


Fig.11 Experimental result at sinusoidal wave disturbances ($P_s=30\text{ kgf/cm}^2, P_L=10\text{kgf/cm}^2$)

아져서 정상상태에 도달하는 시간이 길어지지만 보다 강인한 제어계를 실현할 수 있다. 따라서 속응성을 요구하는 계에서는 슬라이딩모우드의 존재조건을 만족하는 범위내에서 최대의 기울기값을 취하고, 외부외란에 둔감한 강인한 계가 요구될 때는 기울기값이 작을수록 유리하다.

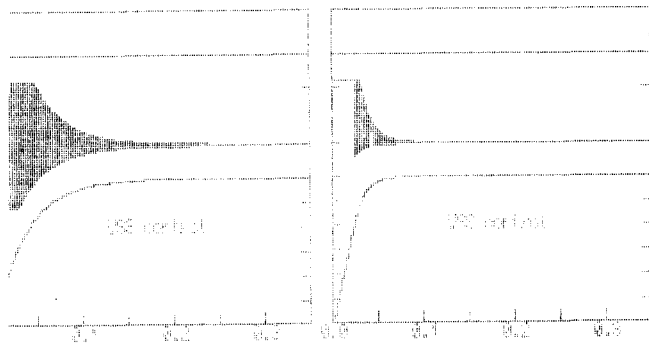


Fig.12 Theoretical results of various switching line ($P_s=30\text{ kgf/cm}^2, W_t=10\text{ kgf}$)

7. 결 론

피스톤의 수압면적차에 따라 비선형성을 나타내는 편로드실린더를 액튜에이터로 사용하는 전기-유압 서보계의 동특성을 해석하고, 매개변수의 변동 및 부하외란에 둔감한 제어계를 구성하고자 가변구조 이론에 기초한 슬라이딩모우드제어를 도입하여, 최적의 매개변수를 선정하여 구성된 고정구조계의 PD 제어계와 비교, 검토하여 다음의 결론을 얻었다.

1. 편로드실린더의 피스톤 왕복속도의 차를 부가와 부외란항으로 나타내어 양로드실린더계와 같은 선형적 해석이 가능하도록 했다.
2. 각종 외란에 대한 응답특성은 PD 제어계에서는 부하외란에 의해 정상상태오차를 발생시키나 가변구조계에서는 정상상태오차가 없는 강인한 계가 실현되었다.
3. 가변구조계에서 슬라이딩모우드존제조건을 만족시키는 범위내에서 스위칭선의 기울기값이 크면 속응성을 개선할 수 있고, 작을수록 강인한 계를 구성할 수 있다.

참 고 문 헌

1. 高橋浩爾, 高橋光秋, "非對稱シリダを有するスプール辨式サ-ボモ-タ系の動特性", 日本機械學會論文集, 45-388B, pp.686 1695, 1979.
2. 孟整葉, 高橋浩爾, 渡部善行, "非對稱シリダを有する스プール電氣油壓サ-ボモ-タ系の周波數特性", 油壓と空氣壓, 14-4, pp.192 200, 1983
3. 阿波啓造新井泰彦, 倉田忠雄, "片ロット油壓シリダ를有する電氣油壓サ-ボ機構의高精度連統軌跡制御", 油壓と空氣壓, 16-7, pp.522 529, 1985.
4. 劉長年, "非對稱サ-ボ油壓シリダ-의動的硏究", 油壓技術, 原橋, 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 10 1985.
6. 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.242 250, 1985.
7. N. N. Bengiamin, B. Kaufmann, "Variable Structure Position Control", IEE, pp.3 8, 19 84.
8. V. I. Utkin, "Variable Structure Systems w -ith 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 funtion for Moog s-ervovalves", Moog Technical Bulletin 103, 1965.
11. 허준영, 권기수, 하석홍, 조검래, 이진걸, "가변구조를 이용한 전기-유압서보계의 위치 제어에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제 13권, 제2호, pp.213 220, 1989.