

<論 文>

가변구조를 이용한 전기-유압서보계의 위치제어에 관한 연구

허준영* · 권기수** · 하석홍** · 조겸래*** · 이진걸****

(1988년 9월 27일 접수)

A Study on the Position Control of an Electro-Hydraulic Servomechanism Using Variable Structure System

J.Y. Huh, K.S. Kwon, S.H. Ha, K.R. Cho and J.K. Lee

Key Words: Variable Structure Control(가변구조제어), Electro-Hydraulic Servomechanism(전기-유압서보기구), Position Control(위치제어), Robust Control(강인제어), Sliding Mode(슬라이딩 모드)

Abstract

This paper describes the application of the variable structure control(VSC) concept for the position control of an electro-hydraulic servomotor system. The basic philosophy of VSC is that the structure of the feedback control is altered as the state crosses discontinuity surfaces in the state space with the result that certain desirable properties are achieved. The switching of the control function yields total(or selective) invariance to system parameter variations and disturbances, and closed loop eigen value placement in time-varying and uncertain systems. The control scheme is derived, implemented and tested in the laboratory where analog controller have been used to control the representative servosystem. The control system schematics are given and simple results are shown for illustration. And the results of variable structure system for the electro-hydraulic servomotor were compared to that of the fixed structure system when load disturbance and system parameter variation exists.

기 호 설 명

[서보밸브]	(cm ⁵ /kgf·s)
z : 스톱의 변위 (cm)	T_t : 토오크모터의 시정수
I : 입력전류 (mA)	[액추에이터]
E_a : 오차전압 (V)	y : 유압실린더 변위 (cm)
K_t : 토오크모터 이득 (cm/mA)	V_c : 유압실린더 속도 (cm/s)
K_1 : 서보밸브의 스톱변위에 대한 유량이득 (cm ³ /cm·s)	A_p : 피스톤의 수압면적 (cm ²)
K_2 : 서보밸브의 부하압력변화에 대한 유량이득	V_m : 실린더 수압축의 용적 (cm ³)
	P_l : 부하압력 (kgf/cm ²)
	P_s : 공급압력 (kgf/cm ²)
	M : 부하를 포함한 유압실린더 구동부의 질량 (kgf·s ² /cm)
	B : 유압실린더의 점성마찰계수 (kgf·s/cm)

* 정희원, 현대중공업 건설장비연구소

** 부산대학교 대학원

*** 정희원, 부산대학교 공과대학 기계공학과

**** 정희원, 부산대학교 공과대학 정밀기계공학과

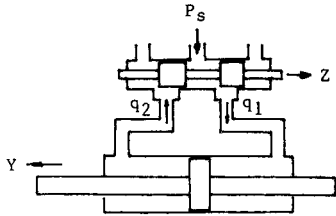


Fig. 2 Valve-cylinder combination

밸브는 그 오차를 없애도록 안내밸브의 스푼(spool)의 위치를 조절한다. 이 때 유량이 유압실린더로 흘러 들어가서 피스톤이 변위하면 오차신호는 점점 작아져서 0이 된다.

Fig. 2는 유압구동부의 구성을 해석하기 위하여 밸브와 실린더를 간략화한 개략도이다.

서보밸브의 토오코모터는 히스테리시스 등 많은 비선형적인 요소에 의하여 영향을 받으므로 선형동적방정식으로 유도되기는 어렵다. 그러나 주파수응답곡선비교법에 의하면 전달함수는 다음과 같은 1차계로 가정된다.

$$\frac{Z}{I} = \frac{K_t}{1 + T_t s} \quad (1)$$

사실상 대부분의 서보밸브에서 토오코모터 시정수의 범위는 0.0013~0.003(sec)로 대단히 짧은 시간이기 때문에 토오코모터 동특성은 입력전류를 가해줄 때 시간지연이 없이 바로 출력의 스푼변위가 생긴다고 해도 무방하다⁽⁴⁾.

그러므로

$$Z = K_t \cdot I \quad (2)$$

밸브-실린더-부하계의 수학적모델은 서보밸브의 스푼변위 z와 피스톤의 변위 y 사이의 관계이다. 이 때 수학적모델화를 위하여 다음과 같이 가정한다.

- (1) 밸브는 대칭적이고 임계센터이다.
- (2) 공급압력은 일정값 P_s 를 유지하고 리턴(return)압력은 대기압과 같다.
- (3) 케비테이션은 일어나지 않는다.
- (4) 실린더의 내부 및 외부누설은 없다.

서보밸브의 부하압력-유량특성은 비선형적이기 때문에 설계를 위해서는 선형화해야 하므로 적당한 기준동작점 근처에서의 미소변화를 Δ 로 표시하면 유압실린더의 출력방정식은 연속방정식에 의해 다음과 같다^(5,6).

$$A_p \frac{d(\Delta y)}{dt} = K_1 \Delta z - K_2 \Delta P_t$$

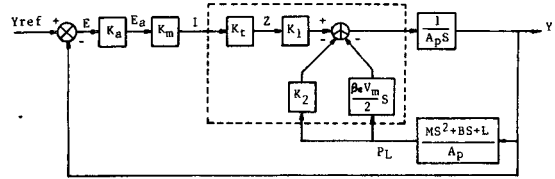


Fig. 3 Blockdiagram of Electro-hydraulic servo system

$$-\frac{\beta e V_m}{2} \frac{d(\Delta P_t)}{dt} \quad (3)$$

또 부하의 운동방정식은 일반적으로 다음과 같다.

$$A_p \Delta P_t = M \frac{d^2(\Delta y)}{dt^2} + B \frac{d(\Delta y)}{dt} + L \Delta y \quad (4)$$

식 (3), (4)에서 ΔP_t 를 소거해서 Δz , Δy 의 라플라스 변환한 것을 $Z(s)$, $Y(s)$ 로 두고 오차신호 E 에서 유압실린더 출력변위까지의 블록선도를 그리면 Fig. 3과 같다.

유압시스템의 개회로 전달함수를 구하면

$$G_1(s) = \frac{Y(s)}{E(s)} = \frac{K \cdot A_p^2}{MC_1 s^3 + (BC_1 + MK_2) s^2 + (LC_1 + BK_2 + A_p^2) s + LK_2} \quad (5)$$

여기서 $K = K_a K_m K_t K_1 / A_p$ 이다.

이 식은 3차계이나, 부하는 관성질량뿐이고 기름의 압축성을 무시가능한 경우 ($B=0, L=0, \beta e=0$)의 전달함수 $G_1(s)$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$G_1(s) = \frac{K}{s \left(\frac{K_2 M}{A_p^2} s + 1 \right)} \quad (6)$$

3. 가변구조계의 설계

가변구조를 가진 유압서보계의 블록선도를 Fig. 4에 나타낸다.

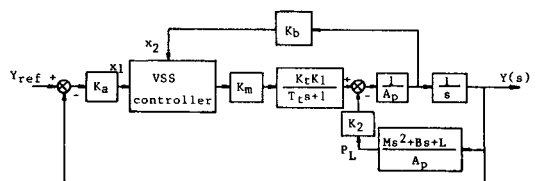


Fig. 4 Blockdiagram of VSS Electro-hydraulic servo system

여기서 가변구조제어기는 다음과 같이 구성한다⁽⁷⁾.

식 (6)이 유압서보계의 개회로 전달함수이므로 상태변수를 각각 $x_1 = K_a(y - y_{ref})$, $x_2 = K_b V_c$ 로 두고, $U = E$ 로 두면 상태방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{K_a}{K_b} \\ 0 & -\frac{1}{T_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K \cdot K_b}{T_1} \end{bmatrix} U \quad (7)$$

제어입력을

$$U = -\Psi x_1 \quad (8)$$

로 설정하고, 피드백 계수 Ψ 가

$$\Psi = \begin{cases} \alpha & \text{if } Sx_1 > 0 \\ \beta & \text{if } Sx_1 < 0 \end{cases} \quad (9)$$

로 스위칭 되도록 한다.

여기서는 유압서보계가 2차계로 묘사 되었으므로, Hurwitz조건을 만족하도록 스위칭 선을 정하면

$$S = Cx_1 + x_2 \quad (10)$$

이다. 슬라이딩 모드 존재 조건은

$$\lim_{s \rightarrow 0} sS < 0 \quad (11)$$

이다. 식 (7), (10)으로부터

$$\dot{S} = \left(\frac{K_a}{K_b} C - \frac{1}{T_1} \right) x_2 + \frac{K_b K}{T_1} U \quad (12)$$

식 (7), (8), (10)으로부터

$$\begin{aligned} S\dot{S} = & S^2 \left(\frac{K_a}{K_b} C - \frac{1}{T_1} \right) - \left[C \left(\frac{K_a}{K_b} C - \frac{1}{T_1} \right) \right. \\ & \left. + \frac{K_b K}{T_1} \Psi \right] Sx_1 \end{aligned} \quad (13)$$

식 (11)의 존재조건을 만족하려면

$$C \leq \frac{K_b / K_a}{T_1} \quad (14-1)$$

$$\alpha \geq \frac{T_1}{KK_b} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right) \quad (14-2)$$

$$\beta \leq \frac{T_1}{KK_b} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right)$$

상기의 부등식이 만족되도록 C , α , β 를 정한다.

유압시스템에서는 시스템매개변수 T_1 , K 가 크게 비선형적으로 시간에 따라 변하고, 또한 측정오차도 존재한다. 이 때 참값과의 오차범위를 다음과 같이 한정하면,

$$\begin{aligned} T_{1\min} \leq T_1 \leq T_{1\max} \\ K_{\min} \leq K \leq K_{\max} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\left(\frac{K_a}{K_b} \right)_{\min} \leq \left(\frac{K_a}{K_b} \right) \leq \left(\frac{K_a}{K_b} \right)_{\max}$$

식 (14)를

$$C \leq \min_{T_1, K_a / K_b} \frac{K_b / K_a}{T_1}$$

$$\alpha \geq \max_{T_1, K, K_a, K_b} \frac{T_1}{K K_b} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right) \quad (16)$$

$$\beta \leq \min_{T_1, K, K_a, K_b} \frac{T_1}{K_b K} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right)$$

로 함으로써, 역시 식 (11)의 존재조건을 만족하게 되어 매개변수 변동, 비선형성, 잡음에 대하여 강한 계를 얻을 수 있다.

제어대상이 스위칭선에 도달할 필요충분조건은 $\Psi = \alpha$ 인 때의 특성방정식

$$p^2 + \frac{1}{T_1} p + \frac{\alpha K}{T_1 K_a} = 0 \quad (17)$$

이 0 또는 양의 실수해를 갖지 않는 것이다⁽⁸⁾. $\Psi = \beta$ 의 영역에서도 같은 방법으로 언급할 수 있다. 특히, 참값과의 오차범위를 고려하여 식 (15)의 조건을 고려하면, 식 (17) 대신에

$$p^2 + \left(\frac{1}{T_1} \right)_{\min} p + \inf \left[\frac{\alpha K}{T_1 K_a} \right] = 0$$

이 0 또는 양의 실수해를 갖지 않는 것이다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션

본 연구에 의한 이론의 타당성을 검토하기 위하여 디지털 컴퓨터로 오일러방법에 의해서 시뮬레이션을 하였다.

시뮬레이션에 사용된 값은 Table 1과 같다.

본 연구에서 존재조건 식 (14-1)을 만족하도록 C 값을 정하면

$$C = 0.9$$

여기서

$$\epsilon = \frac{T_1}{K K_b} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right)$$

로 두고, Table 1의 각 매개변수를 대입하면

Table 1 System parameters

Parameter	Value	Dimension
A_p	3.3	cm ²
W_t	12	kgf
p_s	20	kgf/cm ²
K_2	4.98	cm ⁵ /kgf·s
$K_m K_t K_1$	91.67	cm ⁵ /V·s
K_a	10	V/cm
K_b	0.1	V·s/cm

$$\epsilon = 2 \cdot 10^{-4} (178.6C - 100C^2)$$

존재조건 식(14-2)를 만족하도록 α , β 값을 각각

$$\alpha = \epsilon + \Delta\epsilon$$

$$\beta = \epsilon - \Delta\epsilon$$

로 취하였다. 여기서 $\Delta\epsilon$ 은 양의 미소값으로 0.1을 대입하여 시뮬레이션하였다.

5. 실험장치 및 실험방법

설계된 가변구조제어기에 의한 제어방식과 고정구조퍼드백 제어방식의 응답성능을 비교하고, 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 비교하기 위하여 EHS (Electro-Hydraulic Servomechanism)-160 실험장치를 사용하여 다음과 같은 실험을 하였다.

5.1 실험장치의 개요

실험장치는 크게 4가지로 분류될 수 있으며 이는 유압실린더를 구동시켜 주는 유압회로부와 직선변위, 직선속도의 출력을 처리하고 오차전압 E_a 에 비례한 전류 I 를 증폭시켜 주는 전기회로부 그리고 가변구조를 실현하기 위하여 구성된 가변구조제어기와 관성차가 달린 실린더부이다.

유압회로부와 전기회로부는 EHS(Electro-Hydraulic Servomechanism)-160을 사용하였고 가변구조제어기는 애널로그 컴퓨터 AD-ACL-100을 사용하여 구성하였다. 관성차는 HSMP-170P의 것을 사용하였고 실린더는 압축성의 영향을 무시한 이론 해석에 가깝게 하기 위하여 소구경이 되도록 특별 주문제작 하였다.

애널로그 컴퓨터로 구성된 가변구조제어기의 선도를 Fig. 5에 나타낸다. 오차변위 x_1 은 스텝입력 변위와 출력변위의 차를 검출한 OP앰프의 출력과 연결되고 직선속도 x_2 는 직선속도변환기의 출력과 연결되어 있다. 가변구조제어기를 통해서 구해진 제어입력 U 를 EHS 160의 서보앰프의 입력으로 가

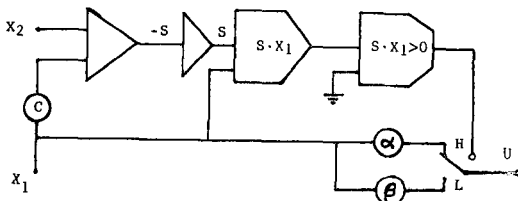


Fig. 5 VSS controller constructed by analog computer

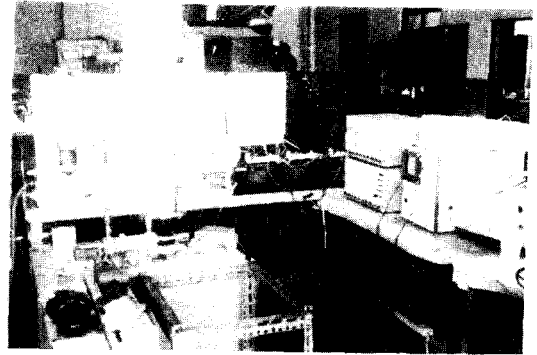


Fig. 6 View of experimental equipments

해 주었다.

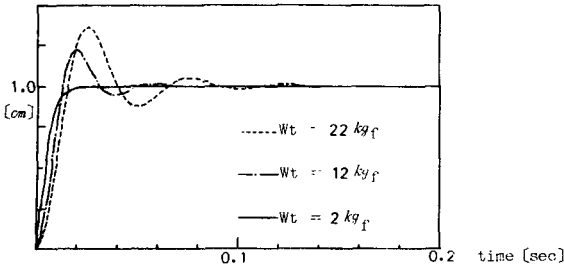
실험에 사용된 EHS 160 실험장치와 실험기기를 Fig. 6에 나타낸다.

5.2 실험 방법

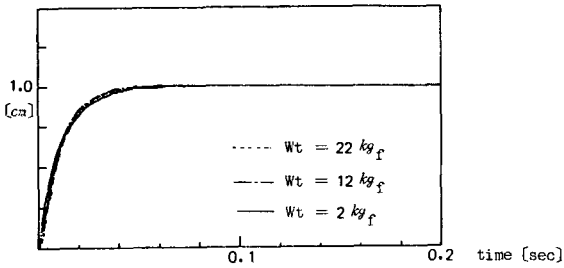
유압구동부 실험장치의 공급압력은 릴리프밸브의 조정에 의하여 여러가지 압력(20, 30, 40kgf/cm²)에서 실험하였으며 실린더의 기준변위는 1.0cm로 하였다. 부하가 변동할 때 가변구조계와 고정구조계의 응답특성을 비교, 검토하기 위하여 관성부하를 10, 20kgf 가하였을 때와 무부하인 경우에 대해서 실험하였으며, 또 공급압력을 변화시킴에 따라 각종 이득이 변화할 때 이들의 변화에 대한 응답도 조사하였다. 실험은 먼저 애널로그 컴퓨터를 사용하여 시뮬레이션 회로를 만들고 이 회로에 구성된 가변구조 제어기를 연결하여 가변구조의 실현이 확실할 때 이 가변구조 제어기를 실제 유압시스템에 부착하여 실험하였다.

6. 결과 및 고찰

Fig. 7(a)는 고정구조계의 계단응답을 나타내는 시뮬레이션 결과이다. 공급압력을 20kgf/cm²으로 하였다. 관성하중을 2kgf에서 12kgf, 22kgf로 변화시켜줄 때 22kgf의 경우에는 오버슈트가 현저히 발생하여 고정구조계의 응답특성이 부하변동에 많은 영향을 받는 것을 알 수 있다. Fig. 7(b)는 가변구조계의 계단응답을 나타내는 시뮬레이션 결과로 관성하중을 2kgf에서 12kgf, 22kgf로 변화시켜 주었으나 응답특성은 거의 유사하게 나타나고 있다. 따라서 가변구조계를 이용하면 부하변동에 무관한

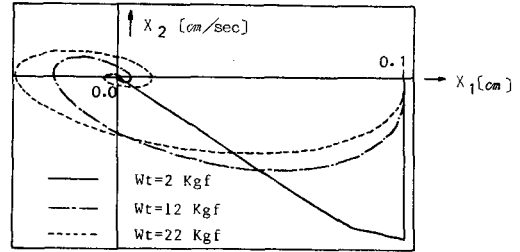


(a) Fixed structure system

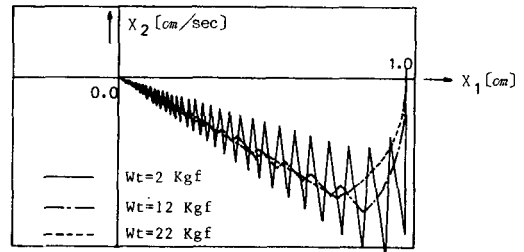


(b) Variable structure system

Fig. 7 Step response for various inertial loads ($P_s = 20 \text{ kg/cm}^2$)



(a) Fixed structure system



(b) Variable structure system

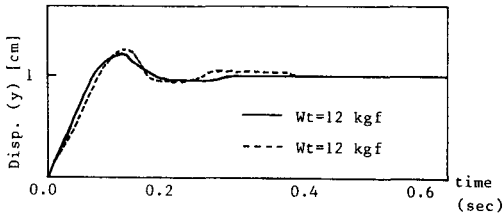
Fig. 8 Phase plane of step response for various inertial loads

유압구동제어계를 구성할 수 있음을 알 수 있다. Fig. 8(a)는 Fig. 7(a) 경우의 제어계 상태궤적을 나타낸 위상평면도이다. 하중이 2 kgf 일 때의 응답특성이 가장 양호하고 하중이 12 kgf , 22 kgf 로 증가함에 따라 상태궤적이 좌반평면으로 넘어가 계단응답에서 오버슈트가 발생함을 나타내고 있다. Fig. 8(b)는 가변 구조제인 Fig. 7(b)의 경우의 상태궤적을 나타낸 위상평면도이다. 그림에서 보는 바와 같이 관성하중이 증가하여도 오버슈트가 생기지 않음을 알 수 있다.

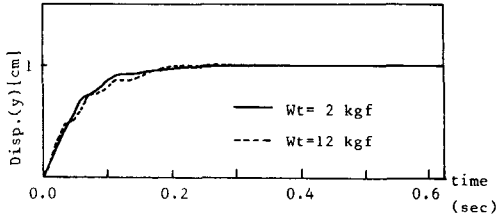
Fig. 9(a)는 공급압력 20 kgf/cm^2 에서 관성하중이 2 kgf 와 12 kgf 일 때의 고정구조계의 계단응답을 나타내는 실험결과이다. 관성하중이 2 kgf 인 경우와 12 kgf 인 경우를 비교해 볼 때 응답 특성이 다르게 나타남을 볼 수 있다. 이것을 시뮬레이션결과인 Fig. 7(a)와 비교해 볼 때, 이론해석상의 여러가지 가정과 실시간제어를 위한 단순화로 인하여 시간응답상의 차이 등 많은 차이가 있어 정량적인 관계를 제공하는 데는 미흡하나, 고정구조계는 부하변동에 영향을 받는다는 시뮬레이션 결과를 정성적으로 증명해주고 있다. Fig. 9(b)는 가변구조제인 경우의 실험결과이다. 관성하중이 2 kgf 와 12 kgf 인 두 경우 모두 정정시간은 0.3 초이었다. 이것은 시뮬레이

션 결과인 Fig. 7(b)와 비교해 보면 정성적으로 잘 일치하며 가변구조계는 부하변동에 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 유압계에서 공급압력을 변화시켜 주면 계의 이득(K_2 등)이 변동하기 때문에 계의 매개변수 변동을 야기시킨다. Fig. 10(a)는 무부하인 경우에 고정구조계의 계단응답을 나타내는 실험 결과로 공급압력을 $20, 30, 40 \text{ kgf/cm}^2$ 로 변동시켰다. 정정시간은 각 경우 0.3 초로 비슷하게 나타났으나 공급압력이 고압일수록 응답속도는 빠르고 오버슈트가 크게 생긴 것으로 보아 고정구조계에서는 공급압력의 변동에 의한 계의 매개변수변동에 따라 응답특성이 달라지는 것을 알 수 있다. 이것에 대해 Fig. 10(b)는 가변구조계의 계단응답을 나타내는 실험결과이다. 고정구조계의 경우와 마찬가지로 공급압력을 20 kgf/cm^2 에서 40 kgf/cm^2 까지 변화시켰으나 채터링 횟수에 차이가 있을뿐 대체로 유사한 경향을 나타내었다. 정정시간은 약 0.3 초이었다.

Fig. 11(a)는 슬라이딩모드 발생조건에 관한 고찰로써 스위칭선의 기울기와 제어입력을 변화시켰을 때에 대하여 각각 시뮬레이션하였다. 정상적인 슬라이딩모드가 발생한 때(1)와 존재조건과 도달조건을 만족하지 못하는 경우(2) 그리고 슬라이딩모드가 발생은 하였으나 스위칭제어입력이 작거나 불균형

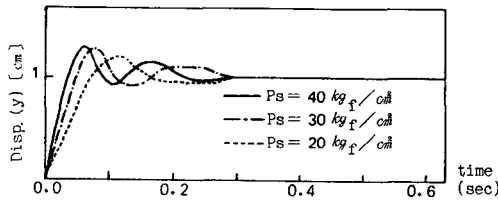


(a) Fixed structure system

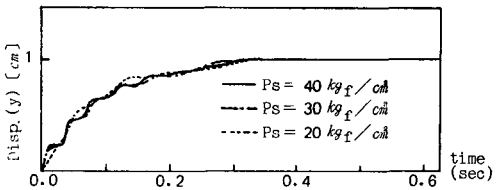


(b) Variable structure system

Fig. 9 Step response for various inertial loads ($P_s = 20 \text{ kgf/cm}^2$)



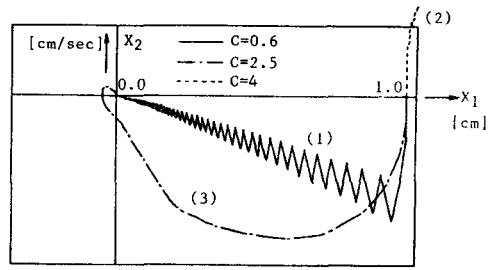
(a) Fixed structure system



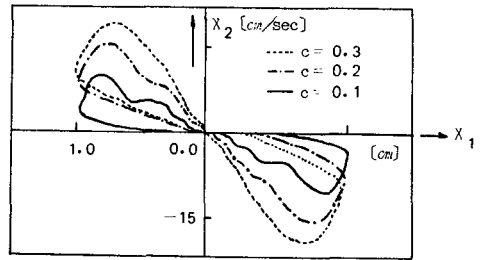
(b) Variable structure system

Fig. 10 Step response for various supply pressure (no load)

을 이루어 스위칭선의 기울기 C 값이 클 때 부하의 관성력을 슬라이딩초평면에 구속하지 못하여 슬라이딩모드가 깨어지는 경우(3)를 나타낸다. Fig. 11 (b)은 가변구조계의 실험결과로 C 값의 변화에 대한 위상평면을 나타낸 것이다. C 값은 0.1에서 0.9까지 변화시켜 결과를 얻었으나 여기서는 대표적으로 0.1에서 0.3까지의 궤적만 표시하였다. X 축은 오차변위를 나타내는 상태변수이고 Y 축은 액츄에이터의 속도를 나타내는 상태변수이다. 각 궤적은 스위칭라인을 따라 채터링함을 알 수 있는데 이는



(a) Theoretical results



(b) Experimental results

Fig. 11 Phase plane of step response for various C value ($P_s = 20 \text{ kgf/cm}^2$)

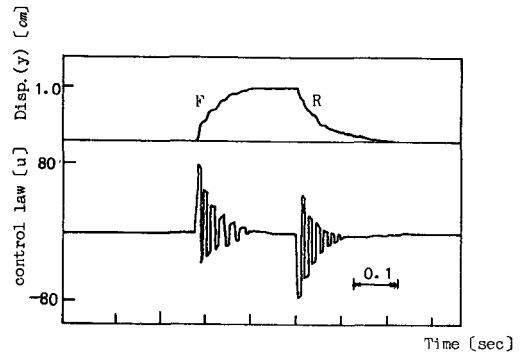


Fig. 12 Forward and reverse time response with control signal

슬라이딩모드가 존재하여 가변구조계가 실현되었음을 나타낸다.

Fig. 12는 가변구조계의 실험결과로 제어입력을 나타낸 것으로 제어입력이 약 0.015초마다 채터링이 일어났음을 알 수 있다. 여기서 F 는 실린더의 전진작동을 나타내고 R 는 후진작동을 나타낸다.

이상으로 가변구조계를 유압구동부에 적용한 결과 부하변동과 계의 매개변수변동에 거의 무관한 강인한 계를 구성할 수 있음을 알 수 있다.

7. 결 론

유압서보계의 위치제어를 행하는 데 있어서 가변구조제어방식을 택하였다. 가변구조제어기는 애널로그 컴퓨터를 사용하여 구성하였으며 고정구조계의 위치제어와 비교하였다. 특히, 시스템의 파라메타변동의 영향을 조사하기 위하여 부하와 공급압력을 변화시켜 가며 실험 및 시뮬레이션으로 비교, 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 고정구조에 의한 위치제어계는 부하변동에 영향을 받는 반면 가변구조방식을 택하였을 경우 부하변동에 거의 무관하도록 계를 구성할 수 있었다.

(2) 공급압력을 바꾸어 줌으로써 계의 매개변수를 변동시켰을 때 고정구조방식에서는 응답특성이 바뀌었으나 가변구조계에서는 응답특성이 거의 바뀌지 않았다.

(3) 가변구조계에서는 오버슈트가 없는 비교적 빠른 응답을 얻을 수 있다.

(4) 가변구조계에서 도달조건의 범위내에서는 C 값이 클수록 목표치에 빨리 도달할 수 있다.

(5) 유압계는 고차항의 전달함수로 표현되어지는데 2차계로 모델링해도 가변구조계가 실현되는 강인한 계를 구성할 수 있었다.

참 고 문 헌

(1) H. Hanafusa, 1983, "Hydraulic and Pneumatic

technologies in Mechatronics", The International Hydraulics & Pneumatics Symposium, Tokyo, Sept.

(2) Shin-Chang Lin, Song-Jau Tsai, 1984, "A Microprocess-Based Incremental Servosystem with Variable Structure", IEEE Trans., Vol. IE-31, No. 4, pp. 313~316.

(3) K.K.D. Young, 1978, "Controller Design for a Manipulator Using Theory of Variable Structure Systems", IEEE Trans., Vol. SMC-8, No. 2, pp. 101~109.

(4) W.J. Thayer, 1965, "Transfer Function for Moog Servovalves", Moog Technical Bulletin, 103.

(5) 佐藤俊雄, 1980, "油壓サーボ制御の設計", 大河出版, 東京.

(6) Herbert E. Merrit, 1967, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, New York.

(7) 原島文雄, 橋本秀紀, 1985, "Sliding Mode とその應用-I", システムと制御, Vol. 29, No. 2, pp. 94~103.

(8) N.N. Bengiamin, B. Kauffmann, 1984, "Variable Structure Position Control", IEEE, pp. 3~8.

(9) 윤지섭, 조형석, 1986, "유압서보시스템의 속도제어를 위한 적응제어기의 설계에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제 3 권, 제 1 호.

(10) 이진걸, 허준영, 1985, "가변구조이론에 관한 2판 걸 로봇팔의 추종제어에 관한 연구(1)", 한국정밀공학회지, 제 2 권, 제 1 호.

(11) 이진걸, 염만오, 허준영, 1983, "전기·유압서보계를 사용한 관절형 로봇의 제어에 관한 연구(1)", 부산대학교 공과대학 研究報告, 第26輯, pp. 309~315.