

부하압력 피이드백 보상기를 장착한 전기-유압서보계의 동특성 개선에 관한 연구

김 종 겸*, 이 진 걸**

A Study compensation Method for Dynamic Characteristics in Electro-Hydraulic Servosystem Equipping Load Pressure Feedback Compensator

Jong-Kyum Kim*, Jin-Kul Lee**

Abstract

In this paper, a simple structured feedback compensation scheme for a electro-hydraulic servo system to keep the response characteristics unchanged regardless of the load variation is proposed. In electro-hydraulic servo system, servovalve is most important control element. But the relation between input current and output flowrate of the servovalve has properties as follows: firstly, in spite of constant input current, output flowrate decreases as load pressure increases, secondly, according to frequency response of typical servovalve, the characteristics of gain and phase shift is something like 2'nd order system.

Load pressure feedback compensation method has been applied to eliminate the first influence, the second influence has been improved by phase lead compensation method.

As a result of above compensation methods, regardless of variation load condition, spring and inertia load, the compensation scheme has been verified to be effective within the range of frequency less than 25Hz by static response and dynamic response in time domain and frequency domain through experiments.

기 호 설 명

<p>A_p : 피스톤의 유효단면적(cm^2) B_p : 유압실린더의 점성마찰계수($kgf.s/cm$) e_s, e : 서보 증폭기로의 초기입력전압 및 재입력 전압(V) $G_v(s)$: 서보 밸브의 전달함수 i_s, i : 서보 밸브로의 초기입력전류 및 재입력전류(mA) k_1 : 서보 밸브의 스톨변위에 대한 유량이득($cm^3/cm.s$) k_2 : 서보 밸브의 부하압력 변화에 대한 유량 이득($cm^3/kgf.s$) K^a : 서보 증폭기의 이득(mA/V) K_f : 변위변환기의 이득(V/cm) K_m : 작동유의 체적팽창계수(kgf/cm^2) K_t : 토오코 모터 이득(cm/mA) L : 스프링부하의 스프링 상수(kgf/cm)</p>	<p>M : 유압실린더 구동부 및 관성부하의 질량($kgf.s^2/cm$) P_L : 부하압력(kgf/cm^2) P_s : 공급압력(kgf/cm^2) q : 부하유량(cm^3/s) r : 목표 입력신호(cm) (cm) V_t : 실린더부와 유압관로부의 전체체적(cm^3) x : 피스톤의 변위(cm) z : 서보밸브 스톨의 변위(cm) β : 작동유의 압축률(cm^2/kgf) ζ_c : 서보밸브의 감쇠계수 ω_n : 서보밸브의 공진주파수 (rad/s)</p>
---	--

* 연암공업전문대학 기계설계과 조교수

** 부산대학교 공과대학 정밀기계공학과 교수

I. 서 론

전기-유압 서보기구는 유압장치의 대출력 및 속응성의 장점과 전기적요소의 신호전달, 연산, 검출등의 우수한 기능을 조화하여 결합한 제어방식으로서 항공기, 수치제어 공작기계, 진동시험기등과 같은 중부하, 고속, 고정도의 위치제어에 널리 사용되고 있다. 이러한 장치중에는 서보 기구에서의 부하크기나 종류가 변동하는 경우와 다양한 외란 토오르크등이 작용하는 경우등이 있으며, 이러한 부하변동이나 외란의 영향으로 서보기구의 응답특성이 변화하여 계의 제어정도를 유지하는 것이 곤란하게 되어 장치의 고속화, 고정도화를 꾀하는데 장애가 된다.

이러한 문제에 관해 종전에는 서보기구 조작부의 최대발생력을 충분히 크게하여 상대적으로 부하의 변동이나 외란의 영향을 작게하는 대출력화 방법¹⁾, 부하변동이나 외란의 영향을 검출하여 이에 대응하는 제어장치의 파라미터를 자동조정하는 방법^{2,3)} 등이 실용화되고 있으나 모델 규범형 적응제어의 경우에는 parameter가 자동적으로 조정될 때까지의 시간이 걸리므로 부하의 변화나 외란에 대한 조정동작의 지연이 문제가 되므로 인해 장치의 대형화, 복잡화가 수반된다. 따라서 보다 간단하고 효과적인 방법으로서 부하의 외란이나 변동으로 인해 변화하는 부하압력을 서보밸브 전단에 둔 아나로그 보상기로 피이드백하여 서보 밸브의 특성을 외견상 비례요소로 하는 연구^{4,5)}도 행해지고 있다. 그러나 이 연구는 스프링부하가 작용하는 경우에 대해서만 계의 정특성 및 동특성을 실험에 의해서 검토하였으므로 이에 관한 이론 및 실험을 겸한 폭넓은 범주에서의 검토가 필요하며, 아울러 위의 연구는 아나로그 신호처리 방법에 의해 보상을 제작하였으므로 이는 사용 서보계의 규격이 바뀌는 경우 보상을 다시 제작해야 하는 번거로움이 따른다.

따라서 본 연구에서는 최근 전기-유압서보계의 제어기로 이용이 증대되고 있는 digital processor를 사용하여 부하무반응을 실현하는 보상을 제작한 후 서보계에 스프링 및 관성부하가 작용할 때 위의 방법으로 보상한 서보계의 동특성을 중심으로 그 보상효과에 관하여 아나로그 및 디지털 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 통하여 그 특성을 검토하였다.

II. 이론적 해석

2.1 전기·유압 서보계의 운동방정식

전기-유압서보계의 서보밸브와 양로드 실린더의 조합을 간략하게 Fig. 1에 나타내었으며, 운동방정식을 유도하기 위하여 다음과 같은 가정을 한다.

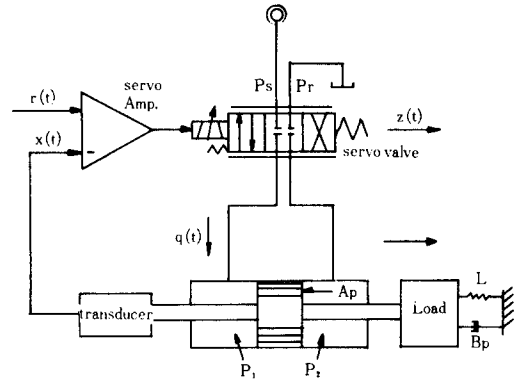


Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic servo system

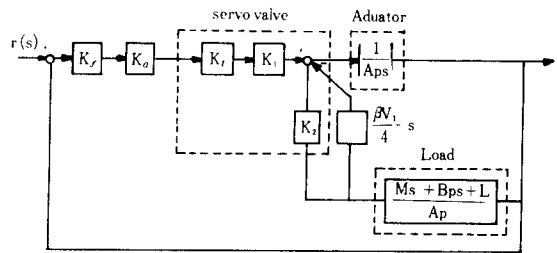


Fig. 2 Block diagram of the servo system.

- (1) 밸브는 대칭적이고 스톱센터는 임계센터로 한다.
- (2) 회로내의 모든 교차부분의 유량계수는 일정하고, 통상의 오리피스식이 성립하는 것으로 한다.
- (3) 유압 액추에이터의 외부누설, 내부누설은 없는 것으로 한다.
- (4) 유압원의 압력은 일정하고 귀환 포트의 압력은 대기압으로 한다.
- (5) 정특성 검토시에는 서보밸브를 비례요소로 한다.

이상과 같은 가정하에 전기-유압서보계의 운동방정식을 유도하면 다음과 같이 된다.

기준압력과 피스톤변위와의 오차신호는 식(1)과 같다.

$$r(t) - x(t) = e(t) \quad (1)$$

식(1)과 같은 오차신호에 따른 밸브 스톱변위는 다음과 같이 된다.

$$z(t) = K_r \cdot e(t) \quad (2)$$

여기서 $K_r = K_a \cdot K_r$ 이며 식(2)는 서보밸브를 비례요소로 가정한 경우이다.

또한 유량방정식은

$$q(t) = K_z \cdot z(t) \sqrt{P_s - (\text{sgn } e(t)) P_L(t)} \quad (3)$$

이고 밸브와 실린더사이의 연속방정식은

$$\frac{dP_L(t)}{dt} = \frac{4}{\beta V_t} \left(q(t) - A_p \frac{dx(t)}{dt} \right) \quad (4)$$

이며, 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M \frac{d^2x(t)}{dt^2} + B_p \frac{dx(t)}{dt} + L x(t) = A_p \cdot P_L(t) \quad (5)$$

단, $|P_L(t)| \leq P_s$ 이다.

위의 식을 간략히 하기 위해 식(2)를 식(3)에 대입하면 식(6)과 같다.

$$q(t) = K_o \cdot e(t) \sqrt{P_s - (\text{sgn } e(t)) P_L(t)} \quad (6)$$

여기서 $K_o = K_a K_i K_z$ 이다.

식(6)은 비선형식이므로 동작점 $\{e^*(t), P_L^*(t)\}$ 에서 선형화 하면

$$q(t) = k_{1o} \Delta e(t) - k_2 \Delta P_L(t) \quad (7)$$

여기서

$$k_{1o} = K_o \sqrt{P_s - (\text{sgn } e(t)) P_L^*(t)} \quad (8)$$

$$k_2 = \frac{K_o \cdot e^*(t)}{2 \sqrt{P_s - (\text{sgn } e(t)) P_L^*(t)}} \quad (9)$$

이다. 위의 식 (1), (2), (4), (5), (7)을 Laplace 변환 후 블록선도를 그리면 Fig. 2와 같다. 따라서 단순 피이드백 서보계의 폐회로 전달함수는 다음과 같다.

$$G_1(s) = \frac{K}{A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s + (A_o + k)} \quad (10)$$

여기서

$$\begin{aligned} K &= K_r K_a k_{1o} A_p, & A_3 &= M\beta V_t/4, \\ A_2 &= B_p\beta V_t/4 + k_2 M, & A_1 &= L\beta V_t/4 \\ &+ A_p^2 + k_2 B_p, & A_o &= k_2 L \text{이다.} \end{aligned}$$

2.2 부하무반응형 서보계의 구성

2.2.1 정적보상요소

식(3)이나 식(7)에서 볼 수 있는 바와 같이 서보밸브의 유량특성⁴⁾은 부하압력에 의존하게 될 뿐만 아니라 (Fig. 3(a) 참조), Fig. 3(b)에서 나타낸 바와같이 중립점 압력계인 특성(또는 부하포트 압력감도곡선, 즉 부하포트를 폐쇄한 상태에서 밸브스풀이 중립점근방에 위치할 때 입력전류와 부하포트 압력사이의 특성곡선)으로 인하여 어느값 이상의 입력전류가 서보 밸브에 가해질때는 부하압력이 공급압력보다 작더라도 실린더로의 부하유량이 0(零)이 되므로 서보계의 위치제어 오차를 유발시킨다. 예를들어 Fig. 3(b)에 의하면 입력전류가 i_1 mA일때 부하압력이 P_1 이면 부하유량이 0(零)이 됨을 알 수 있다. 즉, 서보계에서 오차신호 i_1 mA일때 실린더에서의 부하압력 $P_L \geq P_1$ 이면 i_1 mA에 해당하는 서보밸브의 출력유량은 부하압력으로 인하여 반대편에 위치하는 랜드와 포트사이의 틈새로 누설되어 탱크로 귀환된다⁵⁾. 따라서 실린더로의 부하유량 $q=0$ 이 되므로 i_1 mA에 해당하는 서보계의 위치제어 오차가 발생한다.

이를 보상에 주기 위해, 부하압력이 작용하여도 그 입력전류에서의 무부하시의 유량과 동일한 유량이 나오도록 서보밸브 입력전류를 조절해 주면 된다. 즉 부하압력에 무관하게 일정한 압력-유량특성⁴⁾⁵⁾을 얻고자 하는 것이 정적보상이 목표이다. 식(6)에 $P_L(t)=0$ 을 대입하면 부하압력과 무관한 유량식인

$$q(t) = K_e \cdot e_s(t) \sqrt{P_s} \quad (11)$$

이 되고, 식(11)과 같은 압력-유량특성을 얻기 위한 재입력전압은 식(6)과의 관계를 이용하여 정리하면

$$e(t) = \frac{e_s(t)}{\sqrt{1 - (\text{sgn } e_s(t)) \frac{P_L(t)}{P_s}}} \quad (12)$$

가 된다. 또, 선형화한 식으로 재입력전압식을 구하면 식(7)과 식(11)의 관계식에서

$$e(t) = \frac{K_o \sqrt{P_s}}{k_{1o}} e_s(t) + \frac{k_2}{k_{1o}} P_L(t) \quad (13)$$

이 되고, $P_L^*=0$ 인 곳을 동작점으로 잡아 식(8)과 식(9)의 결과를 식(13)에 대입하면 다음과 같이 된다.

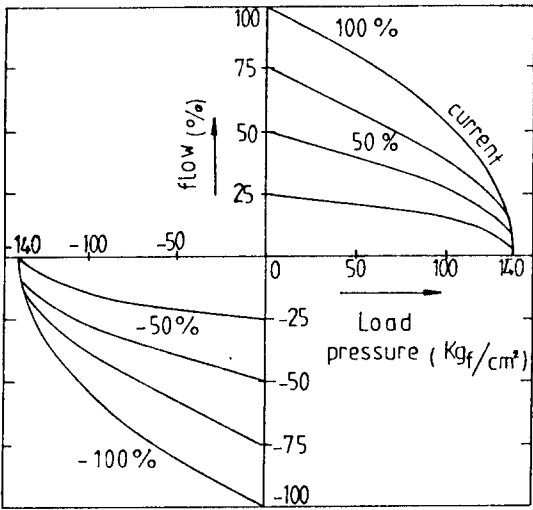


Fig. 3(a) Typical Pressure-flow curves of servovalve

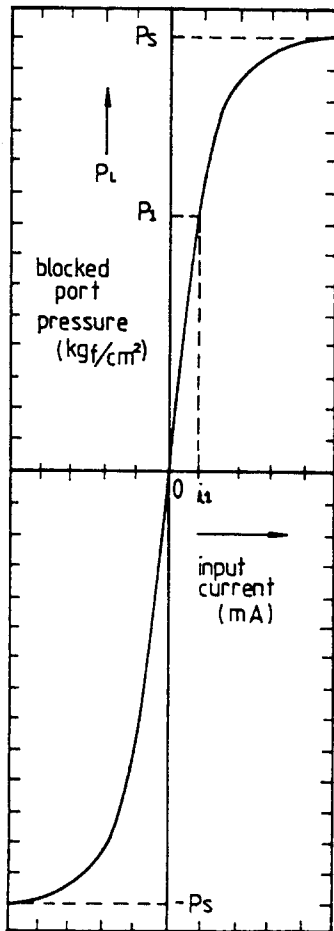


Fig. 3(b) Null point pressure sensitivity curve

$$e(t) = e_s(t) + \frac{e^*(t)}{2P_s} P_L(t) \quad (14)$$

따라서 식(12)나 식(14)와 같은 보상요소를 서보 증폭기 전단에 두면 부하에 무관한 유량특성이 얻어지고, 아울러 이러한 부하압력으로 인한 위치제어 오차도 없앨 수 있을 것이다.

2.2.2 동적 보상 요소

2.2.1절의 정적보상요소는 서보밸브에서의 부하압력으로 인한 계의 위치제어 오차는 없애줄 수 있지만 이러한 보상요소만으로는 서보계가 여러 종류의 다양한 부하에 대하여 동일한 동특성을 나타내지는 못한다.

그 이유는 서보계의 중추라고 할 수 있는 서보밸브가 그 출력유량특성이 부하압력에 영향을 받을 뿐 아니라 일정 주파수영역내에서 2차지연요소의 성격을 지니고 있기 때문이다. 일반적으로 폐회로형 시험기는 목표치에 충실한 제어량(예: 변위)을 시험대상에게 주는 것이 목적이기 때문에 폐회로계의 전달특성(제어량/목표치)이 시험대상의 역학적 특성에 무관한 조건을 갖추기 위해서는 서보계의 전달함수가 그 사용범위에서 $K \cdot e^{-s} \cdot G(s)$ 의 형태로 됨이 필요하다. 단, 여기서 $K, e^{-s}, G(s)$ 는 어느 것도 부하에 의존하지 않는 정수 및 지연요소이다. 그러나 대부분의 서보계에 제어요소로 사용되는 서보밸브는 그 특성이 전술한 바와 같이 부하압력에 영향을 받을 뿐 아니라 식(15)와 같은 2차 지연요소의 성격을 지니고 있으므로 정적보상요소만으로는 부하압력의 영향만을 없애 줄 뿐 서보 밸브 고유의 위상지연은 존재하게 된다.

$$G_v(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_c \omega_n s + \omega_n^2} \quad (15)$$

따라서 부하에 의존하지 않는 서보계를 구성하기 위하여 서보밸브를 가능한 한 비례요소에 근접할 수 있도록 하여야 한다. 이를 실현하기 위하여 서보밸브의 대역폭을 크게, 즉 공진주파수 ω_n 을 크게하여 속응성을 개선하는 것이 필요하다. 이를 위한 한 방법으로서 서보밸브 전단에 식(16)과 같은 보상기를 Fig. 4와 같이 연결한다.

$$G_{dc}(s) = \frac{s^2 + 2\zeta_c \omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_c \alpha \omega_n s + (\alpha \omega_n)^2} \quad (16)$$

의 영향에 관해서는 참고적으로 전산기 시뮬레이션만으로만 검토하였다.

2.2.4 보상 서보계의 블록선도

이상과 같은 보상요소를 부착하였을 때 보상서보계의 블록선도를 Fig. 5와 같이 나타낼 수 있으며 또한 보상 서보계의 개회로 전달함수 $G_o(s)$ 는 다음과 같다.

$$G_o(s) = \frac{X(s)}{E_s(s)} = \frac{K_f K_a K_t k_1 G'(s)}{A_p s - \frac{1}{A_p} (M s^2 + B_p s + L) \left\{ G'(s) (k_2 C_{p1} + \frac{\beta V_t}{4} s C_{p2}) - (k_2 + \frac{\beta V_t}{4} s) \right\}} \quad (19)$$

식(19)에서 $C_{p1}=1$, $C_{p2}=1$ 인 경우는 각각 정적 및 압축성보상을 행한 경우이고, $G'(s)=1$ 인 경우는 서보밸브를 비례요소로 생각한 경우로서, 이때의 전달함수는 부하와는 전혀 무관한 1차 지연요소가 됨을 알 수 있다.

III. 전산기 시뮬레이션

보상요소를 제작하여 실험을 행하기에 앞서, 앞에서 설명한 이론의 타당성을 검토하기 위하여 아날로그 컴퓨터 및 디지털 컴퓨터로 시뮬레이션을 행하였고 그 제한은 실험할 실제계와 동일하도록 택하였으며 이를 Table 1에 나타내었다.

Table 1. System Parameters.

parameter	value	dimension	parameter	value	dimension
A_p	3.3	cm ²	x_p	0.05	V·kgf/cm ²
P_v	70	kgf/cm ²	ω_n	$35 \times 2\pi$	rad/s
K_a	10	mA/V	ζ_c	0.9	
K_f	2	V/cm	α	>1	
k_1	1.4×10^4	cm ³ ·s ⁻¹ ·cm	M	0.0153	kgf·s ² /cm
k_{i1}	116.6	cm ³ ·s ⁻¹ ·V	B_p	2	kgf·s/cm
k_2	0.5	cm ³ ·s ⁻¹ ·kgf/cm ²	L	250	kgf/cm
time scale (analog computer)	1	s	V_c	120	cm ³
sampling time (digital computer)	0.001	s	K_{i1}	7800	kgf/cm ²

3.1 아날로그 컴퓨터 시뮬레이션

2차 지연요소로 간주한 서보밸브를 포함한 단순피이드백 위치제어 서보계 및 전술한 정적 및 동적보상기를

아날로그 컴퓨터로 구성하여 서보계의 보상효과를 검토하고 아울러 이러한 서보계에 아날로그 보상기 대신 후술할 디지털 보상기를 장착하였을 때 디지털 보상기의 성능검토등을 목적으로 행하였다. 정적보상기는 식(12)와 식(14)에 의해 비선형 및 선형화 모델로 각각 구성하였으며, 2차지연계와 동적보상기는 식(15), 식(16)에 의해 구성하였고 동적보상기 구성에 관한 회로도에는 Fig. 6에 나타내었다.

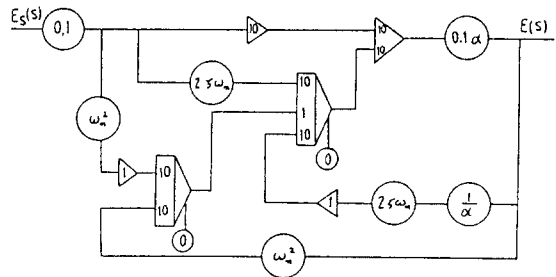


Fig. 6 Analog computer circuit of dynamic compensator

3.2 디지털 컴퓨터 시뮬레이션

이는 크게 2가지로 나누어 행하였다. 첫째는 서보밸브를 2차지연계로 간주했을 때의 동적보상기의 효과를 검토하기 위하여 식(16)에 의한 동적보상기의 저동역 s영역 및 z영역에서 검토하여 아날로그 보상기의 효과와 비교 검토하였고 아울러 보상기를 서보밸브에 부착하였을 때의 서보밸브 공진 주파수의 변동에 대해 검토하였다. 둘째는, 대상으로 하는 서보계의 전달함수를 사용하여 시간영역 및 주파수 영역에서 보상효과를 검토하였으며 이에 사용된 개회로 전달함수는 식(9)를 고쳐쓰면 다음과 같이 간단하게 표시할 수 있다.

$$G_1(s) = \frac{K \cdot A_p}{A_5 s^5 + A_4 s^4 + A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s + A_0} \quad (20)$$

이 된다. 여기서

$$A_5 = \frac{1}{(\alpha \omega_n)^2} \cdot \frac{\beta V_t}{4} M$$

$$A_4 = \frac{1}{(\alpha \omega_n)^2} \left\{ \left(k_2 + \frac{\beta V_t}{4} \cdot 2 \zeta_c \alpha \omega_n \right) M + \frac{\beta V_t}{4} \cdot B_p \right\}$$

$$\begin{aligned}
 A_3 &= \left\{ k_2 \cdot 2\zeta_c \frac{1}{\alpha\omega_n} + \frac{\beta V_t}{4} (1-C_{p2}) \right\} M \\
 &+ \left\{ \frac{k_2}{(\alpha\omega_n)^2} + \frac{\beta V_t}{4} \cdot 2\zeta_c \frac{1}{(\alpha\omega_n)} \right\} B_p \\
 &+ \frac{1}{(\alpha\omega_n)^2} \frac{\beta V_t}{4} L + \frac{1}{(\alpha\omega_n)^2} A_p^2 \\
 A_2 &= k_2(1-C_{p1})M + \left\{ k_2 \cdot 2\zeta_c \frac{1}{\alpha\omega_n} + \frac{\beta V_t}{4} \right. \\
 &\left. (1-C_{p2}) \right\} B_p + \left\{ \frac{\beta V_t}{4} 2\zeta_c \frac{1}{\alpha\omega_n} \right. \\
 &\left. + k_2 \frac{1}{(\alpha\omega_n)^2} \right\} L + \frac{2\zeta_c}{\alpha\omega_n} A_p^2 \\
 A_1 &= k_2(1-C_{p1})B_p + \left\{ k_2 \cdot 2\zeta_c \frac{1}{\alpha\omega_n} + \frac{\beta V_t}{4} \right. \\
 &\left. (1-C_{p2}) \right\} L + A_p^2 \\
 A_0 &= k_2(1-C_{p1})L
 \end{aligned}$$

또한 $C_{p1}=1$ 과 $C_{p1}=0$ 인 경우는 각각 정적보상요소 유무를, $C_{p2}=1$ 과 $C_{p2}=0$ 인 경우는 각각 압축성 보상 요소의 유무를, $\alpha=1$ 과 $\alpha>1$ 인 경우는 동적보상요소의 유무를 나타내는 계의 전달함수가 될 수 있도록, 또한 기름의 압축성을 무시한 경우는 $\beta=0$ 으로 하면 이에 상응하는 전달함수가 되도록 구성하여 여러가지 측면에서 계의 응답특성을 32bit PC (CPU i80386)를 사용하여 시뮬레이션을 행하였다.

IV. 실험장치 및 방법

4.1 실험장치

본 연구에서 행한 실험장치의 개요를 Fig. 7에 나타내었다. 함수발생기를 사용하여 희망하는 파형을 발생시켜 목표치와, 실린더 로드엔 부착된 변위변환기에서 나오는 피이드백 신호와의 오차신호(e.)가 A/D변환기를 거쳐 디지털 컴퓨터로 입력되고, 아울러 압력변환기에 의해 검출된 실린더 양단의 압력 P_1 , P_2 가 각각 동적변형 증폭기에서 증폭되어 A/D변환기를 거쳐 디지털 컴퓨터에 입력된다. P/C에서는 e., P_1 , P_2 를 사용하여 정적 및 동적보상 법칙에 의해 계산된 새로운 제어칙을 계산한 후 D/A변환기를 통해 서보증폭기에 입력하여 피스톤의 위치를 제어하도록 구성되어 있다. 필요한 물리량

은 storage형 오실로스코프와 X-Y 레코더에 의해 검출한다. 여기서 속도변환기는 제어칙을 구성하는데는 사용되지 않고, 단지 서보 밸브의 주파수응답을 조사하는데 필요한 유량측정을 위하여 설치하였다. 그리고 부하로서 스프링부하는 탄소강을 이용한 봉 스프링을 사용하였고, 관성부하로는 관성차위에 철판을 얹은 후 주파수응답실험에 대비하여 공진이 생기지 않도록 관성차와 철판이 일체가 되도록 보울트로 체결하였다.

주요한 사용기기의 사양은 다음과 같다.

- 유압원 : 최고압력 210kgf/cm²인 가변유량형 유압펌프, 설정압력 70kgf/cm²
- 전기유압 서보 밸브 : 동경정밀측기 제품 3F-30L-30-14·001, 정격전류 30mA, 정격유량 30ℓ/min (140kgf/cm²의 압력)
- 서보증폭기 : 동경정밀측기 제품, 최대이득 ±30mA/50mA
- A/D, D/A 변환기 : PCL-714 Lab card (입출력 ±5V, resolution 14bit)
- digital processor : 급성 마이티 386 II plus (32bit, 25MHz, co-processor)
- analog computer : ADAC L-100 (ANDO electric Co.)
- cylinder : 유효단면적 3.3cm²

4.2 실험방법

4.2.1 보상기

아나로그 및 디지털 보상기를 각각 사용하였으며 아나로그 보상기의 경우는 전술한 Fig. 6과 같이 구성하여 장착하였으나 이는 time scale을 1/100로 구성한 관계로 제어대상계를 실시간의 1/100만큼 줄여 검토하였다. 또한 디지털 보상기는 동적보상요소의 경우 이를 z-변환하여 상태방정식으로 바꾼후¹⁰⁾ 아나로그로 구성된 2차 계에 장착하여 성능을 검토한 후 실제계에 부착하는 방법을 사용하였으며 digital processor의 해당 프로그램을 1회 수행하는 process time이 0.7ms임을 고려하여 sampling time은 1ms로 하였다.

4.2.2 서보 밸브의 주파수응답

Fig. 7의 실험장치에서 함수발생기, 서보증폭기, 서보 밸브, 실린더, 변위변환기를 사용하여 단순피이드백계를 구성하여 함수발생기에서 주파수를 변동시켜가며 서보밸

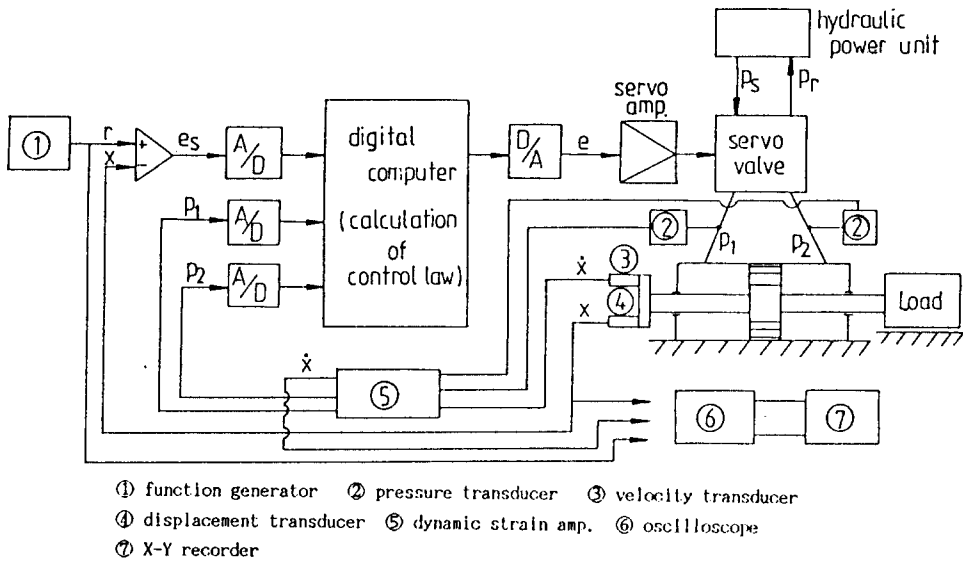


Fig. 7 Schematic diagram of experimental apparatus

브의 입출력 신호간의 이득과 위상차를 측정한다. 입력 신호로는 서보밸브로 입력되는 전류에 대응하는 전압으로 하고 출력신호는 유량과 비례요소인 실린더의 속도로 하여 이 두 신호간의 이득과 위상차를 오실로스코프상에서 구하였다.

여기서 구한 Bode선도를 이용하여 서보밸브의 ω_c 과 ζ 를 구하고 이 값을 동적보상기에 사용하여 α 의 값을 변화시켜가며 위와 같은 방법으로 주파수응답을 구하여 Bode선도를 그린후 가능한 범위내에서 공진주파수를 최대로 할 수 있는 α 의 값을 취한다.

4. 2. 3 서보계의 주파수응답

무부하, 스프링부하, 관성부하를 대상으로 각각의 부하에 대해 보상하지 않았을 때, 정적보상만 행하였을 때, 그리고 정적 및 동적보상을 함께 행하였을 때 서보계의 출력변위/목표치변위에 대한 주파수응답을 오실로스코프상에서 구하여 보상의 범위가 어느 정도까지 가능한가를 검토하였다.

V. 결과 및 고찰

5.1 정특성 보상

서보계의 정특성 개선을 위하여 정적보상요소를 서보밸브의 전단에 두어 각종 부하에 대한 정특성을 보상한

경우와 보상을 하지 않은 경우에 대한 응답특성을 비교하였다. 또한 실험의 이론적 배경이 될 계산식 확인을 위하여 무부하시의 스텝응답특성에 대한 전산기 시뮬레이션 및 실험결과를 Fig. 8에 나타내었다. 실험치와 계산치가 거의 일치함을 볼 수 있으므로 전산기 시뮬레이션에서 사용한 계산식 및 parameter값들이 실제값에 접근하여 있다는 것을 확인할 수 있다. 그러나 Fig. 8의 peak부분에서 파형이 다소 상이한 것은 실린더에서의 마찰력 때문이라고 추정되며, 이는 전산기 시뮬레이션에서 점성마찰력은 고려하였으나 쿨롱마찰력은 비선형인 관계로 무시한 결과로 생각된다.

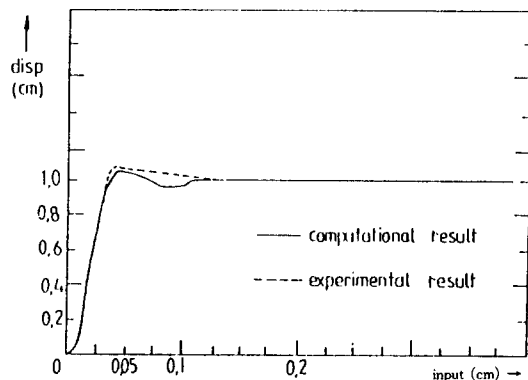


Fig. 8 Step response of unloaded servo system

5.1.1 스프링 부하

서보계에 스프링 상수 180kgf/cm인 스프링부하를 가했을 때, 서보계의 스텝응답을 Fig. 9(a)에 나타내었다. 보상을 하지 않은 경우 서보밸브의 중립점 압력 개인 특성으로 인하여 목표치 추종율이 약 87%를 나타내고 있다. 이는 계산식에 의한 계산결과인 약 90%에 비해 약 3%의 오차를 보이는데 그 이유는 서보밸브 압력-유량곡선을 동작점 부근에서 선형화한 때문이라고 생각된다. 이러한 위치제어 오차를 정적보상요소에 의하여 보상한 결과 목표치에 잘 추종함을 볼 수 있다.

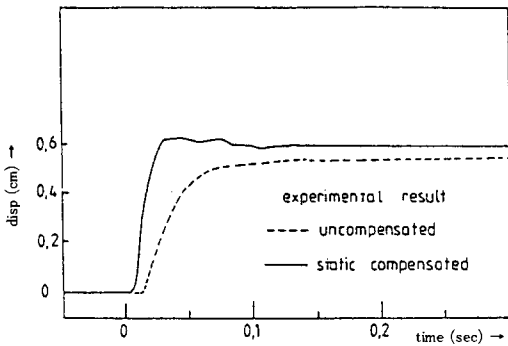


Fig. 9(a) Step response of spring loaded system

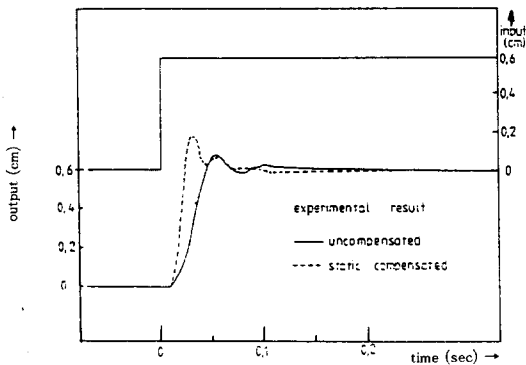


Fig. 9(b) Step response of inertia loaded system

5.1.2 관성 부하

서보계에 질량 15kg의 관성부하를 가했을 때 스텝 응답 특성을 Fig. 9(b)에 나타내었다. 보상계의 경우 기동시의 정지 마찰력에 의한 실린더의 부하압력 상승으로 큰 전류가 서보밸브에 가해져 미보상계에 비해 상승시간이 짧고 오우버슈트가 크게 됨을 볼 수 있으나 정정시간이나 목표치 추종율은 거의 같음을 알 수 있다.

5.2 동특성 보상

5.2.1 미 보상계의 주파수응답 특성

서보계의 동특성 보상에 대한 필요성을 검토하기 위하여 보상을 전혀 행하지 않은 계와 정특성 보상만을 행한 계를 대상으로 주파수 응답 실험을 행한 결과를 Fig. 10(a), Fig. 10(b)에 각각 나타내었다. 보상을 전혀 행하지 않은 계의 경우 스프링 부하의 위치제어 오차로 인해 이득이 저주파영역에서부터 다른 부하계와 서로 상이함을 볼 수 있다. 정특성 보상만을 행한 경우 스프링부하의 이득은 보상되었고 약 7Hz까지 관성, 스프링, 무부하 모두 이득과 위상차가 거의 일치함을 볼 수 있다.

5.2.2 동적 보상기 검토

식(16)과 같은 역할을 수행하는 디지털 동적보상기를 구성하여 실제계에 적용하기 전에 그 성능을 확인할 필요가 있다. Fig. 11은 동적보상기에 0.5V의 스텝입력을 추가하였을 때의 응답을 시간영역에서 나타낸 것이다. 그림에서 1점쇄선, 실선은 각각 아날로그보상기와 디지털보상기에 의한 실험결과를, 파선은 계산결과를 나타내고 있다. 단, 이때 아날로그 전산기는 time scale을 1/100로 하였기 때문에 실시간에 1/100을 곱해준 결과를 나타내었다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 3가지의 응답파형이 잘 일치하고 있으며, 단지 디지털보상기의 응답이 아날로그보상기나 계산결과에 비해 약 1ms의 시간지연이 발생하고 있다. 이는 디지털보상기의 D/A 변환장치의 '0차홀더(Zero Order Holder)'에 의한 영향이라고 사료된다.

한편 Fig. 12는 아날로그 전산기에 의해 실험에서 사용한 서보 밸브의 전달함수와 동일하게 구성된 2차 지연계($\omega_n=35 \times 2\pi$ rad/s, $\zeta_c=0.9$, time scale 1/100)에 $\alpha=2$ 로 설정한 디지털 보상기를 그 전단에 연결하여 주파수응답 실험을 행한 결과이다. 그림에서 실선은 계산결과, \circ 표는 실험결과를 나타내고 있으며, 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 약 70Hz에서 위상지연 -90° 가 됨을 볼 수 있는데 이는 2.2절에서 설명한 바와 같이 공진주파수가 2배, 즉 α 배 증가되었음을 확인할 수 있다.

5.2.3 서보 밸브의 주파수응답 및 α 값 선정

4.2.2절의 실험방법에 의한 서보 밸브의 주파수응답

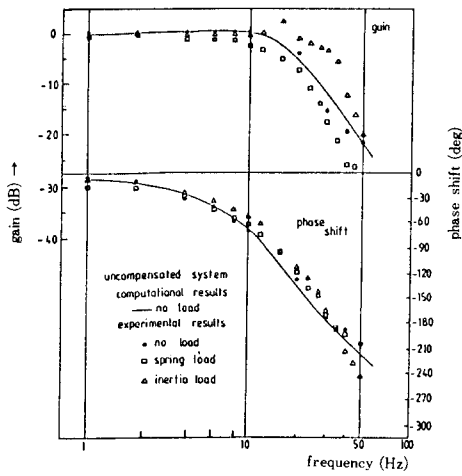


Fig. 10(a) Frequency response of uncompensated system $(x(s)/r(s))$

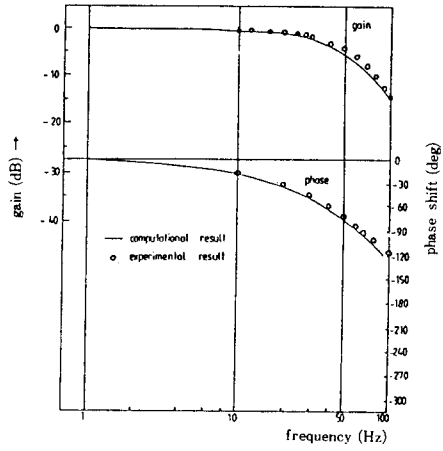


Fig. 12 Frequency response of dynamic compensated servovalve $(q(s)/i(s))$
(Analog computer simulation, $\tau = 2$)

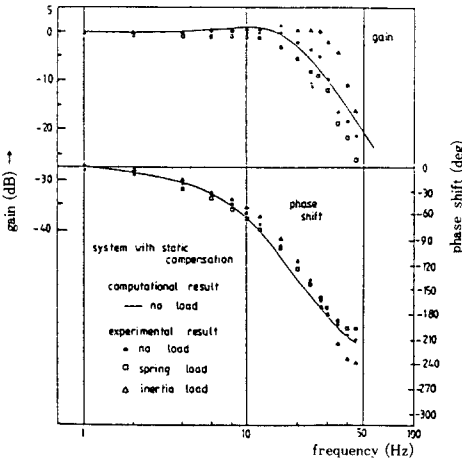


Fig. 10(b) Frequency response of static compensated system $(x(s)/r(s))$

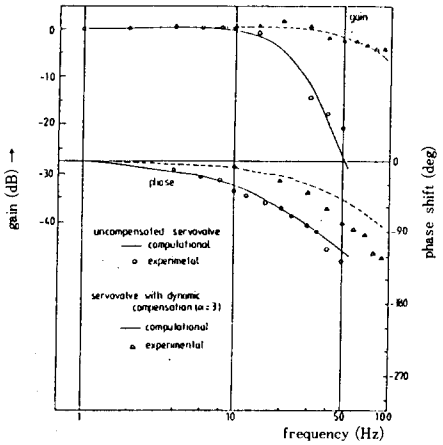


Fig. 13 Frequency response of servovalve $(q(s)/i(s))$

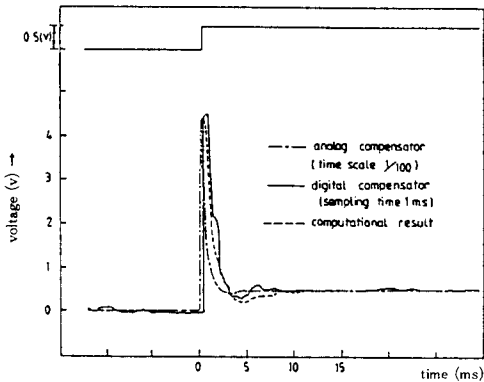


Fig. 11 Step response of dynamic compensator

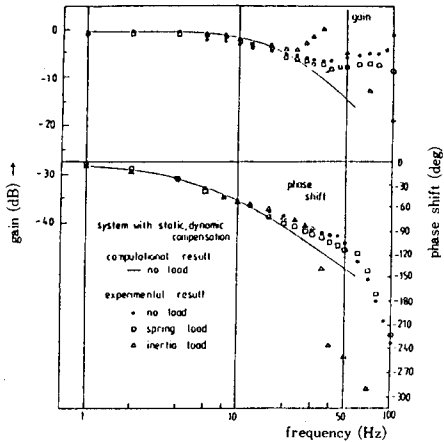


Fig. 14 Frequency response of static and dynamic compensated system $(x(s)/r(s))$

결과를 Fig. 13에 나타내었다(그림중의 ○표). 서보 밸브를 2차지연요소로 가정하였을 때 계산치에 의해(그림중의 실선) 근사시킨 결과 $\omega_n = 35 \times 2\pi$ rad/s, $\zeta_n = 0.9$ 로 정하였다. 이 값을 사용하여 구성된 동적보상기에 의해 α 값을 변화시키며 실험한 결과 $\alpha = 3$ 으로 결정하였다(그림의 △표). 그림에서 볼때 보상서보계의 공진 주파수가 60Hz 근방으로 증가된 것을 볼 수 있다. 이론적으로는 105Hz가 되어야 하지만(그림의 점선) 서보 밸브를 2차지연계로 근사한 때문이라고 생각된다.

5.2.4 서보계의 정특성 및 동특성 보상 결과

서보계에 정적 및 동적보상기를 부착하여 실험한 결과를 Fig. 14에 나타내었다. 계의 이득 및 위상특성이 스프링부하의 경우는 무부하시의 결과와 약 35Hz까지, 관성부하는 약 25Hz까지 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 그러나 무부하시의 계산결과(그림중의 실선)와 실험결과(그림중의 ●표)를 비교하면 고주파영역에서의 이득특성이 서로 차이를 나타내고 있다. 특히 실험치가 계산치에 비해 이득기울기가 고주파영역에서 증가하는데 이는 동특성 보상시의 전반적인 경향으로서 그 이유는 다음과 같이 사료된다. 즉, 실제로는 고차지연계인 서보밸브를 2차지연계로 모델링하였기 때문에 모델링이 유효한 주파수영역을 벗어난 고주파영역에서는 동적보상기의 영점이 서보밸브의 극과 정확히 소거되지 않으므로 인해 잔류하는 영점에 의한 영향 때문이라고 사료된다.

부하의 종류나 크기의 변동에 대해서도 일정한 신호 전달특성을 지니는 전기-유압서보계를 실현하기 위하여 정적 및 동적보상기를 사용하여 보상을 행한 결과 25Hz까지는 부하의 성격에 무관한 계가 구성되었다. 따라서 주파수응답 곡선에서 25Hz까지의 특성으로 전달 함수 $e^{-\tau} G_c(s)$ 를 구한 후 이러한 서보계의 전달에 $1/G_c(s)$ 에 해당하는 보상기를 부착한다면 $e^{-\tau}$ 인 시간지연만의 계로 구성될 것으로 생각된다. 이번 연구에서 압축성의 영향에 대해서는 검토하지 않았으나 일반적으로 유압관로가 길게 형성된다는 점을 고려하면 이의 보상도 필요하리라고 생각되며 아울러 보상계의 경우 관성 부하의 안정한계에 대해서도 검토가 필요하다고 생각된다.

VI. 결 론

디지틀 프로세서에 의한 정적 및 동적 보상기를 구성하여 부하에 관계없이 동일한 신호전달특성을 나타내기

위한 서보계를 실현하기 위하여 전산기 시뮬레이션과 실험을 행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 보상 서보계를 관성, 스프링, 무부하의 조건하에서 각각 실험한 결과 부하의 종류에 관계없이 서보계가 약 25Hz까지 동일한 신호전달특성을 나타내었다.
2. 보상요소에 의해 서보 밸브를 정확하게 비례요소로 만든다는 것은 어렵고 다만 진공주파수를 크게하여 부하에 의한 영향을 감소시킬 수 있었다.
3. 보상 서보계의 경우 무부하시와 동일한 특성을 나타내는 구간이 관성부하가 스프링부하에 비해 훨씬 작았다.

참고문헌

1. 池邊, 福馬: "閉ループ 形 建築材料試驗機", 計測と制御, 6-9, 622/630 1967
2. 松崎, 平井: "電氣油壓式 振動試驗機에 關する研究(第 報)", 日本機械學會論文集, 42-353, 135/145 1976
3. 平井, 兵野: "電氣油壓式 振動試驗機 閉 루프 制御系 の フィードバックゲイン 自動調整", 油壓と 空氣壓, 11-7, 427/434(1980)
4. 池邊, 中田, 橫田, 橫山: "負荷無反應形 電氣油壓 サーボ 系", 計測自動制御學會論文集, 16-3, pp 391-397 1980
5. 김종겸, 이진걸: "부하압력 피이드백을 이용한 전기-유압 서보계의 부하변동 보상에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제7권 제3호, pp 83-93, 1990.
6. Herbert E. Merrit: "Hydraulic Control Systems", John wiley & Sons, New York, 1967.
7. 김종식: "선형제어 시스템 공학", 청문각, 1988.
8. Katsuhiko Ogata: System Dynamics, Prentice-Hall, 1978
9. ANDO Electric Co.: Instruction Manual for ADAC L-100 Analog Computer.
10. J. Watton: Fluid power systems, modeling, simulation, analog and microcomputer control, Prentice-Hall, 1989
11. Benjamin C. Kuo: Digital control systems, Holt, Rinehart and Winston, 1980
12. 佐藤, 小林: "電氣·油壓サーボ系のDDC에關する研究", 油壓と 空氣壓, pp 16-1, 55-62, 1984
13. 佐藤俊雄: 油壓サーボ 制御の設計, 大河出版, 東京, 1980