

負荷壓力 피드백을 이용한 電氣-油壓
서어보系の 負荷變動 補償에 관한 研究

金鍾謙* 李珍杰**

**A Study on Compensation Method for Variable Loads
in Electro-Hydraulic Servomechanism Using
Load Pressure feedback**

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

Abstract

The characteristics of servo systems are desired to be independent for any unpredicted operational condition. The relation between input current and output flowrate of the servovalve is dependent on the load pressure and the idea of compensation using the load pressure feedback is fundamental theory in this paper.

With this idea, this paper researches the performance improvement of hydraulic position control system. Static characteristics of compensated system is analyzed by means of analog computer simulation, digital computer simulation and experiment for nonlinear model and linearized model, respectively.

* 蓮庵工業專門大學 機械設計科 助教授

** 釜山大學校 工科大学 精密機械工學科 教授

NOMENCLATURE

서어보 밸브

- z : 스톱의 변위 (cm)
- i_s, i : 서어보 밸브로의 초기입력전류 및 재입력전류 (mA)
- K_t : 토오크 모터 이득 (cm/mA)
- k_1 : 서어보 밸브의 스톱 변위에 대한 유량이득 ($\text{cm}^3/\text{cm} \cdot \text{s}$)
- k_2 : 서어보 밸브의 부하유량 변화에 대한 유량 이득 ($\text{cm}^3/\text{kgf} \cdot \text{s}$)
- k_{1e} : 서어보 밸브 입력전압에 대한 유량 이득 ($\text{cm}^3/\text{s} \cdot \text{V}$)
- q : 부하유량 (cm^3/s)

액츄에이터

- A_p : 피스톤의 유효단면적 (cm^2)

- x : 피스톤의 변위 (cm)
- V_t : 실린더부와 유압관로부의 전체체적 (cm^3)
- P_s : 공급압력 (kgf/cm^2)
- P_L : 부하압력 (kgf/cm^2)
- M : 관성부하의 질량 ($\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$)
- B_p : 점성부하의 점성마찰계수 ($\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{cm}$)
- L : 스프링 부하의 스프링 상수 (kgf/cm)

기 타

- K_a : 서어보 증폭기의 이득 (mA/V)
- K_f : 변위변환기의 이득 (V/cm)
- K_u : attenuator의 이득 (V/V)
- β : 작동유의 압축율 (cm^2/kgf)
- e_s, e : 서어보 증폭기로의 초기입력전압 및 재입력전압 (V)

I. 서 론

산업용 로봇, 진동시험기등과 같은 전기-유압 서어보기구를 응용함에 있어서, 적재부하 또는 운동기구의 자세에 따라 제어대상 매개변수가 변화하는 수가 많다. 그러나 계가 주어진 목표치에 정확하게 추종하기 위해서는 시험대상의 다양한 역학적 특성에 대해서도 변하지 않는 일정한 특성이 요구된다. 만약 서어보계의 성능이 실제 작업시의 조건에 대해 꽤 여유가 있는 경우에는 위와같은 매개변수의 변화는 그다지 문제가 되지 않는다. 그러나 계에 대한 요구사항의 정밀화 및 경제성의 문제에 비추어 볼때에는 매개변수의 변화에 기인하는 계의 부하변동을 補償해 주어야만 한다.

이러한 補償의 한 방법으로서, 액츄에이터에서의 부하압력이 변동하여도 서어보 밸브에서의 부하유량을 일정하게 유지할 수 있도록 부하압력을 피이드백하여 부하변동을 보상하는 것을 負荷無反應形¹⁾이라고 하며, 이러한 보상방법을 재료시험기에 채

용했을때 보상의 유효성에 대해서는 다만 實驗的으로 一部分만이 검토되었을 뿐이다.

본 연구에서는 이러한 負荷無反應形 서어보계의 거동을 묘사하는 방정식을 세워 이를 線形化 한후 전달함수를 구하여 定性的인 관점에서 계의 靜態性을 檢討하였고, 아울러 디지털 컴퓨터를 사용하여 非線形項이 포함된 계를 묘사하는 聯立常微分方程式의 解를 구하여 계의 각 변수들의 거동을 검토하였다. 實驗을 위해서 아날로그 컴퓨터로써 補償回路를 구성하였으며 이때 補償器를 구성하는 演算式은 非線形式을 그대로 사용하여 보상의 범위를 넓히고자 시도하였다. 負荷로서는 스프링부하와 관성부하에 대하여 실험하였다.

II. 이론적 해석

2-1 單純피이드백 전기-유압 서어보계

일반적으로 위치제어를 위한 단순피이드백 전기-유압 서어보계의 구성은 Fig. 1과 같다. 유압실린더

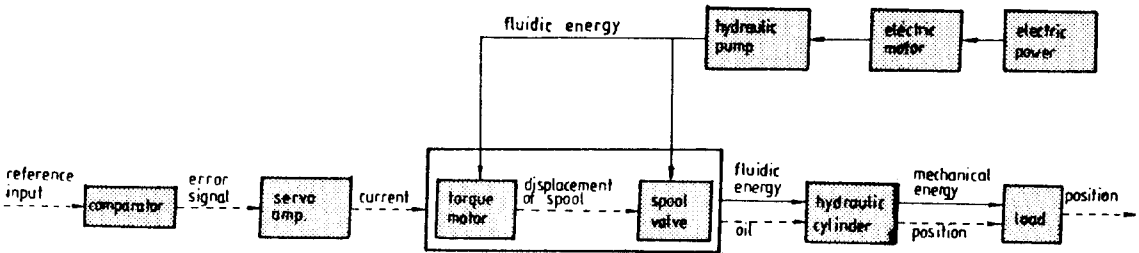


Fig.1 Schematic diagram of electro-hydraulic servo system

를 구동하기 위한 에너지는 油壓源에 의한 유체로부터 주어지며 이 유체의 흐름을 제어하는 것이 안 내밸브이다. 그림에서 실선으로 표시한 것은 에너지의 흐름이며, 점선으로 표시한 것은 신호의 흐름의 모양을 나타낸 것이다. Fig. 2는 유압구동부의 구성을 해석하기 위하여 밸브와 실린더를 간략화한 개략도이다.

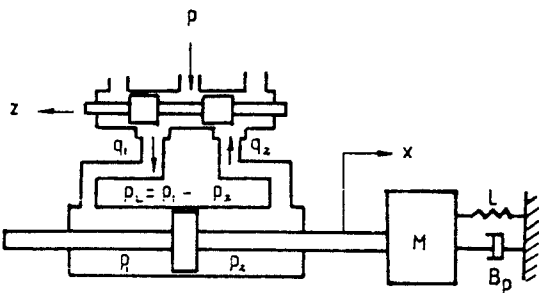


Fig. 2 Valve-cylinder combination

일반적으로, 필요한 주파수 범위내에서 서어보 증폭기의 전달함수는

$$K_a = \frac{i}{e} \dots \dots \dots (1)$$

와 같은 비례요소로 표현할 수 있다.

또한 서어보밸브의 토오크 모터로의 입력전류 i 와 스톱의 변위 z 간의 관계는 周波數曲線 比較法에 의해 1次遅延系 또는 2次遅延系로 간주될수 있다.⁵⁾ 그러나 본 연구에서 사용하고자 하는 주파수

범위내에서는 比例要素로 가정해도 무방하므로

$$z = K_t \cdot i \dots \dots \dots (2)$$

와 같이 쓸 수 있다.³⁾

서어보밸브 변위와 유압실린더간의 입출력 관계를 구하기 위하여 다음과 같이 가정한다.

- (1) 밸브는 대칭적이고 스톱센타는 임계센타로 한다.
- (2) 회로내의 모든 교축부분의 유량계수는 일정하고 통상의 오리피스식이 성립하는 것으로 한다.
- (3) 실린더 내부누설 및 외부누설은 없는 것으로 한다.
- (4) 공급압은 일정하고 歸還油의 압력은 대기압과 같다.

서어보밸브의 부하압력-유량특성은 非線形的이기 때문에 적당한 基準動作點 근처에서의 미소변화를 Δ 로 표시하여 線形化하면, 유압실린더의 出力方程式은 연속방정식에 의해 다음과 같이 된다.⁴⁾

$$A_p \frac{d(\Delta x)}{dt} = k_1 \Delta z - k_2 \Delta P_L - \frac{\beta V_t}{4} \frac{d(\Delta P_L)}{dt} \dots \dots \dots (3)$$

실린더의 運動方程式은

$$A_p \Delta P_L = M \frac{d^2(\Delta x)}{dt^2} + B_p \frac{d(\Delta x)}{dt} + L(\Delta x) \dots \dots \dots (4)$$

와 같이 된다. 식 (3), (4)에서 ΔP_L 을 소거하여 $\Delta x / \Delta z$ 를 구한식과, 앞의 식 (1), (2)를 이용하면, 단순피이드백 위치제어 전기-유압 서어보계의 불

록선도를 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다.

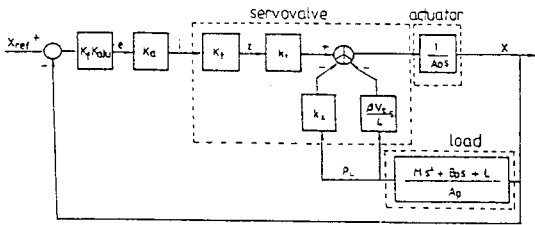


Fig. 3 Block diagram of electro-hydraulic servo system

따라서 단순 피드백 서어보계의 閉回路 전달함수 수 $G_1(s)$ 는

$$G_1(s) = \frac{K}{A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s + (A_0 + K)} \quad (5)$$

이 된다. 여기서 $K = K_f K_u K_a K_s k_1 A_p$, $A_3 = M\beta V_t/4$, $A_2 = B_p\beta V_t/4 + k_2 M$, $A_1 = L\beta V_t/4 + A_p^2 + k_2 B_p$, $A_0 = k_2 L$ 이다.

식 (5)에서 만약 관성부하가 무시할 만큼 작고, 실린더 및 관로의 체적 V_t 가 작다면, 작동유의 압축율 β 는 일반적으로 매우 작은값을 가지므로 $A_3 \approx 0$, $A_2 \approx 0$ 으로 된다. 이러한 系는 1차지연계가되며, 이때 전달함수는

$$G_1'(s) = \frac{K}{A_0 + K} \frac{1}{1 + T_1 s} \dots\dots\dots (6)$$

이 된다. 여기서 $T_1 (= A_1 / A_0 + K)$ 로서 時定數 이다.

이러한 1차지연계는 $A_0 (= k_2 L)$ 가 $K (= K_f K_u K_a K_s k_1 A_p)$ 에 비해 매우 작거나 또는 零이 되지 않는한 목표치에 미달하는 정상상태 오차, 즉 옅셋이 常存하게 된다는 것을 알 수 있다. $A_0 = 0$ 이 되기 위해서는 $L = 0$ 이 되어야 하지만 이는 스프링 부하의 값이기 때문에 의미가 없으며, 또한 $K \gg A_0$ 되기 위해서는 k_1 이나 A_p 를 크게하는 방법을 생각할 수 있으나 k_1 의 크기는 서어보밸브의 용량에 의해 제한되고, A_p 를 크게 하는 것은 종래의 한 방법으로서 이는 경제적인 측면에서 좋지 못한 방법이다. 물론 이러한 옅셋을 제거하기 위하여 플랜

트의 前段에 積分要素를 추가하면 되지만⁶⁾, 이는 부하조건이 바뀔때마다 因數를 변경해야 하는 번거로움이 따른다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위한 방법으로, 부하조건에 따라 변화하는 액추에이터의 부하압력을 피드백하여 이를 보상함으로써 부하의 종류나 변동에 둔감한 서어보계를 구성한다.

2-2 負荷壓力 피드백을 利用한 負荷變動에 鈍感한 서어보계의 構成

서어보계의 특성이 부하의 영향을 받는것은 系의 中樞라고 할 수 있는 서어보밸브의 入力電流와 出力流量間의 관계가 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 부하압력에 의해 영향을 받기 때문이라는 점에 착안하여, 서어보밸브의 전단에 補償要素를 삽입하고 여기에 부하압력을 피드백함으로써 부하압력에 관계없이 입력전류에 비례한 출력유량이 얻어지도록 하는것, 즉 서어보밸브의 특성을 Fig. 5와 같이 외관상 비례요소인 $q = k \cdot i_s$ 가 되도록 하는것이 부하무반응형 서어보계의 기본개념이다. 이를 실현하기 위한 원리는 Fig. 6에 나타낸 바와 같이 i_1 , P_{L1} , q_1 의 상태에서 부하압력이 P_{L2} 로 되면 유량이 q_2 로 감소되므로 이의 보상을 위해 서어보 밸브의 입력전류를 i_1 에서 i_2 로 증가시켜 이를 서어보밸브에 다시 입력시키면 부하압력 P_{L2} 에서 q_1 이 얻어지므로 부하압력의 변동에 대해서도 무부하시와 동일한 유량을 얻는것이 가능해진다.

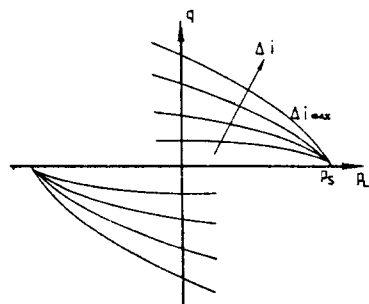


Fig. 4 Typical pressure-flow curves of the servovalve

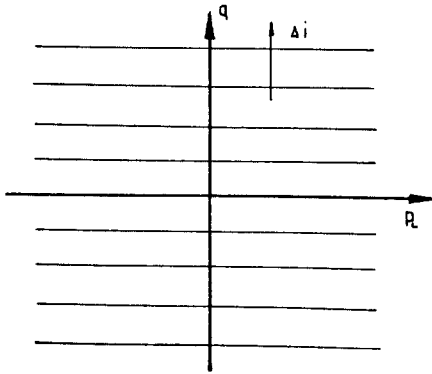


Fig. 5 Load insensitive pressure-flow curves

$$q = k \cdot i \sqrt{P_s - \frac{i}{|i|} P_L} \dots\dots\dots (7)$$

이를 Fig. 5와 같은 외관상 비례요소인

$$q = k \cdot i_s \sqrt{P_s} \dots\dots\dots (8)$$

로 만들기 위한 재입력전류 i는 식 (7)과 식(8)에 의해 다음과 같이 된다.

$$i = \frac{i_s}{\sqrt{1 - \frac{|i|}{|i_s|} \frac{P_L}{P_s}}} \dots\dots\dots (9)$$

실험을 위해서는 이러한 보상요소를 서어보 증폭기의 전단에 삽입하는 것이 쉬우므로 식 (9)를 전압 형태로 바꾸면 다음과 같다.

$$e = \frac{e_s}{\sqrt{1 - \frac{e_s}{|e_s|} \frac{P_L}{P_s}}} \dots\dots\dots (10)$$

이러한 연산을 행하는 요소를 Fig. 7과 같이 서어보 증폭기의 전단에 두었을때, 보상 서어보계의 폐回路 전달함수는 식 (10)을 선형화하여 구하면 다음과 같이 얻어진다.

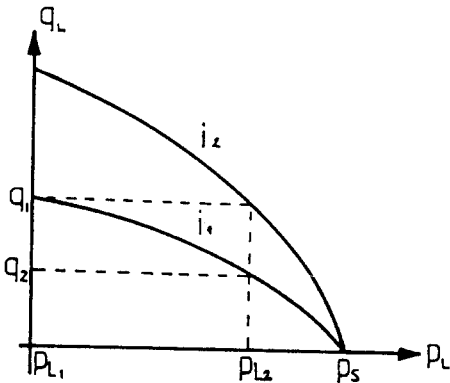


Fig. 6 Principle of compensation method

이를 위한 재입력전류 i를 찾기위해 Ikebe는 각각의 부하압력-유량곡선을 선형화시킨후 기울기가 동일한 3개의 직선군으로 분류하여 각직선군에 대한 재입력전류 i를 연산하는 수식을 만들었다.¹⁾ 이는 선형화로 인한 보상범위가 한정된다는 점, 직선군들의 상수를 결정하기가 용이하지 않다는 점등으로 인해 본 연구에서는 비선형항을 그대로 이용한 보상요소를 만들고자 한다. 단, 系の 전달함수를 구할때에는 부하-유량 곡선과 보상요소의 연산식을 선형화하였다.

서어보 밸브에서의 부하유량식은 다음과 같다.⁹⁾

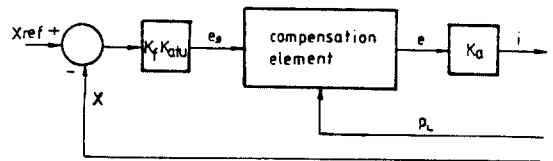


Fig. 7 Compensation of the servovalve

$$G_2(s) = \frac{K}{B_3 s^3 + B_2 s^2 + B_1 s + (B_0 + K)} \dots\dots\dots (11)$$

여기서 $K = K_f K_u K_a K_t k_1 A_p$, $B_3 = A_3 = M\beta V_t / 4$, $B_2 = B_p \beta V_t / 4$, $B_1 = L\beta V_t / 4 + A_p^2$, $B_0 = 0$ 이다.

여기서, 만약 작동유의 압축성을 무시한다면 B_3

$= 0, B_2 = 0, B_1 = A_p^2$ 이므로, 이를 식 (11)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$G_2'(s) = \frac{1}{1 + T_2 s} \dots\dots\dots (12)$$

여기서 $T_2 = A_p^2 / K$ 이다.

식 (12)에서 알 수 있는 바와 같이 보상요소를 삽입한 서어보계의 경우 압축성을 무시하면 외부부하에 대해 전혀 무관한 1차지연계가 형성됨을 알 수 있다.

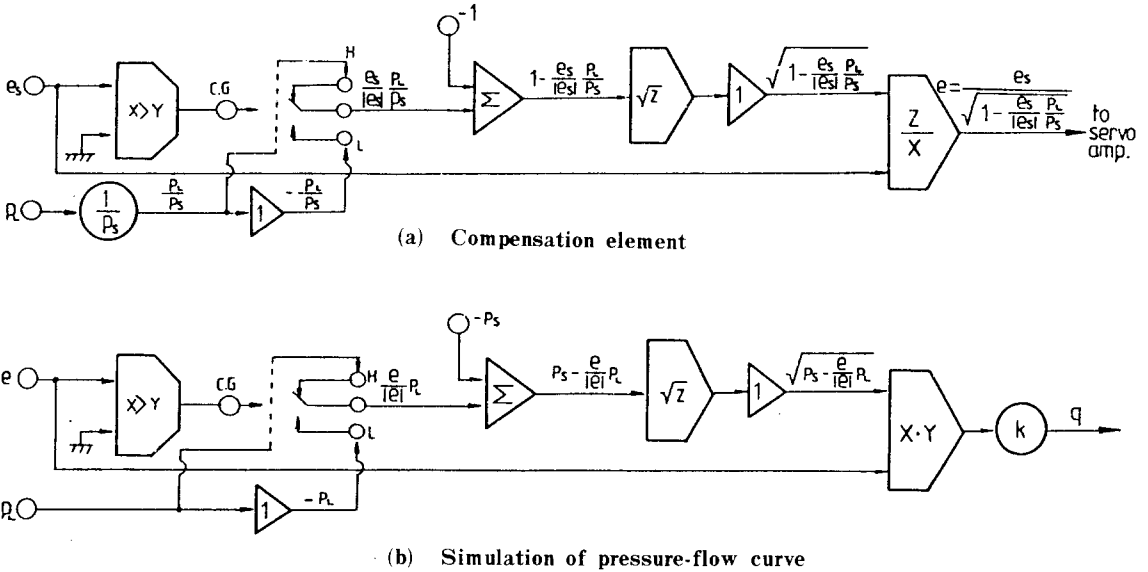


Fig. 8 Circuit of the analog computer

Ⅲ. 컴퓨터 시뮬레이션

3-2 디지털 컴퓨터 시뮬레이션

보상요소를 만들어 실험을 행하기에 앞서 전술한 이론의 타당성을 검토하기 위하여 아날로그 컴퓨터 및 디지털 컴퓨터로 시뮬레이션을 행하였다.

3-1 아날로그 컴퓨터 시뮬레이션

부하압력이 변동하더라도 무부하시와 동일한 유량이 얻어지는가에 대한 검토를 위하여 보상요소가 없는 경우와 보상요소를 장착한 경우, 각각의 서어보밸브 부하압력-유량 특성곡선을 시뮬레이션에 의해 구하였다. 이를 위한 아날로그 컴퓨터의 구성 회로도에는 Fig. 8 (a), Fig. 8 (b)와 같다.

이는 크게 두가지로 행하였다. 첫째는 定性的인 것을 검토하기 위하여 미보상계와 보상계에 대한 전달함수인 식 (5)와 식(11)을 사용하여 시간영역에서 계의 거동을 비교, 검토하였다. 둘째는, 4' th order Runge-Kutta method를 이용하여 계를 묘사하는 비선형 연립상미분방정식의 解를 구하여 서어보계 내의 각 변수들, 예를들면 유량, 부하압력, 재입력 전류등의 거동을 참고적으로 검토하였다.

Table 1은 시뮬레이션에 사용된 중요한 값들을 나타내며 이는 실험조건과 동일하도록 택하였다.

Parameter	Value	Dimension
A_p	15.7, 3.3	cm^2
P_s	30, 50	kgf/cm^2
K_a	10	mA/V
K_f	10	V/cm
$K_a \cdot K_f \cdot k_1$	32.32, 52.47	$cm^2/V \cdot s$
k_2	1.077, 1.049	$cm^5/kgf \cdot s$
K_u	0.1	V/V

Table 1. System parameters

IV. 實驗裝置 및 實驗方法

4-1 實驗裝置

실험장치는 유압회로부, 전기회로부, 보상기, 부하계, 계측부 등으로 크게 나눌 수 있으며 그 개략도를 Fig. 9에 나타내었다. 유압회로부와 전기회로부는 EHS (Electro-Hydraulic Servomechanism) - 160을 사용하여 구성하였고, 보상기는 ADAC L-100 아날로그 컴퓨터를 사용하여 Fig. 8의 보상기에 해당하는 부분과 같이 되도록 구성하였다. 적용 부하로서 관성부하장치는 1개의 하중이 20kgf 가 되는 두꺼운 철판을 5개 제작하여 관성차에 얹어서

용하였으며, 이때 관성차는 마찰력을 최소로 하기 위해 볼 베어링으로 된 바퀴가 강으로 된 레일위를 구르도록 하였다. 스프링 부하장치는 탄소강을 이용한 棒 스프링을 사용하였으며, 이러한 棒 스프링을 지지하기 위한 장치를 특별제작 하였다. 계측기로서는 압력변환기, 선형변위변환기, Tachogenerator, Digital Storage Oscilloscope, 2-펜 레코더, 디지털 전압계, X-Y 레코더 등을 사용하였다.

4-2 實驗方法

우선 사용 서어보밸브의 부하압력-유량 특성곡선을 구하기 위하여 전술한 EHS-160장치내의 유압모터, 압력변환기, Tachogenerator 등을 사용하여 입력전류에 대해 유압모터에 부착된 브레이크를 사용하여 부하압력을 변동시켜가면서 그때의 유량을 Tachogenerator로 측정하였다.

이때 유량측정 방법은 사용유압 모터의 1회전당 토출유량(4.5ml/rev)과 유압모터의 각속도를 전압으로 나타내는 Tachogenerator 변환이득(26 mV/rad/s)과의 관계에서 Tachogenerator의 표시 전압을 유량으로 환산하는 이득 (1.653l/min, V)을 구할수 있으므로 유압모터의 축에 Tachogenerator를 부착하여 각각의 부하압력에서의 각속도를 전압으로 측정하여 이를 유량값으로 환산하였다.

그리고 입력전압은 서어보 증폭기가 선형성을 유지하는 구간인 $\pm 2V$ 이내에서 인가하였고,⁸⁾ 공급압력은 $20kgf/cm^2$ 에서 $10kgf/cm^2$ 씩 증가시켜 $70kgf/cm^2$ 까지의 특성곡선을 작성한 후 이를 토대로 보상기 계수인 k_{1e} , k_2 등을 구하였다. 그후 아날로그 컴퓨터를 이용하여 Fig. 8과 같이 보상기 회로를 구성한 후, Fig. 9와 같이 장치된 서어보계에 기준입력 $-10V$ ($-1cm$)에서 $+10V$ ($+1cm$)까지 2V 간격의 크기로 입력을 부가했을때 유압실린더의 거동을 선형변위 변환기를 통하여 Digital Storage Oscilloscope로 출력시키고 이를 X-Y 레코더로 그려낸다. 그리고 보상계 실험의 경우에는, 부하가 가해질때 재입력전압이 초기입력전압보다 증가하므로 attenuator의 이득을 0.1로 하였다. 실험을 행할때 보상계와 미보상계의 위치제어 성능을 비교하기 위하여 보상기를 쉽게 착탈할 수 있도록 구성하였다.

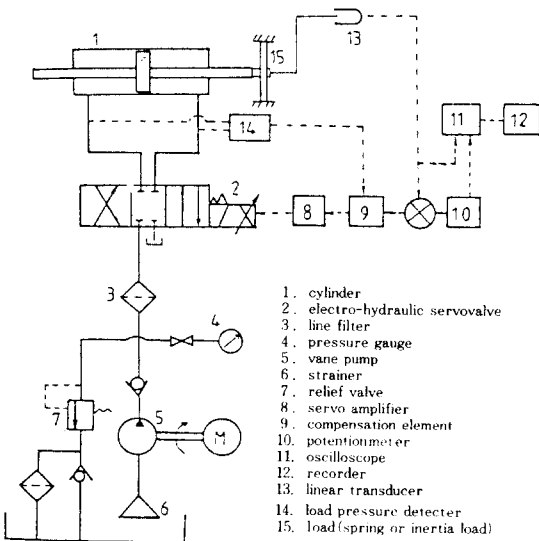


Fig. 9 Schematic diagram of experimental apparatus

V. 結果 및 考察

5-1 負荷壓力 - 流量曲線

본 연구에서 사용한 서어보밸브는 극히 일반적인 것으로, 여러 종류의 공급압력에 대한 부하압력 - 유량특성을 각각 구한 후 이를 참고로 아날로그 컴퓨터의 회로를 구성하여 부하무반응형의 실현을 시뮬레이션한 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 부하압력이 변동하여도 무부하시의 유량과 동일한 유량이 얻어짐을 알 수 있다.

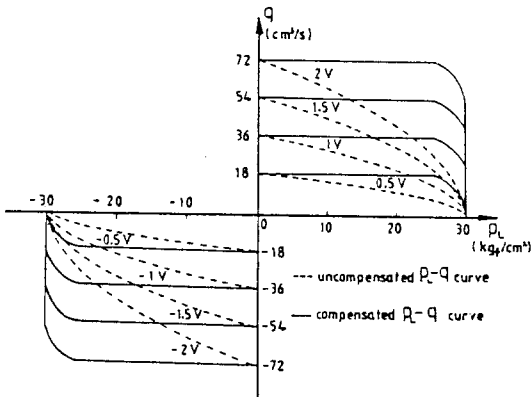
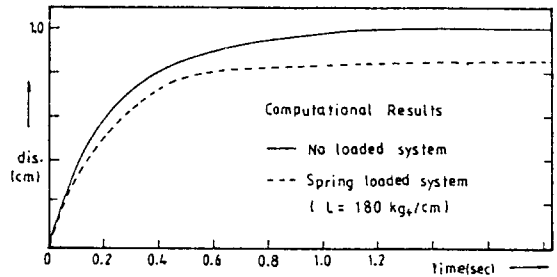


Fig. 10 Pressure-flow curves of the servovalve with the compensation element (analog computer simulation)

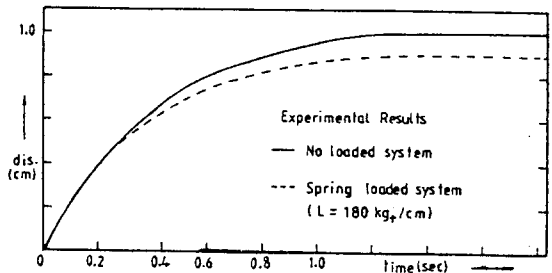
5-2 스프링 부하

다음으로 서어보계의 위치제어에 관한 실험으로서 공급압력 30kgf/cm², 기준변위 1cm, 피스톤 유효단면적 15.7cm², 스프링 상수 180kgf/cm 일때의 보상계 및 미보상계에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험결과를 Fig. 11(a)와 Fig. 11(b)에 나타내고 있다. Fig. 11(a)는 비선형연립미분방정식의 解를 구한 것으로 Fig. 11(b)의 실험결과와 비교해 볼 때 定性的 및 定量的인 면에서 대체로 잘 일치하고 있다. 그림에서 볼때 이 서어보계는 정정시간이 큰 과잉감쇠 반응을 나타냄을 알 수 있는데, 이는 식 (5)의 전달함수에서 기름의 압축성을 무시하면 2차 지연계가 되고, 이때 감쇠계수 $\zeta =$

$\zeta = \frac{1}{2} (k_2 B_p + A_p^2) \{k_2 M (k_2 L + K A_p)\}^{-1/2}$ 으로 표현되므로 이를 작게 할 수 있는 방법은 피스톤의 유효단면적을 줄이거나 K의 값을 크게 하는 것임을 알 수 있지만, 본 실험에서는 $A_p = 15.7\text{cm}^2$, $K_u = 0.1$ 로 한것이 가장 큰 원인이라고 생각된다. 한편 관성부하가 가해지지 않았으므로 미보상 부하계의 경우, 식 (7)과 같은 1차지연계로 볼 수 있으며 이때 시정수 $T_1 = 0.362$ 초로 계산되어 그림의 결과와 상당히 일치함을 알수있고, 만약 $A_p = 3.3\text{cm}^2$ 인 피스톤을 사용하다면 $T_1 = 0.071$ 초가 됨을 예견할 수 있다.



(a) Computational results



(b) Experimental results

Fig. 11 Transient response of the spring loaded system ($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $A_p = 15.7\text{cm}^2$, $L = 180\text{kgf/cm}$)

한편, Fig. 11(b)의 실험결과에서 볼때 스프링 부하가 가해진 미보상계의 경우 약 10%의 정상상태 오차가 생김을 볼 수 있다. 이는 전술한 바와 같이 식 (6)의 이득 $K/(A_0 + K) = K/(k_2 L + K)$ 에

서 스프링 상수 L 이 존재하기 때문이다. 추종율을 X/X_{ref} , 정상상태 편차율을 ϵ 으로 나타내면 $\epsilon = 1 - X/X_{ref} = 1 - K/(k_2L + K) = (1 + k_2L/K_f K_u K_a K_t k_1 A_p)^{-1}$ 이 된다. Fig. 11(b)의 실험조건을 위의 식에 대입하여 계산하면 정상상태 편차율이 약 14.5%가 되며, 실험치와 약간의 차이를 나타내는 이유는, 위의 식은 압축율과 계의 고유 관성부하를 무시했기 때문이라고 생각된다.

따라서 스프링 부하가 가해지는 경우에 정상상태 오차는 필연적이며 비보상계의 경우, 이를 감소시키기 위한 방법으로 K 를 구성하는 인자중에서 K_t 는 기기의 성능에 따라 정해지는 고정된 값이므로 K_a 나 K_u 를 크게 하는 방법을 생각할 수 있으나 이 방법은 서어보 증폭기의 선형성의 제한때문에 그값에 제약을 받는다. 또한 피스톤의 단면적을 크게 또는 공급압력을 높게하는 방법도 생각할 수 있으나 이는 종래의 방법중의 하나로서 경제성의 측면에서 바람직하지 못하다. 이와 같은 읍셋을 부하압력 피이드백에 의한 방법으로 보상 한 계산 및 실험결과를 Fig. 12에 나타내며 무부하시와 거의 동일한 거동을 보이고 있다.

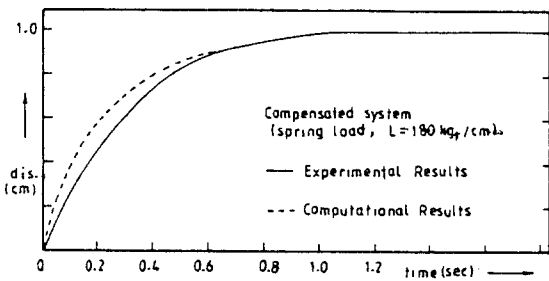


Fig. 12 Compensated results of the spring loaded system ($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $A_p = 15.7\text{cm}^2$, $L = 180\text{kgf/cm}$)

Fig. 13은 보상계와 미보상계에 대해 기준입력을 각각 -1cm 에서 $+1\text{cm}$ 까지 0.2cm 의 간격으로 주었을때 실린더 변위의 추종율을 나타낸 그림이다. 모든 실험조건이 Fig. 11(b)의 경우와 동일하므로 기준입력의 크기에 관계없이 일정한 정상상태 편차율을 보이고 있으며, 한편 이를 보상한 결과는 매우 효과적임을 알 수 있다.

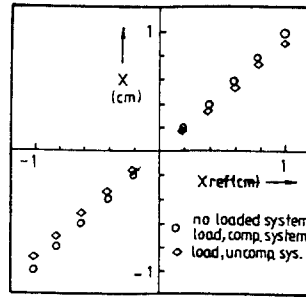


Fig. 13 Static characteristics of the servo system (experimental results, $P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $A_p = 15.7\text{cm}^2$, $L = 180\text{kgf/cm}$)

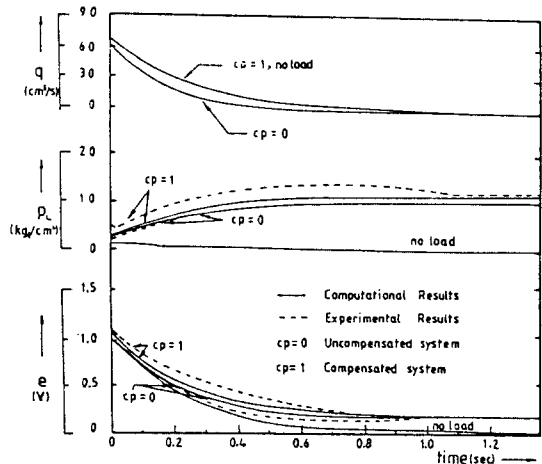


Fig. 14 Transient response of flowrate, load pressure and input voltage

Fig. 14는 무부하시의 서어보계, 스프링 부하시의 보상 및 미보상 서어보계의 과도상태중의 부하유량, 부하압력, 재입력전류의 변화를 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험에 의해 나타낸 것이다. 부하유량에 관해서는 실험을 행하지 못하였으므로 계산결과만을 통해 볼때, 계의 부하압력이 증가함에도 불구하고 보상계는 무부하시와 동일한 유량을 나타내고

있다. 또 이를위해 보상계의 재입력전류가 미보상계에 비해 큰 값으로 가해지고 있음을 볼 수 있다.

5-3 慣性負荷

공급압력 30kgf/cm², 피스톤 유효단면적 15.7cm²인 미보상계 및 보상계에 100kgf의 관성부하를 가했을때 系の 응답에 관한 실험결과를 Fig. 15에 나타내었다. 관성부하는 2.1절에서 설명한 바와 같이 부하의 성격상 정상상태 오차를 유발하지 않으므로 미보상계와 보상계 모두 동일한 靜特性을 나타내고 있음을 볼 수 있다.

그러나 동특성의 측면에서 검토해 볼때 다소 차이를 나타내고 있다. 이는 본 연구에서 서어보밸브를 비례요소로 간주(식 (2) 참조)했기 때문이라고 생각되며, 만약 동특성의 일치가 요구되는 계에서는 이러한 동특성에 대한 보상이 필요하리라고 여겨진다.

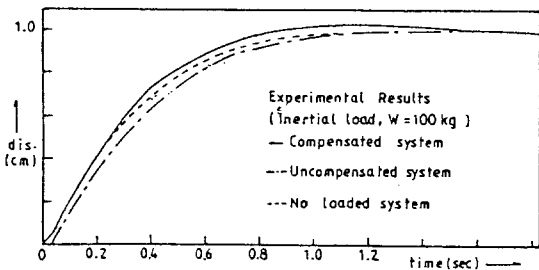


Fig. 15 Transient response of mass loaded system (experimental results, $P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $A_p = 15.7\text{cm}^2$)

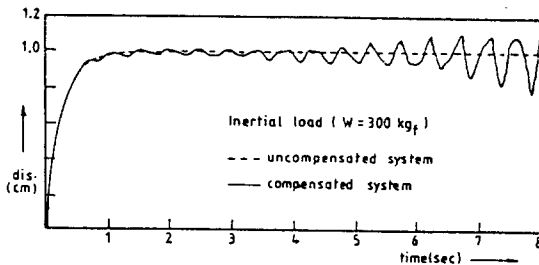


Fig. 16 Unstable response of mass loaded system ($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$, $W = 300\text{kgf}$)

Fig. 16은 위와 동일한 실험조건에서 관성부하를 300kgf로 했을때의 보상계 및 미보상계의 응답에 대한 계산결과를 나타내며, 보상계의 경우 관성부하가 커짐에 따라 고차지연계의 형태로 되어 불안정한 거동을 보이고 있다. 이는 식 (11) 중의 보상계의 특성방정식을 대상으로 Hurwitz 안정판별법을 적용해 보면, 계가 안정할 수 있는 관성부하의 크기는 $M < \{B_p(A_p^2 + L\beta V_t/4)\}/K$ 로 되어 A_p 에 의해 가장 크게 영향을 받고 있음을 알 수 있었으며, A_p 의 크기가 속응성이나 경제성의 측면에서 제어계의 설계에 많은 영향을 미치므로, 이러한 보상서어보계에 큰 관성부하가 가해지는 경우에 대한 자세한 검토가 필요하리라고 생각된다.

VI. 結 論

부하압력 피이드백을 이용한 보상기를 제작하여 이를 장착한 전기-유압 서어보계의 위치제어 성능 향상에 관하여 시뮬레이션 및 실험을 행한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1. 서어보밸브를 비례요소로 간주하고 기름의 압축성을 무시한다면, 보상계는 부하에 관계되는 항이 소거되어 무부하시와 동일한 1차지연계로 표시되었다.
2. 단순 피이드백 위치제어 전기-유압 서어보계에서 스프링부하로 인해 생기는 옅셋의 크기를 예상할 수 있었고, 또 이를 본 연구의 방법에 의해 보상한 결과 매우 효과적이었다.
3. 이러한 보상계는 스프링 부하 뿐만 아니라 관성부하에 대해서도 무부하시와 동일한 정특성을 나타내었지만, 계가 안정할 수 있는 관성부하의 크기는 미보상계에 비해 오히려 작았다.

參 考 文 獻

1. 池邊, 中田, 横田, 横山: "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, 391-397 (1980)

2. 中野和夫：“電-油 サーボ 制御 と その 應用 システム”，油空壓化設計，22-1, 24-30
3. 허준영, 권기수, 하석홍, 조겸래, 이진걸：“가 구조를 이용한 전기-유압 서보계의 위치제어에 관한 연구”，대한기계학회 논문집, 제13권 제 2 호, 213-220 (1989)
4. 佐藤俊雄：“油壓 サーボ 制御의 設計”，大河出版, 東京
5. W. J. Thayer：“Transfer Function for Moog Servovalves”，Moog Technical Bulletin, 103 (1965)
6. Ogata：“Modern Control Engineering”
7. 이진걸：“자동제어”，문운당(1983)
8. “Electro-Hydraulic Servomechanism Type EHS 160”，Feedback Instruments Ltd (1981)
9. Herbert E. Merrit：“Hydraulic Control Systems”，John Wiley & Sons, New York (1967)
10. 大槻, 平井, 池邊：“負荷無反應形 電氣 サーボ 機構”，計測自動制御學會論文集, 21-10, 74-79 (1985)