

대부하 대용량 유압 서보 시스템의
속도 제어

이 기 인 . 이 경 수
서울대학교 공과대학 기계설계학과

이 대 옥
대전기계창

Velocity Control of Hydraulic Servo
System with Heavy Load and Large Capacity.

Kyo-Il Lee, Kyeong-Su Lee and Gyu-Hong Jung

Department of Mechanical Design and Production Engineering, Seoul National University

Abstract

The velocity control of hydraulic servo system with heavy load and large capacity was investigated through the linear analysis and digital computer simulation.

Each part of the nonlinear hydraulic servo system was mathematically modelled.

The result of linear analysis and computer simulation showed that the use of derivative of load pressure as a feedback signal is effective in velocity control.

1. 서 론

유압서보 시스템의 제어특성 연구는 선형화 해석과 컴퓨터 시뮬레이션이 기초를 이루고 있다.

본 연구에서는 질량부하(mass load)가 큰 유압 서보 시스템의 속도 제어를 위해 2단 서보 밸브 (2-stage servo valve)로 스프울형의 3단 (3rd stage)을 구동하는 3단 서보 밸브 (3-Stage Servo Valve)와 유압실린더가 작동체 (Actuator)인 시스템을 대상으로 한다.

질량부하는 30 ton 이며, 유량이 많고 3단 스프울 변위를 피이드백할 수 있는 장점을 이용하기 위해 3단 서보 밸브를 사용하였다.

제어특성을 규명하기 위해 유압계통의 각 부품을 개별적으로 모델링하고, 출력(속도)만을 피이드백

하여 제어할 때의 응답특성을 개선하기 위해 부하압력 (load pressure)의 시간 변화율을 피이드백할 때의 성능향상 가능성을 선형해석과 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 검증한다.

2. 시스템의 모델링

1) 2단 서보 밸브

전기유압식 서보 밸브의 입력전류 i 와 스프울의 변위 X_v 와의 관계는 식(1)로 표시할 수 있다(5)(9).

$$\frac{dx_{v2}}{dt} + \frac{1}{T_v} X_{v2} = \frac{K_{sv}}{T_v} i = \frac{K_{sv} K K_a}{T_v} v \quad (1)$$

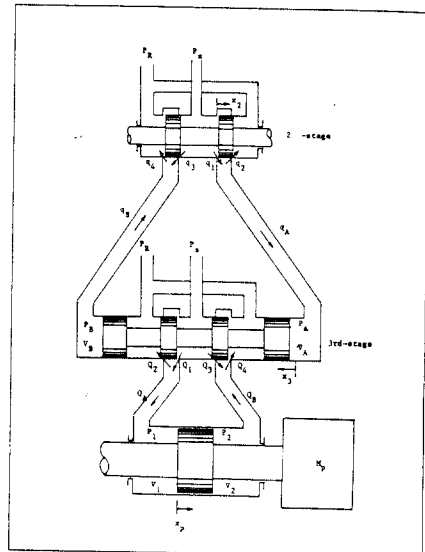


Fig. 1 2-Stage, 3rd stage servovalve and Actuator.

2단 서어보 밸브로부터 3단 스푸울 양단의 각 실(chamber)로 흐르는 유량은 베르누이 방정식(Bernoulli equation)으로 부터 식(2)로 유도된다.

$$\begin{aligned}
 q_1 &= \frac{1}{2} C_d W_2 (1 + \text{sign}(X_{v2} + Y_2)) (X_{v2} + Y_2) \\
 &\quad \text{sign}(P_s - P_A) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_A|} \\
 q_2 &= -\frac{1}{2} C_d W_2 (1 - \text{sign}(X_{v2} - Y_2)) (X_{v2} - Y_2) \\
 &\quad \text{sign}(P_A - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_A - P_r|} \\
 q_3 &= -\frac{1}{2} C_d W_2 (1 - \text{sign}(X_{v2} - Y_2)) (X_{v2} - Y_2) \\
 &\quad \text{sign}(P_s - P_B) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_B|} \\
 q_4 &= \frac{1}{2} C_d W_2 (1 + \text{sign}(X_{v2} + Y_2)) (X_{v2} + Y_2) \\
 &\quad \text{sign}(P_B - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_B - P_r|}
 \end{aligned} \quad (2)$$

2단 서어보 밸브와 3단 각 실(chamber) 간의 순 유량과 연속방정식(continuity eq.)은 식(3), (4), (5)로 표시된다.

$$\begin{aligned}
 q_A &= q_1 - q_2 \\
 q_B &= q_4 - q_3 \\
 q_A - C_{i2}(P_A - P_r) - C_{o2} P_A &= \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \frac{dP_A}{dt} \\
 -q_B - C_{i2}(P_B - P_r) - C_{o2} P_B &= \frac{dV_B}{dt} + \frac{V_B}{\beta_e} \frac{dP_B}{dt} \\
 V_A &= V_o + A_v X_{v3} \\
 V_B &= V_o - A_v X_{v3}
 \end{aligned} \quad (4)$$

3) 3단 스푸울

3단 스푸울 운동방정식, 유량방정식 및 연속방정식은 각각 (6), (7), (8) 식으로 표시된다.

$$\begin{aligned}
 (P_A - P_B)A_v &= M_v \frac{d^2 X_{v3}}{dt^2} + B_v \frac{dX_{v3}}{dt} + K_v X_{v3} \\
 B_v &= (L_1 - L_2) C_d W_3 \sqrt{\rho |P_s - P_L|} \\
 K_v &= 2C_d C_v W_3 W_3 |P_s - P_L| \cos \theta \\
 Q_1 &= \frac{1}{2} C_d W_3 (1 + \text{sign}(X_{v3} + Y_3)) (X_{v3} + Y_3) \\
 &\quad \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_1|} \\
 Q_2 &= -\frac{1}{2} C_d W_3 (1 - \text{sign}(X_{v3} - Y_3)) (X_{v3} - Y_3) \\
 &\quad \text{sign}(P_1 - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1 - P_r|}
 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned}
 Q_3 &= -\frac{1}{2} C_d W_3 (1 - \text{sign}(X_{v3} - Y_3)) (X_{v3} - Y_3) \\
 &\quad \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_2|} \\
 Q_4 &= \frac{1}{2} C_d W_3 (1 + \text{sign}(X_{v3} + Y_3)) (X_{v3} + Y_3) \\
 &\quad \text{sign}(P_2 - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2 - P_r|}
 \end{aligned} \quad (7)$$

$$Q_A = Q_1 - Q_2$$

$$Q_B = Q_4 - Q_3$$

$$\begin{aligned}
 Q_A - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{op} P_1 &= \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \\
 -Q_B + C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{op} P_2 &= \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt}
 \end{aligned} \quad (8)$$

$$V_1 = \frac{V_t}{2} + A_p X_p$$

$$V_2 = \frac{V_t}{2} - A_p X_p$$

3) 작동체 (Actuator) 의 운동방정식

작동체의 부하(load)는 마찰부하(friction load)와 질량부하(mass load)로 구분되며, 마찰부하는 쿨롱 마찰력(coulomb friction force) 점성 마찰력(viscous friction force) 스틱션(Stiction) 마찰부하로 표시되며 식(9)로 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 F_f &= F_{coul} \cdot \text{Sign}(\dot{X}_p) + B_p \cdot \dot{X}_p \\
 &\quad + F_{stic} \cdot \text{Sign}(\dot{X}_p) \exp(a_s \dot{X}_p)
 \end{aligned} \quad (9)$$

피스톤의 운동방정식은 식(10)으로 표시된다.

$$M_p \ddot{X}_p + F_f = A_p (P_1 - P_2) \quad (10)$$

3. 선형화 해석

유량방정식(2)와(7)을 스푸울 변위 영점(null point), 부하압력 영점을 작동점(operating point)으로 하고, 질량부하만 고려하여 선형해석을 수행하였고, 출력만 피이드백하는 경우와 출력과 부하압력 변화율을 피이드백하는 경우의 전달함수(Transfer function)은 각각 식(11), 식(12)와 같다.

$$\begin{aligned}
 G(s) &= \frac{b_o K}{(a_o s^6 + a_1 s^5 + a_2 s^4 + a_3 s^3 + (a_4 + a_5 K) s^2} \\
 &\quad + (a_6 + a_7 K) s + a_8 + a_9 K)
 \end{aligned} \quad (11)$$

$$G(s) = \frac{(b_0 s + b_1) K}{(a_0 s^7 + a_1 s^6 + a_2 s^5 + a_3 s^4 + (a_4 + a_5 K) s^3 + (a_6 + a_7 K) s^2 + (a_8 + a_9 K) s + (a_{10} + a_{11} K))} \quad (12)$$

식(11), (12)에 시스템의 수치를 대입하여 근계적 (Root locus)을 그리면 Fig. 2, Fig. 3 과 같다.

근계적으로 부터 부하압력 변화율을 피드백 하는 것이 시스템의 감쇄비를 증가시키고, 안정성을 향상 시킴을 알 수 있다.

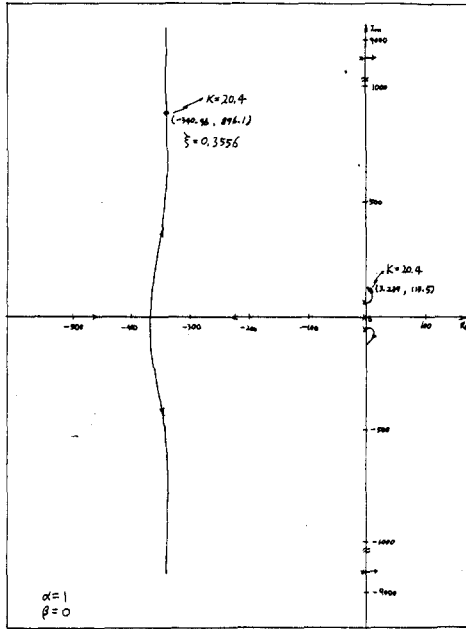


Fig. 2 Root Locus(output feedback)

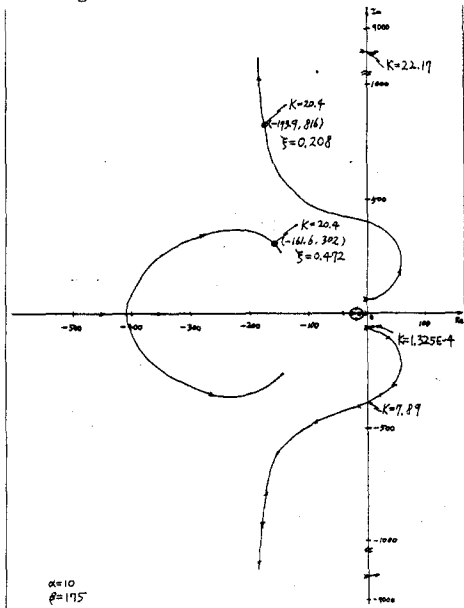
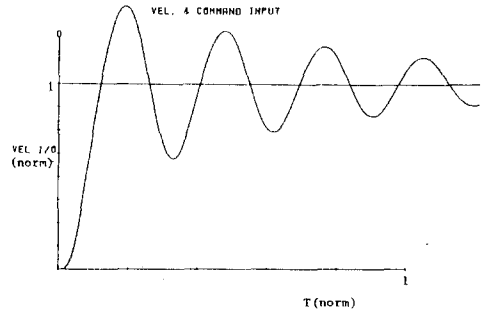
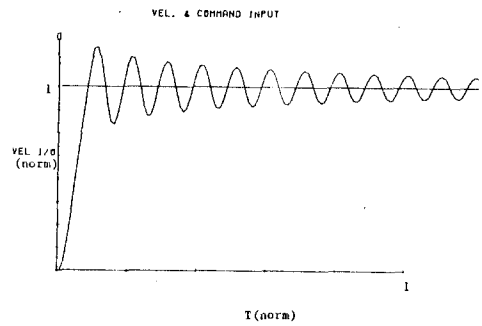


Fig. 3 Root Locus (Output and Derivative of Load Pressure feedback)

4. 컴퓨터 시뮬레이션 결과



(A)



(B)

Fig. 4 Responses to a step input with output feedback

(A) K = 1 (B) K = 20.4

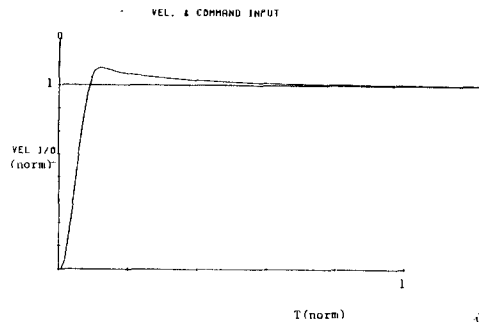


Fig. 5 Response to a step input with output and Derivative of Load Pressure feedback (K = 20.4)

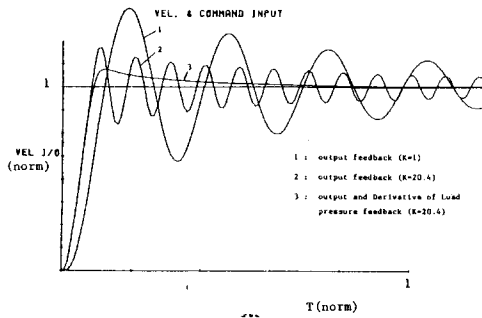


Fig. 6 Comparison of responses

5. 결 론

- (1) 선형해석을 수행한 결과 출력(속도)만 피이드 백하여 제어하는 경우보다 부하압력의 시간 변화율을 피이드 백하는 경우가 감쇄비도 커지고, 안정성 (stability)도 크게 향상 되었다.
- (2) 부하압력 변화율을 피이드 백 함으로써 출력만 피이드 백하는 경우의 출발 최대 가속도를 그대로 유지하면서 진동현상은 나타나지 않는 빠르고 안정적인 응답특성을 얻었으며, 부하압력을 피이드 백하는 경우 발생하는 정상상태 오차 (steady state error)도 발생하지 않았다.

참 고 문 헌

1. K.E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc, 1967.
2. R. Bell and A. de Pennington, "Active Compensation of Lightly Damped Electro-hydraulic Cylinder Drives Using Derivative Signals", Proc. Instn. Mech. Engrs., 1969, Vol. 1984, pt1 No.4, 1969-70, pp.83-98.
3. T.R. WELCH, "The Use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servomechanisms", ASME Feb. 1962, pp.8-14.
4. J.F. BLACKBURN, G. REETHOF, J.L. SHEARER, "Fluid Power Control", The M.I.T. Press, 1960.
5. L.H. Geyer, "Controlled Dampoing Through Dynamic Pressure Feedback", Moog Technical bulletin 101, Moog Inc. Controls Division,

6. Thomas Kailath, "Linear Systems", Prentice-Hall, 1980.
7. J.J. D'Azzo, "Linear Control System Analysis and Design", McGRAW-HILL, 1981.
8. K.I. Lee, "Dynamishes Verhalten der Steuerkette Serroventil-Motor-Last", 1977, Aachen.
9. W.J. Thayer, "Transfer Functions for Moog Servovalves", Moog Technical bulletin 103, Servo controls, Inc., 1965.