

유압 서어보 제어 시스템의 설계 변수 결정의 실험적 고찰

김영대 강석종 이관섭

국방 과학 연구소

The Experimental Parameter Identification Of Electro - Hydraulic Servo Control System

Young-Dae Kim Suk-Jong Kang Kwan-Sup Lee

Agency for Defence development

ABSTRACT

The parameters of electro - hydraulic servo system are closely dependent on the variation of system characteristics. Especially the parameter sensitivity is increased in the servo system with heavy load and wide operating range.

This paper shows the effect of parameter variation and the experimental parameter values of high power servo system.

1. 서론

전자 유압 서어보 시스템의 설계시 서어보 모델에 사용되는 서어보 변수들의 설정은 시스템의 특성에 따라 변화의 폭이 크게 된다. 특히 대응량의 서어보 기구를 넓은 작동 범위에서 사용하는 경우 비선형 특성이 커지게 되며 이에 대한 모델링 방법에 주의를 해야 한다.

본 연구에서는 4톤의 부하를 갖고 최대 행정길이가 2M인 대형 유압 시스템의 이론적 모델과 실험적 결과를 비교하고 선형 시스템 해석에 의한 유압 시스템 변수들의 Parameter Sensitivity 연구를 통하여 대형 유압 서어보 시스템 모델링시 Parameter 설정 값을 제시하고 있다.

2. 유압 시스템 선형화

전기 유압식 서어보 밸브에서 서어보 밸브의 전달 함수는 사용하는 주파수 대역 내에서 식 1)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$K_a = \frac{i}{e} \tag{1}$$

또한 서어보밸브 입력전류 i 에 대한 3단 스톱 변위 x_{v3} 의 전달 함수는 식2)와 같다.¹⁾

$$G_s(s) = \frac{K_s \omega_{ns}^2}{s^2 + 2 \zeta_s \omega_{ns} s + \omega_{ns}^2} \tag{2}$$

밸브 오리피스를 통한 유량은 식 3)과 같다.²⁾

$$Q_1 = C_d W x_{v3} ((2/\rho) (P_s - \text{sign}(x_{v3}) P_c))^{1/2} \tag{3}$$

식 3)을 증립에서 스톱의 미소 변위에 대해 전개 급수하고 이차항 이상을 무시하고 선형화하면 식 4)와 같다

$$Q_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial x_{v3}} \Big|_{x_{v3}} + \frac{\partial Q_1}{\partial P_c} \Big|_{P_c} = K_q x_{v3} - K_c P_c \tag{4}$$

실린더의 외부 누유를 무시한 연속 방정식은 식 5)와 같이 표현된다.

$$Q_1 + C_{iP}(P_s - P_c) = A_h \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_h + A_h x_p}{\beta_o} \frac{dP_c}{dt} \quad 5)$$

여기서 c_{iP} 는 피스톤 내부 누유 계수이고, V_h 는 연결 파이프를 포함한 피스톤 헤드의 체적을 나타낸다.

또 쿨롱 마찰과 스틱션 마찰(stiction friction)을 무시한 관성 부하 및 점성 부하가 있는 피스톤의 운동 방정식은 식 6)과 같다.

$$P_c A_h - P_s A_r = M_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} \quad 6)$$

식 1) - 식 6)으로부터 서어보 밸브를 포함한 전체 시스템을 선형화한 블록 선도는 그림 1.과 같다.

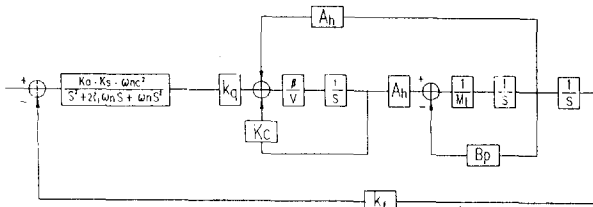


그림 1. 전체 시스템의 블록 선도

그림 1.의 블록 선도로부터 전체 시스템의 전달 함수는 식 7)과 같다. 3)

$$G_s(s) = \frac{K_a K_s \omega_{nc}^2}{s^2 + 2 \zeta_s \omega_{nc} s + \omega_{nc}^2} \frac{K_{cy1} \omega_{nc}^2}{s(s^2 + 2 \zeta_c \omega_{nc} s + \omega_{nc}^2)} \quad 7)$$

여기서 ω_{nc} , ζ_c 및 K_{cy1} 은 식 8) 식 9) 식 10)과 같다.

$$\omega_{nc} = ((B/V_{ho}) K_c (B_p/M_t) + (B/V_{ho}) A_h^2/M_t)^{1/2} \quad 8)$$

$$\zeta_c = (K_c B / V_{ho} + B_p / M_t) / 2 \omega_{nc} \quad 9)$$

$$K_{cy1} = (K_q (B / V_{ho}) A_h / M_t) / \omega_{nc}^2 \quad 10)$$

3. 선형 시스템 해석

식 8) , 9) 및 10)으로부터 각각의 파라미터가 영향을 미치는

정도를 알기 위하여 특정의 파라미터에 대해서 근궤적 (root locus)을 그려보면 그림 2.에서 그림 8.과 같다. 4)

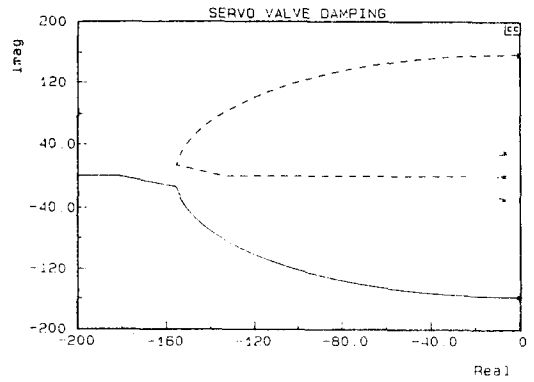


그림 2. 서어보 밸브의 댐핑 계수에 따른 시스템 근궤적

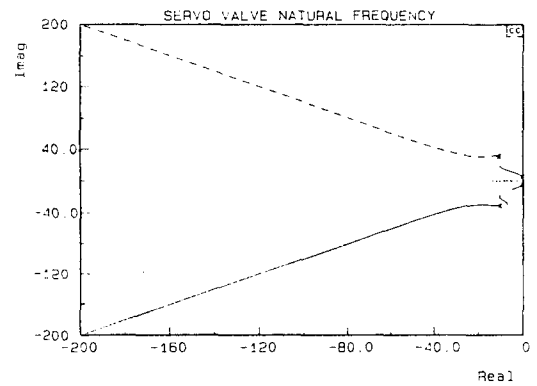


그림 3. 서어보 밸브의 고유 주파수에 따른 시스템 근궤적

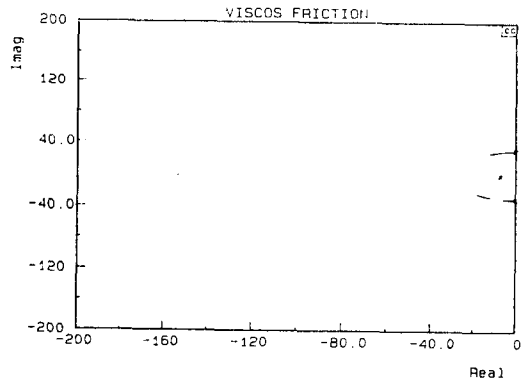


그림 4. viscos friction에 따른 시스템 근궤적

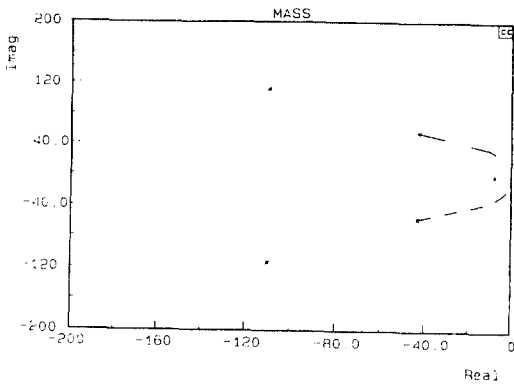


그림 5. 부하 질량에 따른 시스템 근궤적

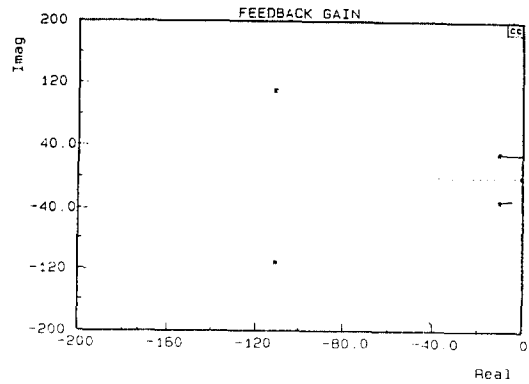


그림 8. 피드백 루프 이득에 따른 시스템 근궤적

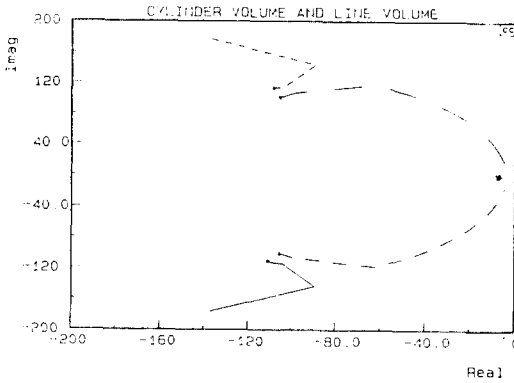


그림 6. 실린더 챔버 체적에 따른 시스템 근궤적 (유압 라인 포함)

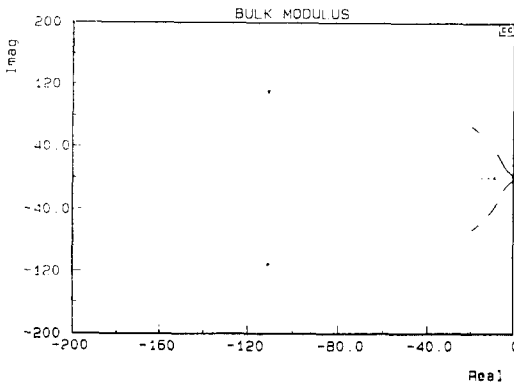


그림 7. 체적 탄성계수에 따른 시스템 근궤적

그림 2. 및 그림 3.에서 서어보 밸브의 댐핑 및 고유 진동수 값이 서어보 실린더의 댐핑값 및 고유진동수 값보다 훨씬 클 때에는 전체 시스템에 크게 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 그림 4.에서 그림 7.은 유압 시스템의 파라미터 값의 변화에 따른 시스템 특성 변화를 보여 준다.

실린더의 고유 진동수에 영향을 가장 많이 주는 변수는 체적 탄성 계수 및 유압 라인을 포함한 실린더 챔버내의 체적이다. 특히 유압 라인의 길이가 길어질 경우 시스템의 특성은 유압 라인에 의한 체적에 영향을 크게 받는다. 체적 탄성 계수 (bulk modulus)는 시스템의 댐핑에 거의 영향을 주지 않고 시스템의 고유 진동수에만 영향을 줌을 알 수 있다.

또한 유압 실린더 댐핑에 영향을 주는 파라미터는 viscous friction 부하 및 유압 라인을 포함한 실린더 챔버내의 체적임을 알 수 있다. 특히 유압 라인 및 실린더 챔버 체적에 의한 댐핑은 일정 체적 이상에서는 댐핑에 영향이 거의없고 고유 진동수에만 영향을 준다.

그림 8.은 시스템의 피드백 이득에 의한 영향을 보여 준다. 시스템의 피드백 루우프 이득이 커지면 시스템의 고유 주파수에 대한 영향은 없으나 댐핑이 줄어들어 시스템은 불안정하게 된다.

4. 실험 장치

위에서 제시한 파라미터값들에 의한 시스템의 영향을 알아 보고 대용량의 유압 시스템의 실험적인 파라미터값을 구하기 위한 실험장치를 그림 9와 같이 구성하였다. 그림 9의 실험 장치는 유압 회로부 계측제어부 및 부하계로 나누어져 있다.

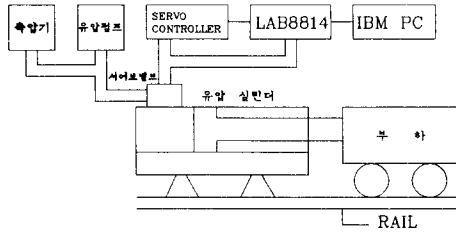
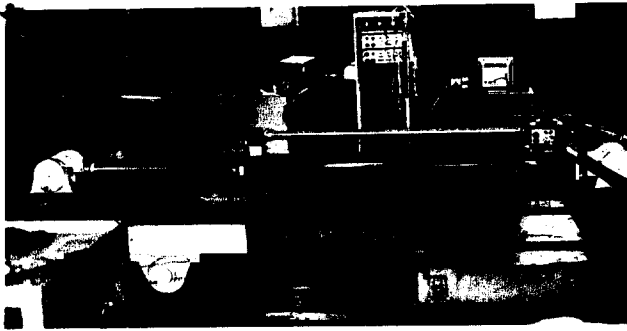


그림 9. 실험 장치 구성도

유압 회로부에서 유압 펌프는 Parkers사의 3000 PSI, 150 GPM 용량인 TS043을 사용하였으며 Accumulator의 압력은 2500 PSI로 세팅하였다.

서어보 밸브는 MTS사의 400 GPM 용량인 256 - 40A - 10모델을 사용하였으며 서어보실린더는 MTS사의 247.62 Series인 single ended piston을 사용하였다. 유압 라인은 내경이 2 inch 이고 길이가 66.7ft인 유압호스를 사용하였다.

계측 제어부에서 제어기는 Analog 타입의 PID 제어를 사용하였으며 계측 시스템으로는 LAB8814의 14BIT의 A/D 변환기를 이용하였다. 여기서 3단 스톱에 의한 friction을 최소화시키기 위해 500Hz의 Dither 신호를 사용하였다.

적용 부하로써는 4톤의 부하를 갖는 관성차를 이용하였으며 이때 관성차는 마찰력을 최소로 하기위해 볼베어링으로 된 바퀴가 강으로된 레일 위로 구르도록하였다.

5. 실험 결과 및 고찰

실험 장치에 서어보 밸브의 기준 입력을 0.1V, 0.5V 및 1.0V를 인가하였을때 시스템의 출력 변화는 그림 10 과 같다

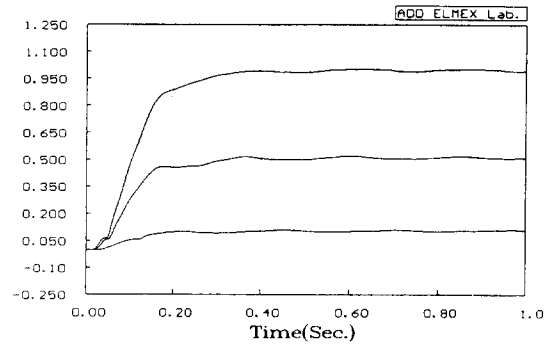


그림 10 입력 전압에 따른 시스템 출력

그림 10의 출력신호를 주파수 분석하면 그림 11에서 그림13과 같다.

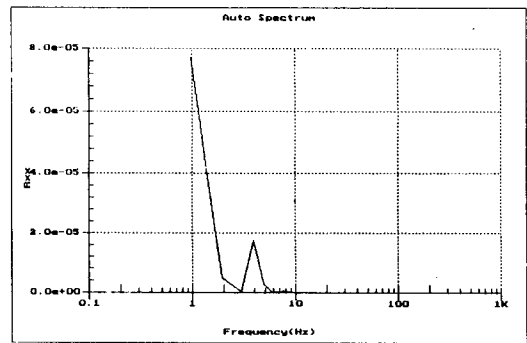


그림 11 시스템 출력의 주파수 분석 (입력 전압 : 0.1V)

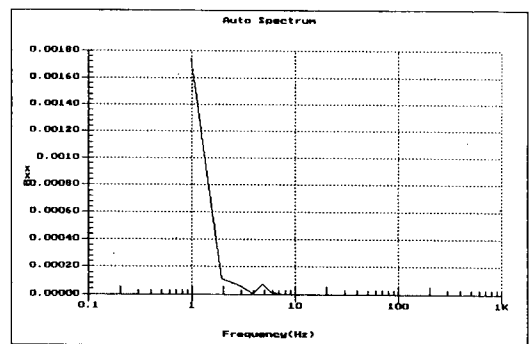


그림 12 시스템 출력의 주파수 분석 (입력 전압 : 0.5V)

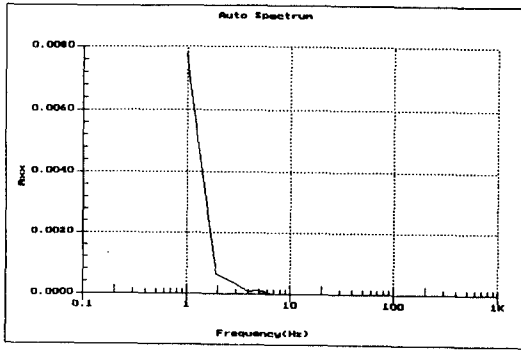


그림 13 시스템 출력의 주파수 분석 (입력 전압 : 1.0V)

위의 주파수분석에서 입력전압의 크기가 적을 때에는 시스템 고유 진동수가 낮고 (0.1V일때 고유진동수는 25.13rad/sec) 입력 전압의 크기가 클 때에는 시스템의 고유 진동수가 높아진다. (1.0V에서 31.1rad/sec) 이는 실린더의 체적 변화에 기인하기보다는 체적 탄성 계수의 영향이다. 왜냐하면 입력 전압이 1.0 V 변할시 체적 변화는 2%가 생기고 이는 그림6. 에서 고유주파수 변화는 무시할수가 있기 때문이다.

따라서 그림 7.에서 체적탄성계수가 100000일때 실린더의 고유 진동수가 30.5 rad/sec이고 84000일때 25.8로써 실제 시스템의 1.0V 0.1V의 입력일 때와 근사한 고유 주파수를 가진다.

또한 viscous 댐핑 계수 B_p 는 320 lbr in/sec일때 실제 시스템 출력과 근사한 값을 가진다.

또한 0.5V 입력에 대한 시스템 출력보다 1.0 V 때의 과도 응답에서 댐핑을 더 많이 받는것은 실제시스템에서의 유량제한 때문인 것으로 판단된다.

6. 결 론

1. 시스템의 고유주파수에 영향을 주는 파라미터는 유압라인을 포함한 실린더의 체적 및 체적 탄성 계수(bulk modulus)이다.
2. 시스템의 댐핑에 영향을 주는 파라미터는 부하 질량 및 viscous damping이다.

3. 유압 라인이 66.7ft이고 공급 유량 및 압력이 각각 150GPM 3000psi이며 4톤의 부하를 갖는 대용량 유압시스템에 대한 effective bulk modulus는 1% 스트로크 변화시 85000 psi, 10% 스트로크 변화시 100000psi로 선정하여 시뮬레이션할 경우 실제 시스템 실험 결과와 거의 일치 하였다.
4. Viscos damping 계수는 320 lbr sec/in 일때 실제 시스템의 댐핑과 근사한 값을 가졌다.

참 고 문 헌

- 1) MTS "Product Specification, Series 256 servo valve", MTS Systems Corp. 1987
- 2) Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control System", John Wiley & sons, 1966
- 3) 일본 유공압학회, "유공압 편람", 1989
- 4) Benjamin C. Cuo, "Automatic Control Systems, 5th edition", Prentice-Hall, INC, 1987