

대부하 편하중 유압시스템의 3-port 서어보 밸브를
사용한 고속제어기 설계연구

(Designing The High Performance Electro-Hydraulic Position Controller Using 3-port Servo Valve For Heavy And Unidirectional Load System)

김영대, 이관섭, 정인수
(Kim Young Dae, Lee Kwan Sup, Jung In Soo)

대전기계장 (Agency for Defense Development)

Comparison 3-port servo system with 4-port is made to obtain optimal design for heavy and unidirectional hydraulic system, It is concluded that 3-port servo system is more adequate than 4-port for the heavy load system which is usually operated at lower frequencies. High performance electro-hydraulic position controller is designed using 3-port servo valve. It includes dynamic pressure feedback as a inner loop and position feedback as a outer loop.

1. 서론

전기유압식 서어보는 대부하의 고속고정밀제어에 의해 다른 종류의 서어보보다 많이 사용되고 있으며 서어보밸브, 유압액류에이터 및 제어기 등을 포함하고 있다. 전기유압서어보 밸브는 전기적 신호에 의해 유압시스템을 제어 시킴으로써 각종 전기 제어기의 사용을 가능하게 하였으며 1950년대 말부터 미국과 영국을 중심으로 활발히 연구되었다.

전기유압제어기는 유압시스템 고유의 비선형성으로 인한 제어기설계의 어려움과 복잡한제어시스템 구성의 어려움이었으나 대용량의 고풍력시스템의 고속정밀제어를 간단한 구동장치인 실린더나 유압모터를 사용하여 적은 제어기 체계으로 고풍력을 실현시킬 수 있어 폭넓게 사용되고 있다.

대부하에 대한 고속정밀제어에 가장 일반적으로 사용되고 있는 제어방식은 가속도 또는 부하압력을 센서를통하여 측정하여 전기적 신호처리에 의한 피드백하는 동적압력 피드백(Dynamic Pressure Feedback)을 내부루프(Inner Loop)로 구성하고 부하의 위치를 측정하여 피드백하는 p-제어기를 외부루프(Outer Loop)로 구성하는 방식이다.

유압서어보시스템에 일반적으로 사용되고 있는 4-port식 서어보제어기는 중력장에서 수직방향의 대부하를 제어하는 경우나 단일방향으로 관성부하가 집중되는 경우에 대용량의 유압공급원과 Switched Gain Controller를 요구하게 된다. 특히 Single Ended Piston에 의해 대부하를 구동 하는 유압시스템에 있어서 유량의 방향에 따라 가속도의 현격한 차이로 인하여 제어기 설계에 많은 어려움이 있게 된다.

이와 같은 단점들을 보완하며 경계적이고 높은 응답특성을 구현하기 위해 3-port서어보밸브를 사용한 최적제어기 설계가 요구된다.

본 연구에서는 중력장에서 수직방향의 편하중을 받는 대부하 유압시스템에 대한 최적 제어기설계를 위하여 4-port

방식과 3-port 방식의 장단점을 출력분석(Power Analysis)을 통해 비교분석하고 3-port서어보제어기 설계방안을 제시하고자 한다. 또한 제어기 설계방안의 타당성을 전체유압시스템에 대한 비선형 시뮬레이션을 통해 입증하였다.

2. 유압시스템의 출력분석

(1) 4-port 제어 시스템

그림1과 같은 4-port시스템에 대해 피스톤의 상승 및 하강속도를 Q_{up} , Q_{down} 이라하면

$$Q_{up} = \left(\frac{A_h \cdot P_r}{M \cdot C} - 1 \right) g \tag{1}$$

$$Q_{down} = \left(\frac{A_r \cdot P_r}{M \cdot C} + 1 \right) g$$

이 되며,

피스톤의 상.하운동에 따른 유량관계식은 식(2)와 같다.

$$Q_{up} = \int_0^t \frac{1}{2f} Q_1 \sin 2\pi f t dt$$

$$Q_{down} = \int_0^t \frac{1}{2f} Q_2 \sin \pi f t dt \tag{2}$$

여기서 Q_{up} 및 Q_{down} 은 상승 및 하강운동에 따른 공급유량을 나타내고 Q_1, Q_2 는 순간 최대 공급유량을 나타낸다.

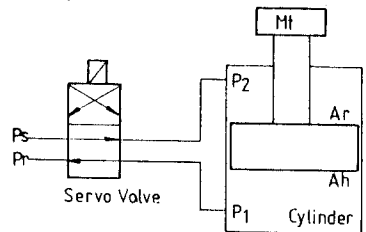


그림 1. 4-port System

피스톤의 가속도, 속도 및 변위는 공급유량과 피스톤의 최대 Stroke에 의해 제한을 받으며, 주파수 f 의 함수로 나타낼 수 있다.

식(2)로부터 평균공급유량 Q_{ave} 는 식(3)과 같이 나타낼 수 있으며, 이때의 속도는 식(4)와 같으며 이는 유량에 따른 속도한계를 나타낸다.

$$Q_{ave} = \frac{Q_{up} + Q_{down}}{1/f} = \frac{V}{\pi} (A_h + A_r) \quad (3)$$

$$\therefore V = \frac{\pi \cdot Q_{ave}}{A_h + A_r} \quad (4)$$

이때의 주파수를 f_{o1} 이라하면

$$f_{o1} = \frac{a}{2\pi V} \quad (5)$$

로 되며, $f > f_{o1}$ 인 영역에서 속도 $V(f)$ 및 피스톤의 변위 $X_p(f)$ 는 식(6)과 같다.

$$V(f) = \frac{a}{2\pi f} \quad (6)$$

$$X_p(f) = \frac{a}{4\pi^2 f^2} \quad (6)$$

피스톤의 변위는 최대 Stroke에 의해 제한을 받으며, 이때의 주파수 f_{o2} 는 식(7)과 같으며 $f_{o2} < f < f_{o1}$ 인 영역에서 피스톤의 변위는 식(8)과 같다.

$$f_{o2} = \frac{V}{2\pi l} \quad (7)$$

$$X_p(f) = \frac{V}{2\pi f} \quad (8)$$

여기서 l 은 피스톤의 최대 Stroke를 나타낸다. 가속도는 $f < f_{o1}$ 의 영역에서 속도임계로 인해 식(9)와 같이 나타낸다.

$$a(f) = \frac{af}{f_{o1}} \quad (f < f_{o1}) \quad (9)$$

(2) 3-port 제어시스템

그림 2와 같은 3-port 시스템에 대해 4-port 제어시스템과 동일한 방법으로 분석하면,

$$\begin{aligned} Q_{up} &= \left[\frac{(A_h - A_r) P_s}{M_t} - 1 \right] g \\ Q_{down} &= \left[\frac{A_r P_s}{M_t} + 1 \right] g \end{aligned} \quad (10)$$

$$Q_{ave} = \frac{1}{\pi} A_h V$$

$$V = \frac{\pi \cdot Q_{ave}}{A_h}$$

이때의 주파수 영역에 따른 출력관계식은 4-port와 동일하다.

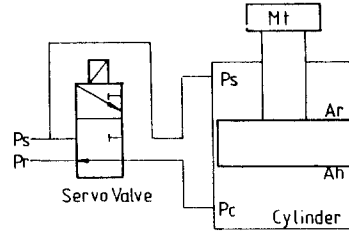


그림 2. 3-port System

(3) 결과분석

4-port와 3-port 제어시스템에 대한 출력분석 결과는 그림 3, 4, 5와 같으며, 저주파영역에서 3-port 방식이 4-port 방식보다 월등히 우수하다는 것을 알 수 있다. 대부분의 대부하 유압시스템은 주로 저주파수영역 (5Hz미만)에서 작동하므로 3-port 제어방식을 택할 경우 동일한 유압 공급원에 대해 4-port 방식보다 최대속도 제한을 대폭확장시킴으로써 높은 시스템 성능을 실현할 수 있다. 본 연구에 사용된 모델 파라미터 값은 표 1과 같다.

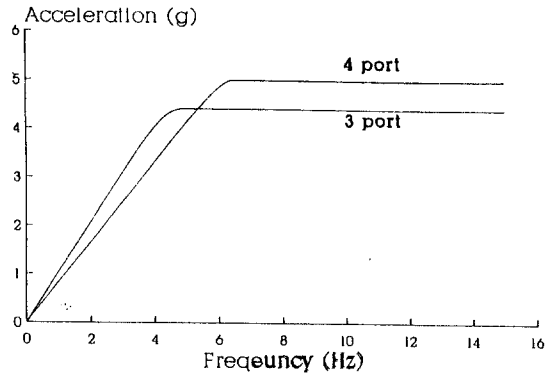


그림 3. Power Analysis-Acceleration

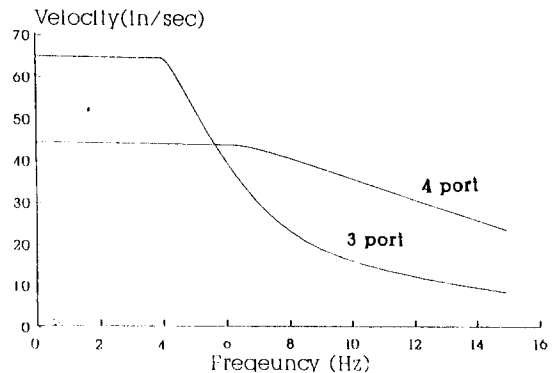


그림 4. Power Analysis-velocity

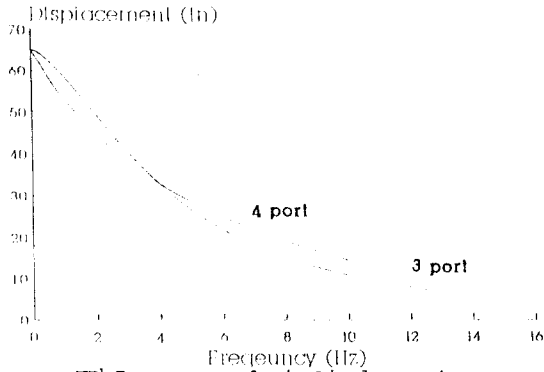


그림 5. Power Analysis-Displacement

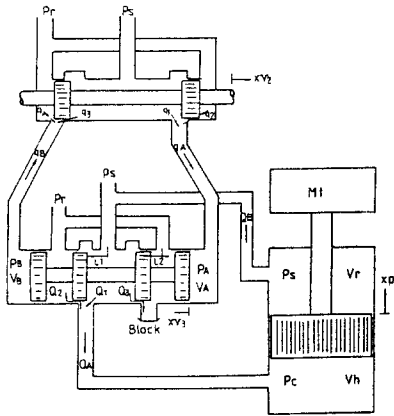
표 1. 모델 파라미터 값

변	수	값
평균공급유량	Qave(GPM)	150
하 중	Mt(磅)	8816
피스톤 Head Dia.	Dh(in)	6
피스톤 Rod Dia.	Dr(in)	4.5
피스톤최대 Stroke l	(in)	65
공급압력	Ps(Psi)	3000

3. 3-port서어보 제거 설계

(1) 모델링

그림6은 본 연구에 사용된 유압시스템의 구성 및 변수를 나타낸 것이다.



2단 서어보밸브의 전달함수는 식(11)과 같고

$$\tau_{sv} \cdot \dot{X}_{v2} + X_{v2} = K_{sv} \cdot i \quad (11)$$

여기서 K_{sv} 는 서어보밸브이득, τ_{sv} 는 2단밸브 시정수를 나타낸다.

3단 서어보밸브의 유량방정식은

$$Q_L = Cd W_2 X_{v2} \sqrt{\frac{1}{\rho} (Ps - P_2)} \quad (X_{v2} \geq 0 \text{일때})$$

$$Q_L = Cd W_2 X_{v2} \sqrt{\frac{1}{\rho} (Ps + P_2)} \quad (X_{v2} < 0 \text{일때}) \quad (12)$$

이 되고, W_2 는 2단서어보밸브의 면적구배를 나타낸다.

3단서어보밸브의 연속방정식 및 운동방정식은

$$Q_L = Av X_{v3} + \frac{Vo}{2Be} \dot{P}_L \quad (13)$$

$$Q_L Av = Mv \ddot{X}_{v3} + Bv \dot{X}_{v3} + Kv X_{v3}$$

이 되고, X_{v3} 는 3단 스톱의 변위, Vo 는 검사체적, Av 는 3단 스톱의 단면적, Bv 및 Kv 는 Flow Force에 의한 점성계수 및 탄성계수, Mv 는 스톱질량, Be 는 체적탄성계수를 나타낸다.

식(11)-(13)으로 부터 서어보 밸브의 open loop블럭선도를 도시하면 그림7과 같다.

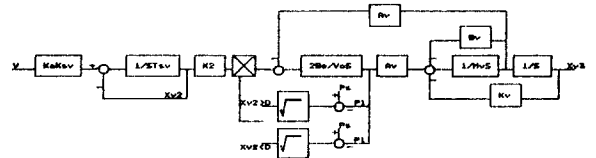


그림 7. 서어보밸브의 open loop블럭선도

유압실린더의 유량방정식은

$$Q_A = Cd W_3 X_{v3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (Ps - Pc)} \quad (X_{v3} \geq 0 \text{일때})$$

$$Q_A = Cd W_3 X_{v3} \sqrt{\frac{2}{\rho} Pc} \quad (X_{v3} < 0 \text{일때}) \quad (14)$$

연속방정식 및 피스톤의 운동방정식은

$$Q_A + Cip(Ps - Pc) = Ah \dot{X}_p + \frac{1}{Be} (V_{ho} + Ah X_p) \dot{P}_c$$

$$P_c Ah - Ps Ar - Mt g = Mt \ddot{X}_p \quad (15)$$

가 된다. 여기서 W_3 는 3단서어보밸브의 면적구배, Pc 는 피스톤 헤드쪽 압력, Cip 는 피스톤내부 누유 계수, Xp 는 피스톤의 변위, V_{ho} 는 피스톤 헤드쪽검사체적을 나타낸다.

식(14),(15)로 부터 유압실린더의 open loop블럭선도를 도시하면 그림 8과 같다.

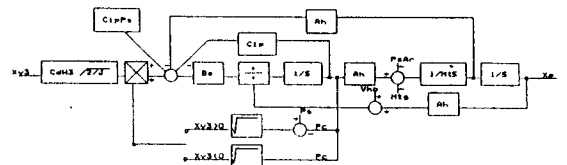


그림 8. 유압실린더의 open loop블럭선도

(2) 모델의 선형화

대부분의 제어이론이 선형시스템에 근거하여 확립되어 있으므로 시스템 모델을 선형화할 필요가 있다. 서어보밸브는 감쇠비가 0.5-0.8, Phase lag가 90°인 2차 전달함수로 유추 가능하므로 입력전압(Vin)에 대한 3단 스톱의 변위(Xv3)의 전달함수를 2차로 가정하며, 유압실린더는 3단 스톱변위에 대한 피스톤의 속도의 전달함수를 2차로 가정하면 선형화된 전체 유압시스템의 open loop블럭선도는 그림 9와 같다.

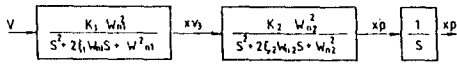


그림 9. 선형화된 유압시스템의 open loop블럭선도
서어보밸브의 선형화모델에 대한 파라미터값은 MTS model 256.40A-10 servo valve의 Flow-Frequency performance Curve 및 Valve특성 곡선으로부터 산출하였으며, 유압실린더의 선형화 모델에 대한 파라미터값은 그림 10에 도시한 유압실린더의 비선형 모델의 open loop response로부터 산출되었다.

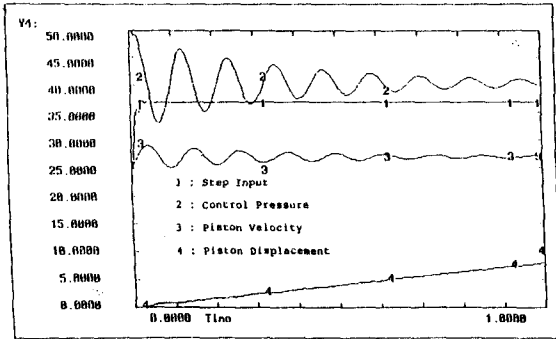


그림 10. 유압실린더 비선형모델의 open loop response

유압시스템의 선형화 모델에 대해 산출한 파라미터 값은 표 2와 같다.

표 2. 선형화 모델의 파라미터 값

변 수	값
체적탄성계수 Be (Psi)	10 ⁵
방출계수 Cd	0.61
서어보밸브 감쇠비 ξ_1	0.707
서어보밸브 고유진동수 ω_{n1}	157.08
서어보밸브 게인 K1	0.02381
유압실린더 감쇠비 ξ_2	0.1
유압실린더 고유진동수 ω_{n2}	53.407
유압실린더 게인 K2	279.8

(3) 제이기 설계

3-port 서어보 시스템의 제어기는 블럭선도의 $\frac{1}{S}$ 항이 I-Controller 효과로 나타나므로 P-D Controller 개념으로 설계하였다. 즉, 부하압력 피드백을 내부루프로하고 위치 피드백을 외부루프(Outer loop)로 하는 그림 11과 같은 구조로 구성하였다.

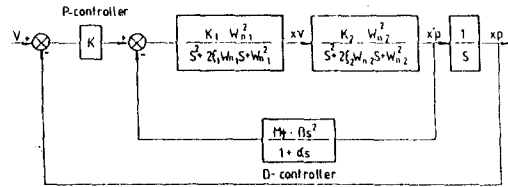


그림 11. 3-port 서어보시스템의 Feedback블럭선도

부하압력 피드백은 서어보밸브에 의한 위치제어의 안정성을 높여주기위해 위치제어루프의 내부루프로 사용되며, 이때 저주파 대역의 Static Pressure영향을 없애주도록 고주파 통과 필터를 사용하게 된다. 본 연구에서는 Bell & Pennington의 가속도 피드백의 고주파통과 필터의 개념을 도입하였으며, 파라미터 α, β 값은 그림 12에 도시한 근계직 선도로부터 시스템을 가장 안정하게 하는 값으로 선정하였다. 그림12에서 보는 바와 같이 $\alpha = 0.062$ 일때 시스템이 가장 안정화 될 수 있으며, 그때의 β 값을 Root Locus상에서 구하면 $\beta = 4.5 \times 10^{-6}$ 이된다. 그림13은 부하압력 피드백에 의한 피스톤속도의 응답특성을 open loop system 과 비교 도시한 것이다.

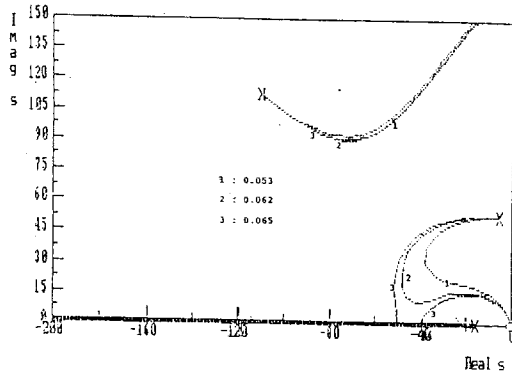


그림 12. α 값의 변화에 따른 부하압력피드백 시스템 근계적

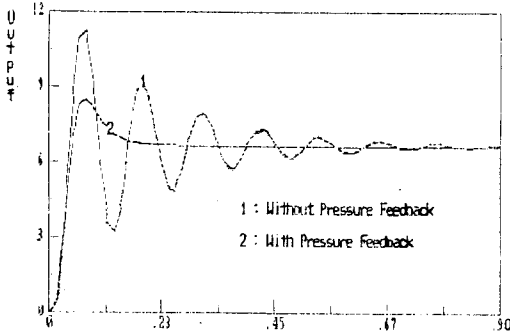


그림 13. Piston Velocity with Pressure feedback loop.

위치 피드백 루프상의 P-Controller 게인 K 에 따른 선형 모델에 대한 피스톤 변위의 Time Response는 그림 14와 같으며 본 연구에서는 $K=1.5$ 로 선정하였다.

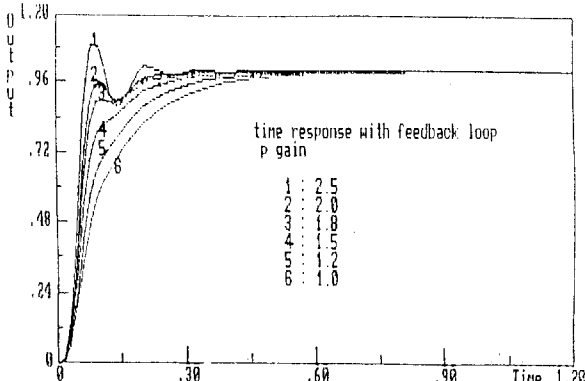


그림 14. K 값 변화에 따른 선형시스템의 Time Response

(4) 비선형 시뮬레이션

선형 모델에 대해 설계한 제어를 비선형 유압시스템에 적용하여 입력전압에 따른 피스톤변위의 Time Response를 도시하면 그림 15와 같으며, 선형 모델에 비해 약간의 over shoot가 있다는 것을 알 수 있다. 또한 선형 모델에서의 $K=1.5$ 와 비선형 모델에서의 $K=1.8$ 과 응답특성이 유사하다는 것을 알 수 있다. 이는 유압시스템의 비선형과 선형화 과정에서의 가정에 의한 오차에 기인한다고 판단된다.

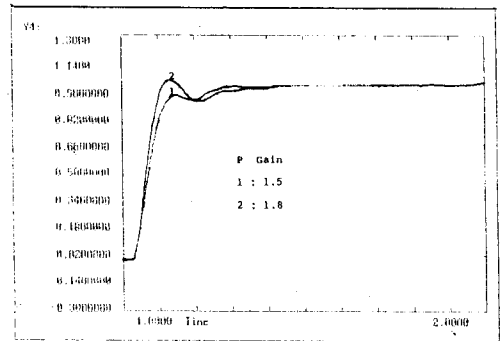


그림.15. Non-linear Time Response with feedback loop

4. 결론

수직방향으로 4톤의 하중을 지지하는 유압실린더를 사용하여, 최대 Stroke가 65in, 최대 가속도가 5g, 그리고 Dynamic Babbwidth가 5 Hz이상되는부하조건에 대한 3-port서어보제어와 4-port서어보제어의 장단점을 Power Analysis를 통해 비교 분석하였다. 분석을 통해 저주파 영역에서 작동하는 유압시스템에 대해 3-port방식의 유압서어보시스템이

4-port방식보다 동일한 유압시스템 성능을 만족시키기 위해 필요한 유압공급원의 용량을 대폭줄일 수 있게되어 유압서어보제어 시스템의 원가를 경감시킬 수 있음을 확인하였다.

또한 3-port제어기 설계 방안을 제시하였으며, 서어보밸브와 유압실린더를 각각 2차로 선형화한 모델에 대해 설계된 제어가 비선형시스템에서 약간의 오차가 발생하였지만 대부분 유압시스템의 제어에 큰 영향을 미치지 않으므로 실제시스템적용이 가능하다는 것을 확인하였다.

5. 참고문헌

- 1) R.H.MASKREY, W.J.THAYER, "A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms," Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, ASME, Vol 100 June 1978, PP 100-116
- 2) J.L. SHEARER, CAMBRIDGE, MASS, "Dynamic Characteristics of Valve Controlled Hydraulic Servo motors," Transactions of the ASME, August 1954, PP895-903
- 3) A.DE PENNINGTON, J.J. 't MANNETJE and R. BELL, "The Modelling of Electrohydraulic Control Valves and Its Influence on the Design of Electrohydraulic Drives," J. of Mechanical Engineering science, Vol 16, No3, 1974, PP135-203
- 4) T.R Welch, "The Use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servo-Mechanisms', Journal of Engineering for Industry, Feb 1962, PP8-14

- 5) R.BELL, A.de PENNINGTON, "Active Compensation of Lightly Damped Electrohydraulic Cylinder Drives Using Derivative Signals", Proc Instn Mech Engrs, 1969-70, Vol 184 Pt No 4, PP83-98
- 6) J.M. Finney, A de PENNINGTON, M.S BLOOR, G.S. GILL, " A Pole-Assignment Controller for an Electrohydraulic Cylinder Drive", J. of Dynamic Systems, Measurement Control, ASME, June 1985, Vol 107, PP 145-150
- 7) Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, 1966
- 8) Brrows, "Fluid Power Servomechanisms," Van Nostrand Reinhold Company, 1972
- 9) James E, Johnson, "Electrohydraulic Servo Systems", Hydraulics & Pneumatics, 1973
- 10) Katsuhiko Ogata, "System Dynamics," Prentice-Hall, INC, 1978
- 11) Benjamin C.Kuo, "Automatic Control Systems, fifth edition", Prentice-Hall, INC, 1987
- 12) 김영대, 이대욱, 안태영, "대부하 전기유압시스템의 부하입력 피이드백에 관한 연구", '88년 자동제어 학술 대회 논문집
- 13) MTS, "Product Specification, Series 256 servo valve", MTS Systems Corp. 1987