

2. 시스템 소개

비선형 해석 및 실험의 대상장치는 큰 질량을 가진 대형 구조물의 방위각 구동장치로서 그림 1과 같은 개략도로 나타낼수 있다. 전체 시스템은 회전과위치 감지기에 의한 위치제어폐회로를 이루며 IBM PC 를 사용한 디지털 제어장치에 의해 제어된다. 유압동력장치는 집적형으로 2000 psi 의 소요유량을 공급하며 유압펌프는 압력보상 가변유량 피스톤 펌프 (Vickers AA-60459)가 쓰여 졌다. 사용된 유압서보트라이브 (MOOG-DON ZELLI, A084)는 유압서보 밸브와 유압모타로 구성되며 유압모타에는 감쇄특성을 얻기 위한 가변 bypass 밸브와 유압모타에서의 최고 압력을 제한하기 위한 crossport 릴리프 밸브가 포함되어 있다. 기어는 3단기어로 이루어져 있으며 최종단인 내치차가 링기어에 맞물려 선회하게 된다.

3. 비선형 해석 및 모델링

◦ 펌프보상기구

펌프의 압력보상가변 유량기구는 한개의 전형적인 3-Way 밸브와 스프링으로 예압된 피스톤으로 구성되며 그 해석은 질량, 스프링, 댐핑부하를 가지는 유압실린더시스템의 해석과 거의 동일하다. 간략화를 위해 펌프보상기구에 의한 압력과 유량관계식은 1차 미분방정식으로 표현될 수 있다.

$$\frac{dQ_s}{dt} = \frac{1}{\tau_p} (Q_{so} - K_p P_s - Q_s) \quad (1)$$

위의식에서 K_p = 펌프형상을 포함한 보상기구 이득

τ_p = 보상기구의 시정수

C_p = 펌프내부누설 계수

◦ 공급관

긴 유압관을 흐르는 유체는 그 자체의 압축성과 관의탄성, 유체질량, 그리고 관 표면에서의 마찰특성을 가지며 압력, 유량과 같은 변수가 시간외에 길이(혹은 공간)의 함수가 된다. 따라서 유압관을 흐르는 유체의 거동은 capacitance, inertance 및 resistance 를 포함하는 distributed 모델로 나타내어진다 (7). 본시스템에서는 관의 길이가 짧기 때문에 마찰과 유체질량의 영향이 작다고 판단되어 계산시간을 줄이기위해 capacitance 만을 갖는 lumped 모델로 나타내었다.

$$\frac{dP_s}{dt} = \frac{1}{C_f} (Q_s - Q_v - C_p P_s) \quad (2)$$

위의식에서

$$Q_v = \text{Valve flow} = Q_1 + Q_3$$

◦ 서보밸브

서보밸브 입력전류 I_V 에 대한 스톨의 동적거동은 1차 미분방정식으로 표시된다.

$$\frac{X_V}{I_V} = \frac{K_V}{\tau_V S + 1} \quad (3)$$

밸브의 underlap 을 고려한 square-law 밸브의 압력유량 관계식은 다음과 같다.

$$A_{V1} = A_{V3} = \frac{W}{2} (U + X_V + |U + X_V|) \quad (4)$$

$$A_{V2} = A_{V4} = \frac{W}{2} (U - X_V + |U - X_V|) \quad (5)$$

$$Q_{1,3} = C_d A_{V1,3} \sqrt{2(P_s - P_{A,B})/\rho} \quad (6)$$

$$Q_{2,4} = C_d A_{V2,4} \sqrt{2(P_{A,B} - P_e)/\rho} \quad (7)$$

$$Q_A = Q_1 - Q_2 \quad (8)$$

$$Q_B = -(Q_3 - Q_4) \quad (9)$$

◦ 유압 모타 및 운동방정식

모타양단에서의 유량연속방정식은 모타의 각 chamber 에서의 압력이 어디서나 똑같고 유체속도가 미소손실이 될 만큼 작다고 가정하면

$$Q_A - C_{im}(P_A - P_B) - C_{em}P_A = \quad (10)$$

$$\frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \frac{dP_A}{dt}$$

$$-Q_B + C_{im}(P_A - P_B) - C_{em}P_B = \quad (11)$$

$$\frac{dV_B}{dt} + \frac{V_B}{\beta_e} \frac{dP_B}{dt}$$

유압모타에 대해 토오크 평형방정식을 적용하면,

$$T_m = (P_A - P_B) D_m = J_m S^2 \theta_m + B_m S \theta_m + \frac{T_L}{n} \quad (12)$$

위에서

$$\frac{T_L}{n} = \text{모타축에서 본 부하토크}$$

부하토크 T_L 은 Coulomb 마찰력 T_{fL} 을 고려하면

다음과 같이 표현된다.

$$T_L = J_L S^2 \theta_L + B_L S \theta_L + T_{fL} \quad (13)$$

○ 비선형 마찰력

비선형 마찰력 T_f 는 Coulomb 마찰력 T_C 와 Stiction T_S 로 구별할 수 있으며 각각 아래와 같이 표현된다.

$$T_C = F_C \frac{\dot{\theta}}{|\dot{\theta}|} \quad (14)$$

$$T_S = \pm (F_S) \dot{\theta} = 0 \quad (15)$$

비선형마찰력 T_C 와 T_S 는 속도가 0 부근일때 급격히 부호 및 크기가 바뀌므로 전산 시뮬레이션 시에 수치해석이 수렴하지 않을수가 있으므로 그 처리에 주의를 요한다 (8). 이를 고려한 한가지 간단한 알고리즘은 다음과 같다.

$$\dot{\theta}_{LE} = \frac{1}{J_{LE}} (T_L - T_f) \quad (16)$$

$$T_f = \begin{cases} T_L & \text{if } |T_L| < T_S \text{ and } \dot{\theta}_{LE} < \dot{\theta}_{LEMIN} \\ T_C \frac{T_L}{|T_L|} & \text{if } |T_L| > T_S \text{ and } \dot{\theta}_{LE} < \dot{\theta}_{LEMIN} \\ T_C \frac{\dot{\theta}_{LE}}{|\dot{\theta}_{LE}|} & \text{if } \dot{\theta}_{LE} > \dot{\theta}_{LEMIN} \end{cases} \quad (17)$$

위의 식에서 $\dot{\theta}_{LEMIN}$ 은 시뮬레이션을 위한 값으로 예를 들어 $|\dot{\theta}_{LE}|_{\max} / 1000$ 와 같이 작은 값으로 잡는다.

○ 기어탄성 및 백래시

기어는 완벽한 동력장치일수 없으며 얼마간의 백래시와 탄성을 갖고 있다. 기어의 백래시양과 탄성계수를 각각 H 및 k_g 라고 하면 부하토크 T_L 은 다음과 같이 표시된다.

$$T_L = \begin{cases} k_g (\theta_{g1} - \frac{H}{2}) & \text{if } \theta_{g1} > \frac{H}{2} \\ k_g (\theta_{g1} + \frac{H}{2}) & \text{if } \theta_{g1} < -\frac{H}{2} \\ 0 & \text{if } -\frac{H}{2} < \theta_{g1} < \frac{H}{2} \end{cases} \quad (18)$$

위의 식에서 θ_{g1} 은 다음과 같이 정의된다.

$$\theta_{g1} = \theta_{m/n} - \theta_L \quad (19)$$

○ 전체시스템 블록선도

앞에서 유도된 시스템 모델에서 마찰력, 백래시, 탄성부하외에 밸브와 펌프의 Saturation을 포함시키고 포가의 위치 피드백 loop을 구성하여 디지털 제어장치와 연결하면 전체 시스템의 블록선도는 그림2와 같이 나타낼 수 있다.

4. 계수 산출

컴퓨터 시뮬레이션을 통해 시스템의 동작거동을 예측하기 위해서는 먼저 수학적 모델에 사용된 파라미터 값출산출해야 한다. 서보밸브 및 유압모타에 대한 계수들은 대부분 제작회사에서 제공한 값을 사용하였으며 서보밸브 underlap, 모타의 외부누설계수, 유압펌프의 내부누설계수, 등 불가피한 경우는 대략치를 추정하였다. 그리고 시스템 동특성에 큰 영향을 미치고 정확한 추정이 힘든 점성마찰력, Coulomb 마찰력들은 다음과 같이 실험을 통하여 산출하였다.

서보밸브의 계단입력전압 V_i , 부하압력 P_L 및 유압모타 속도 ω_m 사이의 정상상태 관계식은 다음과 같이 유도된다.

$$P_L = \frac{1}{C_{tm}} \left(\frac{C_d W K_A K_V}{\sqrt{p}} \sqrt{P_s - \frac{X_V}{|X_V|} P_L} V_i - D_m \omega_m \right) \quad (20)$$

$$\omega_m = (D_m P_L - F_{ceq} \frac{\omega_m}{|\omega_m|}) / B_{eq} \quad (21)$$

위의 식으로부터 점성마찰력과 Coulomb 마찰력의 평균치를 실험으로 산출하였으며 또 서보밸브의 계단입력전압에 대한 모타 속도관계로부터 시스템 이득을 확인하였다. 서보밸브의 계단입력전압에 대해 실험으로 측정된 모타 속도는 주어진 계수값들로부터 산출한 모타 속도의 $\pm 5\%$ 범위내에 들었다. 시뮬레이션을 위해 산출된 계수들의 값은 표 1과 같다.

5. 실험결과와의 비교

○ 시뮬레이션 프로그램

시뮬레이션 프로그램은 FORTRAN 프로그램으로 1차의 상태방정식들을 가변 시간동분 적분 알고리즘인 IMSL의 DVERK 스프루틴을 사용하였다. 그래픽 출력을 쉽게 보기 위하여 각 변수들은 예상되는 최대치로 정규화 하게 되어 있다.

○ 실험

실험은 계단입력과 정현파 입력명령에 대해 행하였으며 각 변수들의 측정치는 Strip - Chart recorder (HP 7404A) 로 기록하였다. 부하 압력 P_L 은 차동 압력 트랜스 듀서로 두 실린더 포트의 압력차를 측정하였으며 부하의 각속도는 모타축에 연결된 타코미터를 이용하여 측정하였다. 디지털 제어기는 비례제어기만을 사용하였으며 이득은 3으로 일정하게 주었다. 동력손실을 줄이기 위하여 bypass 밸브는 완전히 잠겼다.

(표 1) 시스템 계수값

계수	값	단위
B_{eq}	0.14	lb-in-sec
B_m	0.12	lb-in-sec
B_L	2000.	lb-in-sec
C_d	0.61	-
C_{em}	0.00002	cis/psi
C_f	0.000033	in ³ /psi
C_{im}	0.0002	cis/ps ²
C_p	0.001	cis/psi
C_{tm}	0.00021	cis/psi
D_m	0.17	in ³ /rad
F_c	3000.	lb-in
F_s	6000.	lb-in
H	0.5	degree
i_r	8.0	ma
J_m	0.0179	lb-in-sec ²
J_L	8765	lb-in-sec ²
K	3.0	-
K_A	0.5	ma/volt
k_c	0.077	cis/psi
k_{fb}	1.	-
k_v	0.00168	in/ma
n	100.8	-
Q_r	57.75	cis
Q_{s0}	38.5	cis
U	0.0003	in
T_p	0.1	sec
τ_v	0.0063	sec
V_t	3.28	in ³
W	0.881	in
X_{vr}	0.03	in
β_e	100000.	psi
ρ	7.8×10^{-6}	lb-sec ² /in ⁴
μ	1.73×10^{-6}	lb-sec/in ²

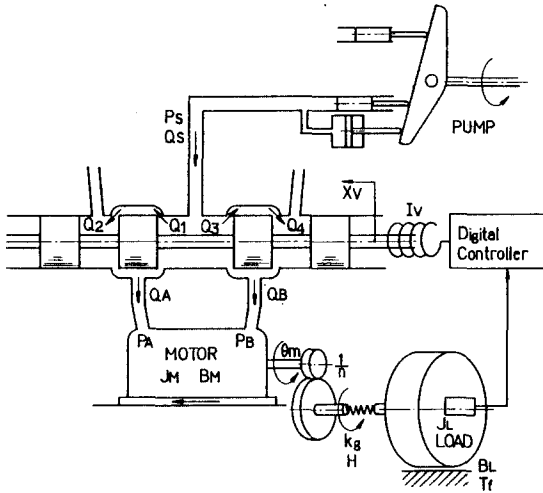


그림 1. 시스템 구성도

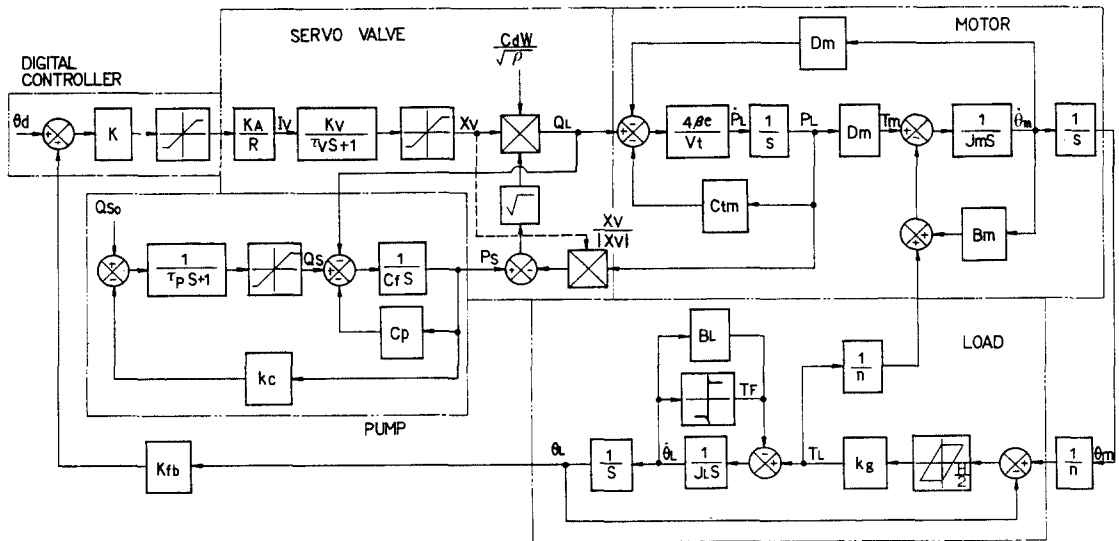


그림 2. 시스템 비선형 해석 블록선도

◦ 정현파 입력반응

정현파 반응은 시스템의 주파수 반응 특성에 비선형 마찰력, 기어의 백래시등의 비선형 특성을 잘 보여 준다. 비선형 요소의 영향을 보기 위해 비교적 낮은 주파수의 정현파 입력을 사용하였다. 그림 3 및 그림 4 는 입력 주파수 0.1 Hz 에서 10° 및 30 크기의 정현파 입력에 대한 시뮬레이션 결과와 실험결과를 보여주고 있다. 작은 입력크기에서 기어 백래시와 Coulomb 마찰력의 영향이 두드러지며 시뮬레이션 결과도 모탁속도값의 ripple 현상을 제외하고는 이 효과들을 정성적으로나마 정확히 보여준다. 모탁 속도의 ripple 은 탄성부하에 의한 영향도 있겠으나 시뮬레이션에서는 제외된 타코미터 축의 탄성의 영향도 큰 것으로 판단된다.

◦ 계단 입력반응

입력크기 10°, 30°, 90° 및 150° 의 계단입력에 대한 시뮬레이션 결과와 실험결과를 각각 그림 5 와 6 에 나타내었다.

그림은 보가의 위치, 밸브의 스톱변위, 부하압력 및 모탁 속도 값을 보여 주며 실험에서는 밸브 스톱변위를 측정할수가 없어 디지털 제어기의 D/A출력을 측정하였다.

그림 5 및 6 에서 보면 두 결과는 내부상태변수들의 과도상태값에 약간의 차이가 있을뿐 입력의 크기에 관계없이 잘 일치함을 알 수 있다.

6. 결론

비선형 시뮬레이션 결과는 실험결과와 전체적으로 잘 일치하며 특히 압력차 값이나 속도등과 같은 시스템 변수 역시 잘 일치 한다. 특히 밸브 스톱 변위의 한계치 처럼 큰 입력에서 전체적인 동특성에 영향을 미치는 요소들뿐만 아니라 저속 혹은 작은 입력에서 그 영향이 두드러지는 Coulomb 마찰의 영향, 기어백래시의 영향등이 세부적으로 뚜렷이 예측되어 사용된 모델등의 타당성을 보여준다.

- 참 고 문 헌 -

- (1) J.F. Blackburn, G. Reethof and J.L. Shearer, Fluid Power Control, MIT Press, 1960
- (2) H.E. Merritt, Hydraulic Control System, Wiley, 1967.
- (3) P.N. Nikiforuk, "The Large Singal Response of a Loaded High-Pressure Hydraulic Servo-mechanism", Proce Instn Mech Engrs, Vol.180, Pt I, No32, P757, 1965-1966
- (4) Colin G. Foster and Robert J. Hooker, "Simulation Based Design of Hydraulic Servo - Controlled Apparatus for Damping Measurement," Simulation, Dec. 1983.
- (5) H.E. Harshburger, "The Use of Digital Simulation for the Nonlinear Analysis of an Integrated Actuator Package," 1970 summer Computer Simulation Conf., P393
- (6) J.L. Shearer, "Digital Simulation of a Coulomb - Damped Hydraulic Servosystem," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.105, Dec. 1983
- (7) Y. Takahashi, M.J. Rabins and D.M. Auslander, Control and Dynamic Systems, Addison Wesley, 1970.
- (8) J.E. Bernard, "The Simulation of Coulomb Friction in Mechanical System," Simulation, P11, Jan. 1980.

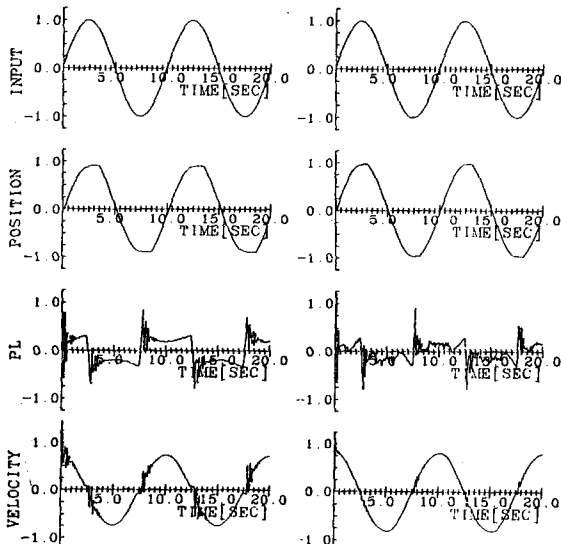


그림 3. 정현파 반응 시뮬레이션 결과

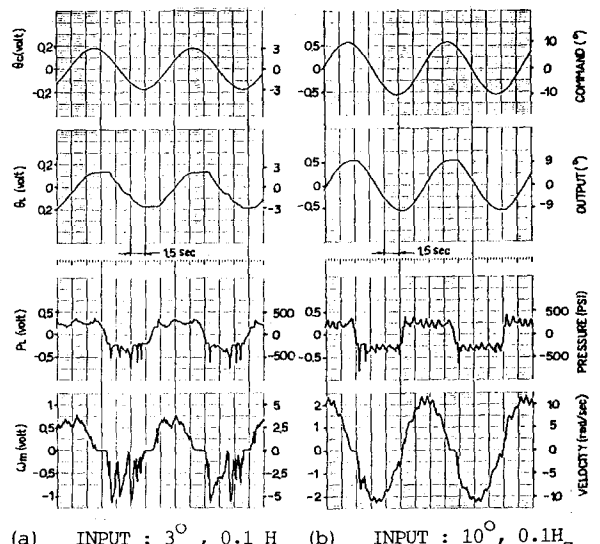


그림 4. 정현파 반응 실험결과

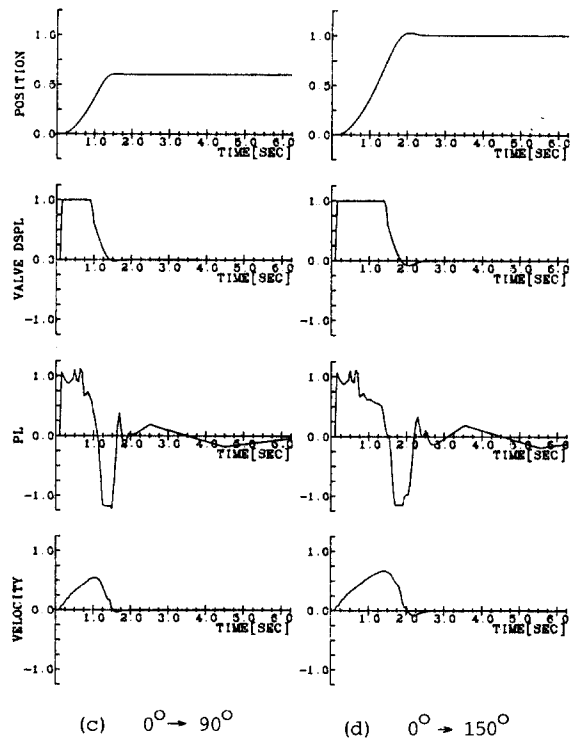
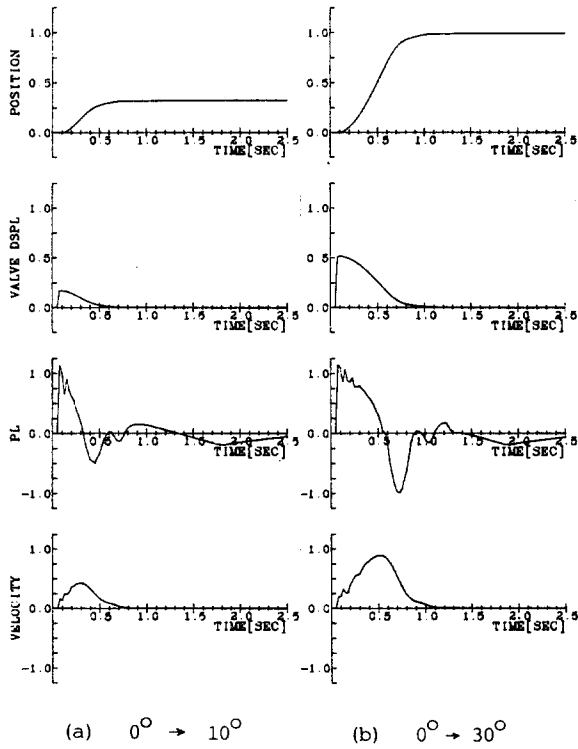


그림 5. 계단반응 시뮬레이션 결과

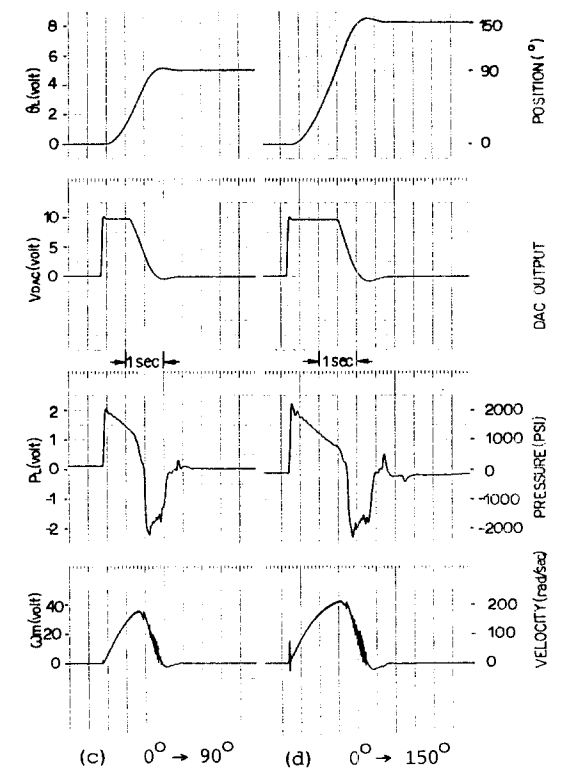
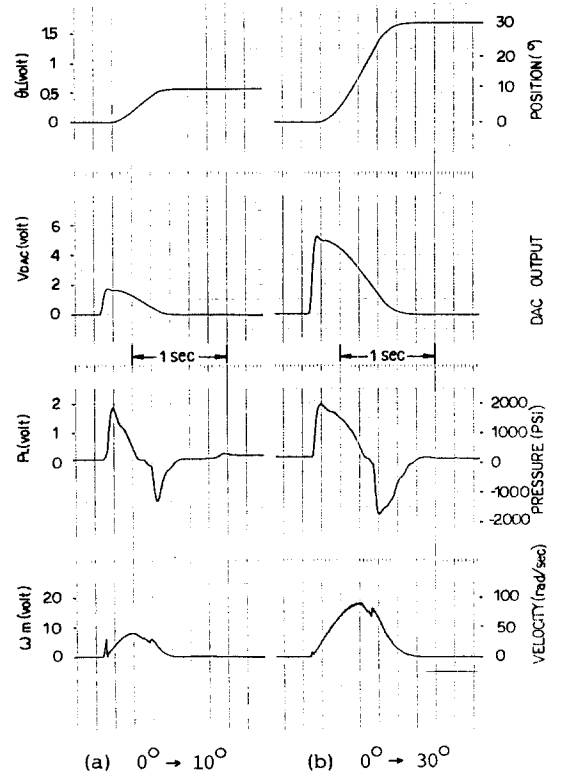


그림 6. 계단반응 실험결과