

대부하 구동시스템의 제어기 설계

°윤강섭*, 안태영**, 이만형*
 부산대학교 제어기계공학과*, 국방과학연구소**

Controller Design of Heavy Load Driving System

K. S. Yoon*, T. Y. Ahn**, M. H. Lee*
 * Dept. of Control and Mechanical Eng., Pusan National Univ.
 ** Agency for Defense Development

Abstract

In this study, heavy loads driving servo control systems, which are composed of electro-hydraulic servo-valve, hydraulic motor/cylinder, gear box and link mechanism, are investigated for implementation. To predict the performances of the systems, modelling and simulation with some nonlinearities are carried out. Simulation results are compared with experimental results.

1. 서론

전기유압 서보밸브를 이용한 서보제어시스템의 사용에는 각종 동작기계 및 비행제어, 그리고 고출력이 필요한 화기 제어시스템의 고속 정밀제어 등에서 찾아 볼 수 있다. 그러나 전기유압 서보제어시스템은 고유의 비선형성에 의한 제어기 설계의 어려움과 유압회로 설비와 유압펌프등의 복잡한 제어시스템의 구성의 어려움을 갖고 있어, 최근 전기 모터 기술발달로 점차 적용범위가 좁아지고 있다. 그러나 대용량의 고출력시스템의 고속정밀제어를 실린더/유압모터를 사용하여 작은 체적으로도 고출력을 실현시킬수있어 대부하의 고속제어나 위치제어용으로 널리 사용되고 있다.

본 연구는 대부하 구동시스템에 대한 수학적 모델을 구하여, 기존 시스템의 설계변경이나 유사 시스템의 개발시 시스템의 성능을 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 확보하고, 시스템에 대한 속도 피드백과 부하압력 피드백의 영향을 파악하였으며, 이를 바탕으로 설계사양을 만족하는 정밀도와 구동속도를 갖는 제어기를 설계하였다.

2. 시스템 및 모델링

대부하 구동제어시스템은 EPU, 유압구동부, 부하로 구성되며, 시스템 구성도는 그림 1과 같다.

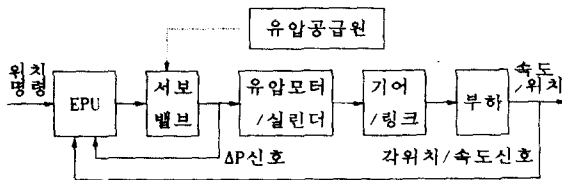


그림 1 구동시스템의 구성도

2.1 EPU (Electronic processing Unit)

EPU는 제어기와 여러종류의 필터로 구성되며, 명령신호와 센서신호(각위치·속도, ΔP신호)로 부터 서보밸브의 입력전류를 발생시킨다. 각위치·속도, ΔP신호를 검출하기 위해서 encoder, resolver, rate gyro, pressure transducer를 사용하였다.

2.2 유압구동부

유압구동부는 서보밸브와 유압모터/실린더로 구성된다.

1) 서보밸브

서보밸브는 입력전류를 유압유의 유량으로 변환하여 유압모터/실린더에 공급한다. 본 시스템은 기계적 피드백 방식의 양방향 노즐형식 임계중립형 2단 서보밸브를 사용하였다.

서보밸브는 큰 비선형성을 가진 고차 시스템이나, 여러 가정하에서 1~3차 시스템으로 모델링 할 수 있다.

임계중립형 2단 서보밸브의 유량방정식은 다음과 같다.

비선형 유량방정식

$$Q_1 = q_1 = C_d A \sqrt{2(P_s - P_1)/\rho}$$

$$Q_2 = q_3 = C_d A \sqrt{2(P_2 - P_r)/\rho} \quad (1)$$

선형 유량방정식

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (2)$$

or

$$Q_1 = K_q x_v - 2K_c P_1$$

$$Q_2 = K_q x_v + 2K_c P_2$$

여기서, K_q : 유량이득, K_c : 유량압력계수로서 서보밸브 특성곡선에서 구한다.

2) 유압모터/실린더

유압모터/실린더는 유압유의 압력에너지를 기어박스와의 링크구조를 통하여 부하를 구동시킨다.

유압모터/실린더는 다음과 같이 모델링할 수 있다.

- 유압모터

$$\frac{dP_L}{dt} \frac{V_{mt}}{4\beta_o} + K_{co} P_L = K_q x_v - D_m \dot{\theta}_m \quad (3)$$

$K_{co} = K_c + C_{im} + C_{om}/2$: 총 유량압력계수

- 유압실린더

$$\frac{dP_L}{dt} \frac{V_{pt}}{4\beta_o} + K_{co}P_L = K_q x_v - A_p \dot{x}_p \quad (4)$$

$K_{co} = K_c + C_{ip} + C_{op}/2$: 총 유량압력계수

2.3 부하시스템

1) 선회방향시스템

- 관성모멘트

관성모멘트는 고각변화를 고려한 선회방향 관성모멘트와 유압모터의 관성모멘트의 합으로 구할 수 있다.

$$J_t = J_{tg} + J_{mo} \quad (5)$$

J_t = 선회방향 총 관성모멘트

J_{tg} = 고각변화를 고려한 선회부하의 관성모멘트

J_{mo} = 부하축으로 환산된 유압모터의 관성모멘트

$$J_{mo} = J_m \cdot N^2$$

J_m = 유압모터의 관성모멘트, N = 기어비

- 마찰

$$\text{쿨롱마찰} : T_f \cdot \text{sgn}(\dot{\theta}) \quad (6)$$

$$\text{스티션} : T_s \cdot \exp(a_s |\dot{\theta}|) \cdot \text{sgn}(\dot{\theta}) \quad (7)$$

$$\text{점성마찰} : B\dot{\theta} \quad (8)$$

쿨롱마찰과 스티션은 분리측정이 어려우므로, 시스템이 정지된 상태에서 측정하여 쿨롱마찰로 산정하였다.

점성마찰은 시뮬레이션 프로그램과 실험모델에 동일한 조건(피이드백이 없는 등속운전상태)을 부여하여 근사적으로 선정하였다.

2) 고각방향시스템

- 총 관성모멘트

$$J_o = J_{og} + m_p \cdot r^2 \quad (9)$$

J_o = 부하축의 등가 관성모멘트,

J_{og} = 고각방향 부하의 관성 모멘트,

m_p = 피스톤의 질량, r = 토오크 arm의 길이

- 미보상 증력토오크

실린더와 같이 설치된 평형기에서 미보상되는 증력성분에 해당하는 미보상 증력토오크를 구한다. 미보상 증력토오크는 미보상 압력(정상상태에서의 부하압력)을 링크의 토오크암의 길이를 고려하여 토오크로 환산한다.

3. 시뮬레이션

시뮬레이션 프로그램은 가관측성 표준형 상태방정식을 사용하여 시스템의 모든 상태를 알 수 있도록 하였으며 비선형으로 모델링가능한 부분은 비선형 상태를 그대로 사용하였다. 그림 2는 프로그램 흐름도이다.

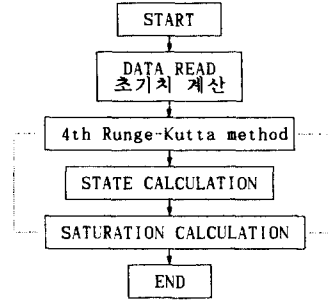


그림 2 시뮬레이션 프로그램 흐름도

모델링을 기초로 작성된 시뮬레이션 프로그램의 신뢰성을 확인하기 위해 실험모델결과와 비교하였다(그림 3).

부하속도 및 위치는 상당한 정확성을 보여주고 있으나, 부하압력은 전반적인 경향만 일치한다. 그 이유는 모델링 시에 고주파 성분이 많이 무시되었고, 피이드백에 의한 보상효과가 실험모델보다 프로그램에서 현저히 나타나기 때문으로 생각된다. 특히 고각방향의 부하압력은 정확성이 많이 떨어지는데, 이는 평형기 압력이 정상상태에 도달하는데 상당한 시간이 소요되기 때문이다.

4. 고각제어시스템

고각제어시스템의 선형모델 블록선도는 그림 4와 같다.

4.1 공칭시스템의 분석

- LPF를 무시한 경우

공칭시스템의 개루우프 전달함수의 근궤적선도와 보드선도(그림 5, 6)를 보면 시스템이 안정하기 위한 개루우프 이득여유가 작아서 공칭 시스템에서 비례이득을 추가로 속응성을 얻는데는 어려움이 있다. 또한, 3.16 Hz에서 공진 최대값을 가지므로 시간응답에서 진동이 예상된다.

그림 7은 공칭시스템의 부하압력 시간응답으로 약 3 Hz의 진동현상이 나타난다.

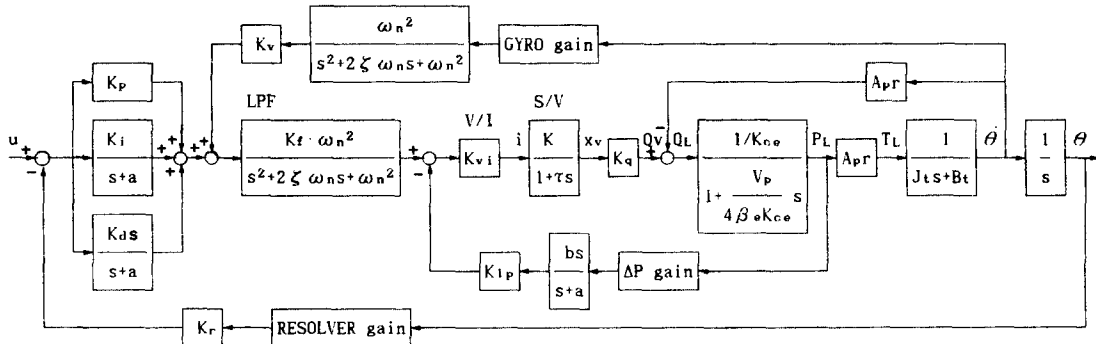


그림 4 고각시스템의 선형 블록선도.

- LPF를 고려한 경우

LPF를 추가한 공칭시스템의 개루우프 전달함수의 근궤적선도와 보드선도(그림 8, 9)를 보면, 시스템이 안정하기 위한 개루우프 이득의 범위가 증가하였고, 이득여유도 증가하였으며, 3.16 Hz의 공진최대값도 감소하여 시간응답(그림 10)의 진동현상이 감소됨을 볼 수 있다.

4.2 ΔP 피이드백

ΔP 피이드백의 목적은 시스템의 감쇠를 증가시켜 압력의 맥동현상을 방지하기 위함이다. ΔP 피이드백 루우프는 HPF와 이득으로 구성되어 있다.

ΔP 피이드백의 HPF 주파수는 제거하고자하는 ΔP 맥동주파수보다 낮게 선정되어야 한다. 이러한 주파수의 선정작업을 시뮬레이션만으로는 맥동현상이 정확하게 감지되지 못하므로, 주파수영역 해석과 실험을 병행하여 이루어지는 것이 바람직하다. ΔP 피이드백 이득을 증가시킬수록 공칭시스템에 나타나는 진동현상을 더욱 줄일 수 있음을 알 수 있으나 응답속도는 별로 영향을 받지 않는다.

ΔP 피이드백과 피이드 포워드상의 LPF의 역할이 압력의 맥동을 줄여주는 동일한 역할을 하지만(그림 11), ΔP 피이드백이 있을 경우 LPF에 의한 맥동방지 효과는 거의 없으므로, LPF는 개루우프 이득을 증가시킬 수 있는 범위의 확장에 그 목적을 둘 수 있다. 그러므로 LPF의 주파수와 감쇠계수는 ΔP 피이드백 이득에 따라 적절히 선정되어야 한다. LPF의 주파수는 개루우프 이득의 증가시킬 수 있는 범위의 확장이라는 측면에서 선정하여야 하며, LPF의 작은 감쇠계수는 시스템에 또 다른 진동을 유발시킬 우려가 있으므로 0.7~1.0 범위내의 값을 선정하는 것이 적절하다.

4.3 속도 피이드백

일반적으로 위치제어 서보시스템에서 속도 피이드백은 시스템의 속응성과 안정성의 측면에서 그 이득을 적절히 선정하여야 한다.

속도 피이드백 이득에 따라 허측 부근의 지배적인 복소극점(그림 12)은 매우 민감한 반응을 보임을 알 수 있다. 그러므로 속도 피이드백 이득의 결정은 정확한 동특성 분석과 실험에 의하여 정확히 선정되어야 한다.

4.4 제어기 구성

고각제어시스템은 양의 속도 피이드백 루우프를 가지고 있기 때문에 이를 통해서 속응성을 향상시킬 수 있고, 유압서보밸브의 포화특성으로 미분기는 속응성에 기여하지 못하므로, 본 시스템은 비례적분제어기로 구성하였다. 본 연구에서는 근궤적선도 설계법을 이용하여, 제어기에 의해서 추가되는 극점과 영점, 그리고 속도 피이드백 이득과 ΔP 피이드백 이득, HPF 및 LPF에 의하여 추가될 극점과 영점들을 고려하여 실험적 방법으로 제어기를 1차적으로 구성하고, 이를 바탕으로 만족할만한 성능이 얻어질 때까지 이득선정 작업을 계속하였다.

제어기에 적분요소를 사용함으로써 정상상태오차의 제거는 보장되지만 초기의 과도상태 구간과 시스템의 포화상태가 유지되는 구간에서 누적된 오차 때문에 정상상태 도달시간은 상당히 길어진다. 이러한 누적오차중에서 포화상태 구간동안에 오차의 누적을 방지하기 위하여 antiwindup 회

로를 채택하였다. antiwindup 회로의 개략도는 그림 13 과 같다.

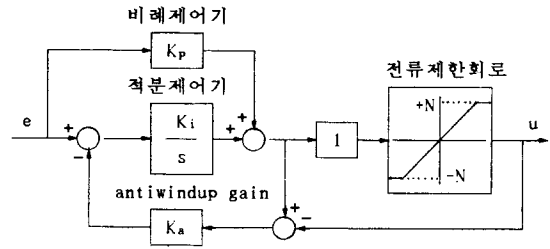


그림 13 Antiwindup 회로의 개략도

antiwindup 이득의 선정에 있어서 고정된 이득으로 모든 입력에 대해서 만족할 만한 효과를 기대하기는 어렵다. 그러나, antiwindup회로는 포화상태 기간중 적분기에 오차의 누적을 완전히 제거하기에는 충분하지 못하지만 어느 정도의 부분적인 제거를 목적으로 사용하였다.

그림 14, 15는 고각방향 제어시스템에 대한 근궤적선도와 개루우프 전달함수에 대한 보드선도이다. 위상여유는 68.2 deg로 21 deg정도 감소되었으나, 이득여유는 15.5 dB로 공칭 시스템에 비해서 9 dB 정도 개선되었다.

그림 16은 시간응답으로 설계된 제어기의 양호한 성능을 확인할 수 있다.

5. 결론

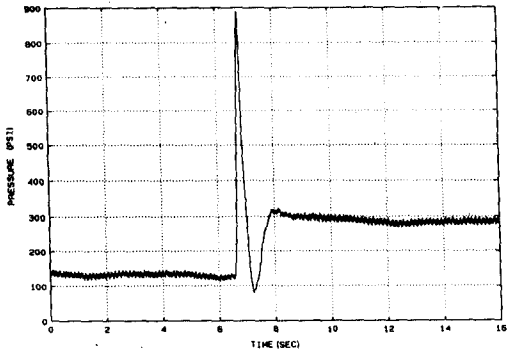
대부하구동 제어시스템의 구현을 위하여 모델링을 수행하였으며, 유도된 비선형 모델을 바탕으로 동적성능을 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 작성하여, 시뮬레이션 결과와 실험모델결과를 비교하여 프로그램의 신뢰성을 확인하였다.

고각제어시스템에서 속도 및 부하압력 피이드백의 영향에 대한 정성적인 분석을 통하여, 요구되는 제어성능을 만족하는 제어기 구성의 기본 방향을 설정하여, 요구성능을 만족하는 제어기를 구성하였다.

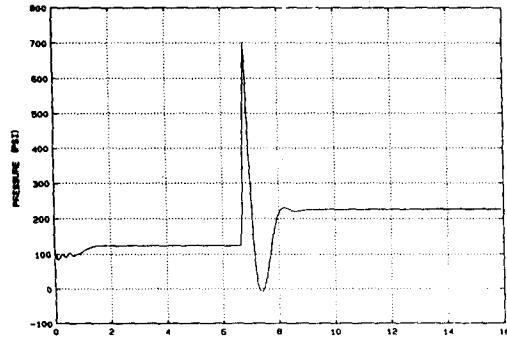
본 연구에서 작성된 프로그램은 기존 시스템의 설계변경이나 유사 시스템의 개발시에 유용하게 응용될 수 있으며, 실시스템에서 예견될 수 있는 문제의 해결에 크게 기여할 것으로 기대된다.

참고 문헌

1. H.E. Merritt, Hydraulic Control System, John-Wiley & Sons, 1967.
2. MOOG Industrial Products & Technical Bulletin
3. G.F. Franklin, J. David Powell, Feedback Control of Dynamics Systems.
4. 이만형, 주해호, 이종원, "최신제어공학", 문운당, 1987.
5. 김 영대, 이 대욱, 심 재운, "대부하 전기 유압시스템의 부하압력 피이드백에 관한 연구," KACC, 1987.
6. 大河出版, 油壓サーボ制御の設計.
7. 일본 유공압회, "유공압 편람", 1989

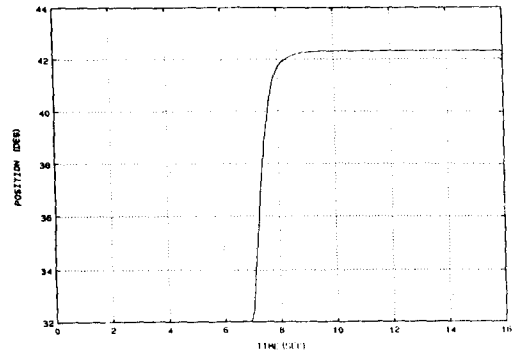


(a-1) 실험모델결과

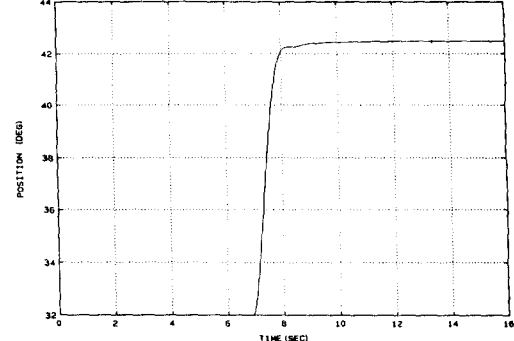


(a-2) 시뮬레이션결과

그림 3(a) 고각방향 부하압력 시간응답

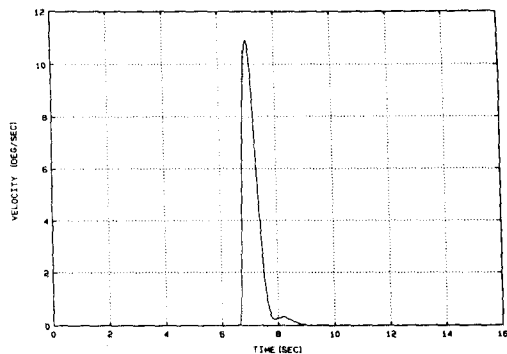


(c-1) 실험모델결과

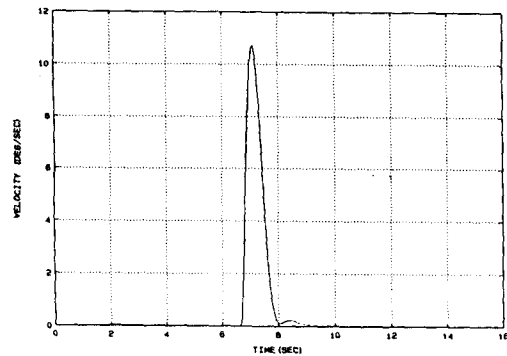


(c-2) 시뮬레이션결과

그림 3(c) 고각방향 부하위치 시간응답



(b-1) 실험모델결과



(b-2) 시뮬레이션결과

그림 3(b) 고각방향 부하속도 시간응답

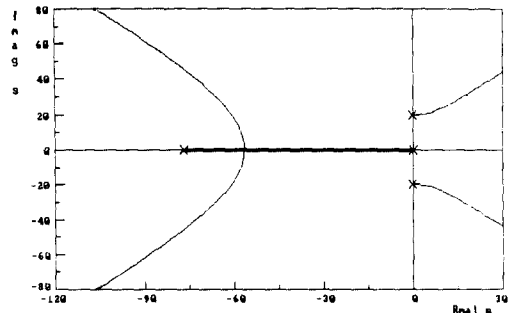


그림 5 공칭시스템의 근궤적선도

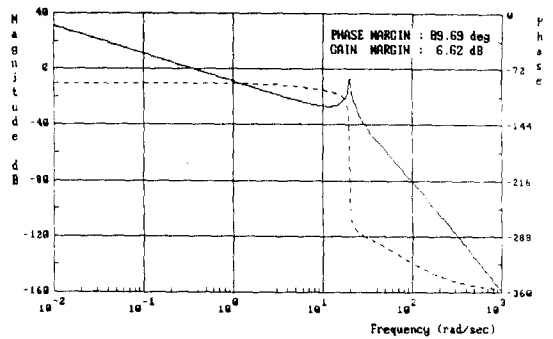


그림 6 공칭시스템의 개루우프 전달함수의 보드선도

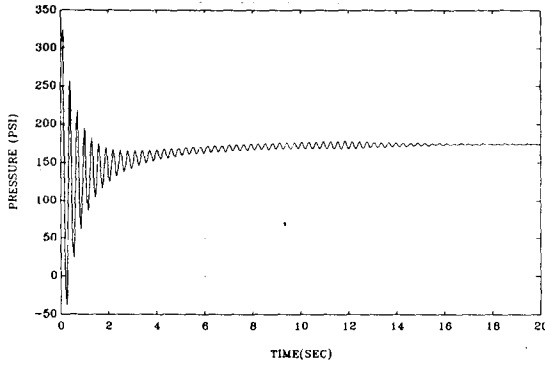


그림 7 공칭시스템의 부하압력 시간응답

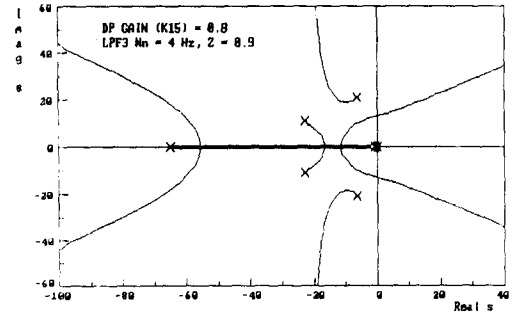


그림 11 ΔP 피이드백 시스템 근궤적선도

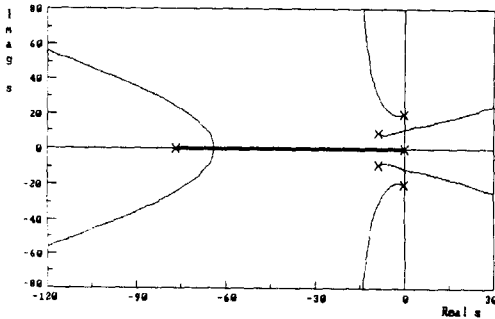


그림 8 공칭시스템(LPF)의 근궤적선도

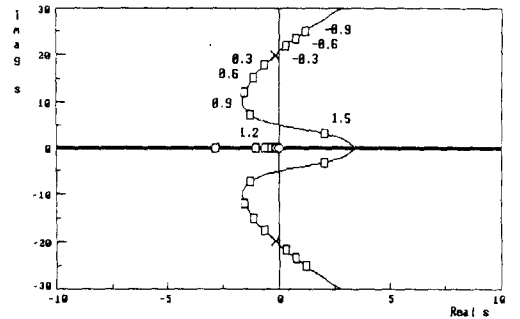


그림 12 속도 피이드백 이득변화에 따른 지배극점의 위치변화

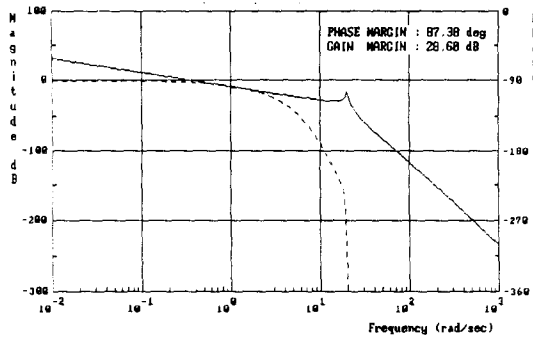


그림 9 공칭시스템(LPF)의 개루우프 전달함수의 보드선도

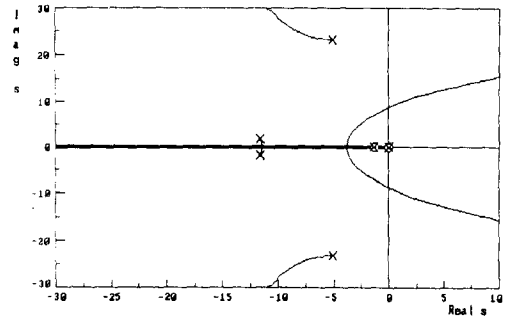


그림 14 고이득제어시스템의 근궤적선도

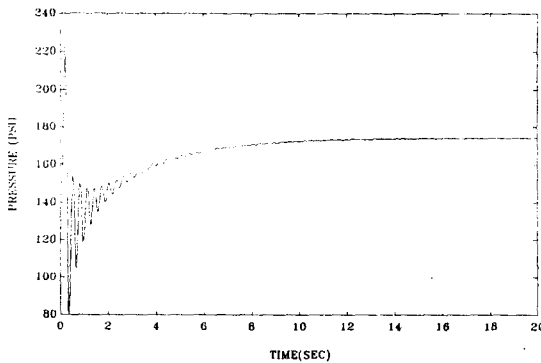


그림 10 공칭시스템(LPF)의 부하압력 시간응답

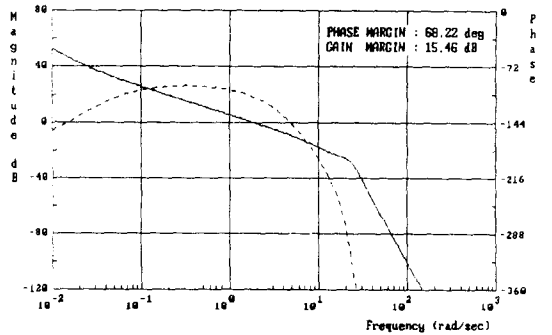


그림 15 고이득제어시스템의 개루우프 전달함수의 보드선도

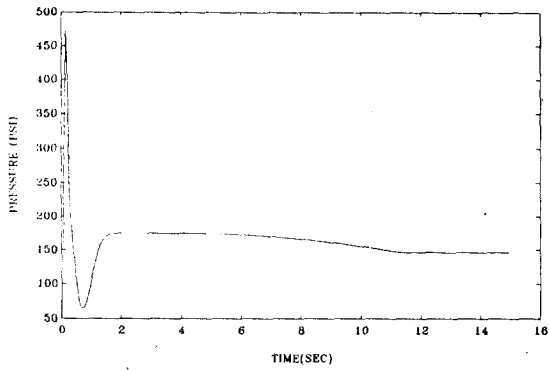


그림 16(a) 고각제어시스템의 부하압력 시간응답

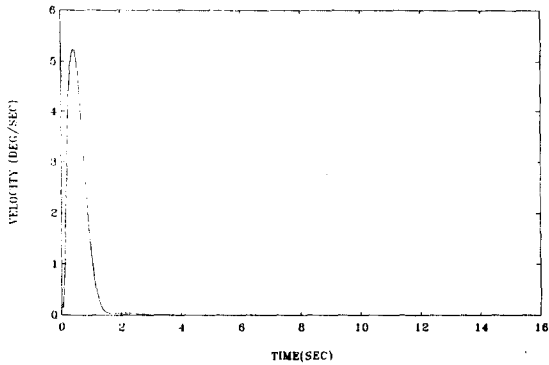


그림 16(b) 고각제어시스템의 부하속도 시간응답

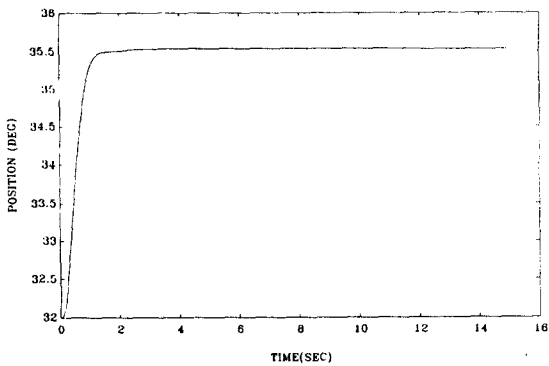


그림 16(c) 고각제어시스템의 부하위치 시간응답

표.1 고각방향 EPU의 계수값

항	목	물성치	단 위	
비례제어기	K_p	0.2	V/(rad/s)	
	적분제어기	K_i		0.005
미분제어기	a	0.0		
	K_d	0.0		
속도 피이드백	Gyro gain	5.6		
	K_r	0.3		
	LPF ζ	0.8		
	LPF ω_n	630.00		
위치 피이드백	Resolver gain	16.4		V/rad
	K_v	1.0		
ΔP 피이드백	ΔP gain	0.000012	V/psi	
	K_{1p}	5.0		
LPF	HPF a	0.6		
	b	0.4		
	ζ	0.7		
	ω_n	12.50		
VI 변환기	K_f	1.0	mA/V	
	K_{vi}	3.2		

표.2 고각방향 시스템의 계수값

항	목	물성치	단 위
K (서보밸브 등가이득)		0.004	in/mA
τ (서보밸브의 시정수)		0.013	sec
K_q (유량이득)		2500	CIS/in
$K_{o\omega}$ (총 유량압력계수)		0.001	CIS/psi
V_p (실린더 편속내 용적 + 배관내 용적)		450.0	in ³
A_p (피스톤의 단면적)		18.8	in ²
r (등가힘 변환링크)		15.8	in
J_t (관성모멘트)		22000	kg m ²
B_t (점성계수)		500	N-m-s/rad
ρ (유압유의 밀도)		8.23×10^{-5}	lbsec ² /in ⁴
β_o (유압유 압축계수)		100000	psi
C_d (유량계수)		0.61	
ω (오리피스의 면적구배)		1.0	in ² /in