

성능추정 프로그램을 이용한 대부하 선회구동/제어 시스템 단순화 연구

A Study on the Simplified Controller for the Heavy-Load Traverse Driving System Using Performance Estimation Program

최근국, 이만형
(Keun-Kuk Choi and Man-Hyung Lee)

Abstract : In this study, a heavy-load servo-control driving system, which are composed of controller, electro-hydraulic servomechanism, hydraulic motor, reduction gearbox, turret slew bearing and turret structure, are investigated to simplify the servo-control system. To estimate the effect of each component, nonlinear modeling and simulation are carried out. In the first stage, to prove the validity of the performance estimation program, simulation results are compared with experimental results. In the second stage, the effect of each component of the control system is evaluated and then a simplified control system is suggested.

Keywords : heavy-load, traverse driving system, servo-control, simplified control system

I. 서론

대부하 선회 구동/제어 시스템은 구동/제어기, 유압서보 메카니즘, 유압구동 메카니즘, 구동부하로 구성되며 구동 부하의 개념도는 그림 1과 같다.

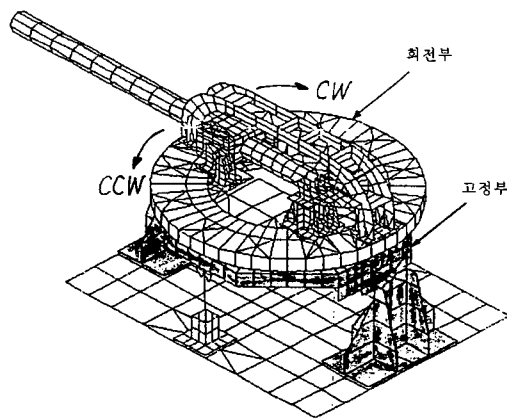


그림 1. 대부하 선회 구동부하의 개념도.
Fig. 1. Concept diagram of a heavy-load traverse drive system.

본 연구에서는 단기간의 개발일정을 만족하기 위하여 기개발된 유사장비의 제어시스템을 철저한 분석없이 적용한 대부하 선회 구동/제어 시스템을 연구하여 적합한 제어 시스템을 찾고자 한다. 이를 위하여 본 연구 대상시스템을 분석, 시스템에 내재되어 있는 비선형 요소들을 가능한 수학적 모델로 구성하였다. 이를 토대로 비선형 실제 시스템의 거동을 조사하기 위하여 실제 시스템과 유사한 거동을 나타내도록 시뮬레이션 프로그램을 개발하고 이

시뮬레이션 결과와 시험결과를 비교, 성능추정에 대한 타당성을 검증한 후에 이 프로그램을 이용하여 구동/제어 시스템 구성요소들의 효과를 정성적으로 분석, 제어시스템을 단순화/최적화하는 방안을 제안하고자 한다. 본 시스템의 구동 메카니즘은 그림 2와 같으며 유압서보 메카니즘, 유압모터(그림 3), 감속 구동부, 감속 구동부의 동력을 받아 고정부와 회전부의 상대 회전운동을 가능하게 하는 대구경의 선회베어링, 그림 2에는 나타나 있지 않으나 구동 오차 신호에 따라 유압서보 메카니즘에 구동 명령을 주는 구동제어기로 구성되어 있는데 시스템의 개략적인 블럭도는 그림 4와 같다.

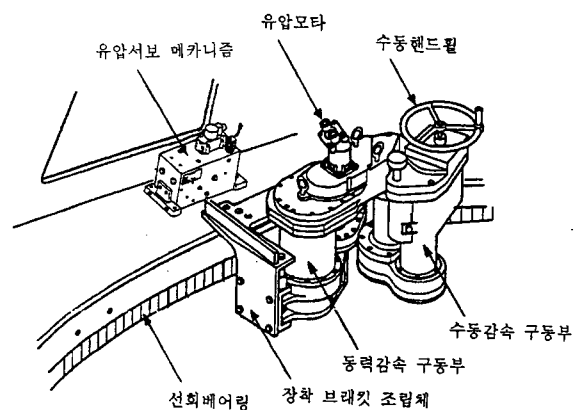


그림 2. 대부하 선회 서보제어 메카니즘.
Fig. 2. Drive mechanism of the heavy-load traverse servo-control system.

II. 비선형 모델링 및 성능추정

1. 비선형 모델링
 - 1.1 전자제어부 모델링
 - 1.1.1 오차신호 발생부 및 PID 제어부

구동명령과 현재 각위치를 비교하여 구동오차신호를 만

들어내는 오차신호 발생부 및 PID 제어부는 디지털 프로세서로 구현하고 있다. 오차신호발생 및 PID 제어부의 세부 블록선도는 그림 5와 같고, 각 파라메타들은 제어시스템 분석연구[2][3][4]에 기초한 기준값으로부터 실험적 시행착오법에 의해 가장 적절한 값으로 선정하였으며 그 값은 표 1과 같다.

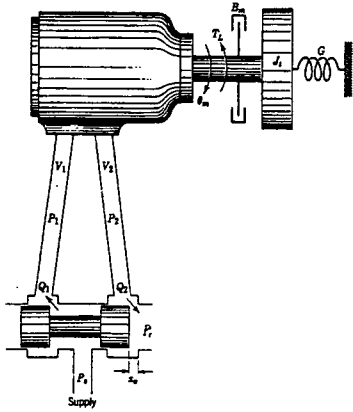


그림 3. 밸브/모타 조합.
Fig. 3. Valve-motor combination.

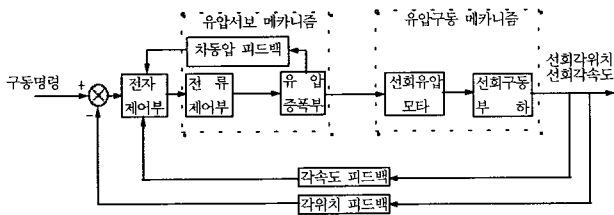


그림 4. 대부하 서보제어 시스템의 기능 블록도.
Fig. 4. Functional block diagram of the heavy-load servo-control system.

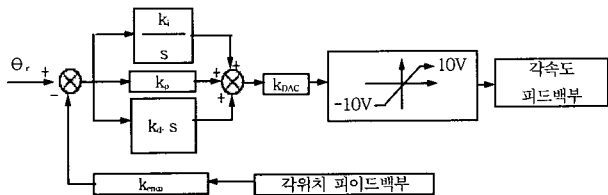


그림 5. 오차발생 및 PID 제어부 블록도.
Fig. 5. Block diagram of error generation and PID.

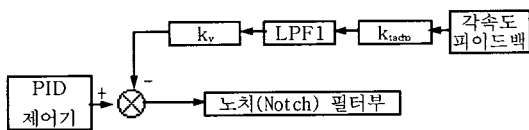


그림 6. 속도 피드백 블록도.
Fig. 6. Block diagram of velocity feedback.

1.1.2 각속도 피드백부

제어시스템의 속응성 향상을 목적으로 위치제어 폐루프

시스템의 내부루프로써 속도피드백을 적용하고 있으며 블럭도는 그림 6과 같고 각각의 파라메타들은 표 1과 같다.

1.1.3 차동압 피드백부

제어시스템의 감쇄를 증가시켜 부하압력의 맥동현상을 흡수하기 위한 목적으로 차동압 피드백부를 속도피드백부의 내부루프로 적용하고 있으며 블럭도는 그림 7과 같다.

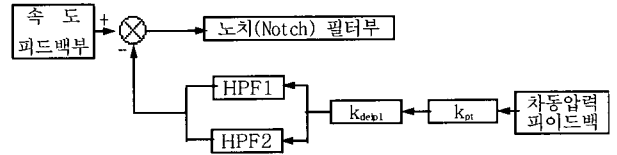


그림 7. 차동압 피드백 블럭도.
Fig. 7. Block diagram of pressure difference feedback.

1.1.4 노치(notch) 필터부

노치필터는 일정주파수 부분에 집중된 신호를 줄이기 위한 목적으로 사용되고 있다. 본 시스템의 경우 전자 제어부를 거쳐나온 구동신호를 노치필터로 한번 더 조율하여 서보메카니즘으로 보내고 있다. 블럭도는 그림 8과 같다.

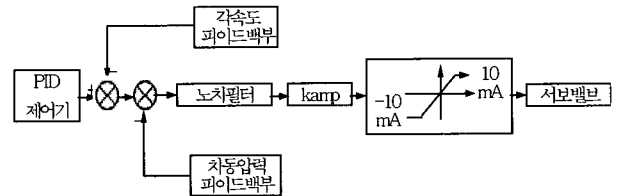


그림 8. 노치필터 블럭도.
Fig. 8. Block diagram of notch filter.

1.2 유압서보 메카니즘

1.2.1 전류제어부

유압서보 메카니즘에 사용된 서보밸브는 2단 형식의 유량제어 서보밸브로 플랜트의 중량 및 관성량에 비하여 응답속도가 매우 빠르므로 서보밸브 1단부를 1차 지연요소로 모델링하여 (1)과 같이 표현하였고 관련된 파라메타 값은 표 1과 같다.

$$x_v = \frac{k_s}{1 + \tau \cdot s} i \tag{1}$$

x_v : 서보밸브 스폴변위(in) k_s : 서보밸브 증폭이득(in/mA)
 τ : 서보밸브 시정수(sec) i : 서보밸브 입력전류(mA)

1.2.2 유압증폭부

그림 3의 부하유량(load flow)에 대한 서보메카니즘(임계선타형 서보밸브)의 비선형 유량방정식[1]은 (2),(3)과 같다.

$$Q_1 = C_d \cdot w \cdot x_v \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_1 / \rho} \tag{2}$$

$$Q_2 = C_d \cdot w \cdot x_v \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_2 / \rho} \tag{3}$$

여기서 C_d : 유량계수(discharge coefficient)
 w : 서보밸브 포트 단면적 구배(in²/in)
 Q_1 : 유입 부하유량(inlet load flow, cis)
 Q_2 : 유출 부하유량(outlet load flow, cis)
 $\Delta P_1: P_s - P_1$ $\Delta P_2: P_2 - P_r$ ρ : 유압유 밀도(lb_m-sec²/in⁴)
 P_s : 공급압력(supply pressure, psi)
 P_1 : 챔버1 압력(psi)
 P_r : 복귀압력(return pressure, psi)
 P_2 : 챔버2 압력(psi)

1.3 유압구동 메카니즘

1.3.1 유압모터

선회 유압모터 주위의 챔버별 연속방정식[1]은 (4),(5)와 같다.

$$Q_1 - C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (4)$$

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (5)$$

여기서 V_1 : 유압모터 챔버1 편측 및 배관부 유압유 체적(in³)
 V_2 : 유압모터 챔버2 편측 및 배관부 유압유 체적(in³)
 β_e : 등가 유압시스템 체적탄성계수(psi)
 C_{im}/C_{em} : 내,외부 누설계수(cis/psi)

1.2.2절 및 본절에서 유도된 식을 이용하여 유압모터 양 챔버별로 정리하여 계통도를 그려보면 그림 9와 같다.

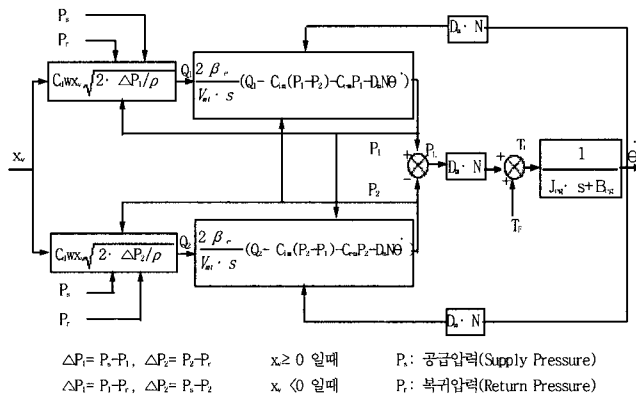


그림 9. 유압증폭부 및 구동 메카니즘 계통도.

Fig. 9. Block diagram of hydraulic amplifier and drive mechanism.

1.3.2 감속기어박스 및 선회베어링

감속기어박스 및 선회베어링의 비선형 모델링은 기계적 마찰부분까지 고려하여 (6)과 같다.

$$T_t = T_m \times N - \text{sgn}(\theta) \times T_f \quad (6)$$

여기서 T_t : 선회 부하 토크(lb_r-in)
 T_m : 유압모터 출력 토크(lb_r-in)
 N : 선회감속비 T_f : 선회 쿠울롬 마찰 토크(lb_r-in)

실제 시스템에서 쿠울롬 마찰 토크는 측정하기 곤란한 량으로 시뮬레이션 프로그램 튜닝시 조정하였다. 블록도는 그림 10과 같다.

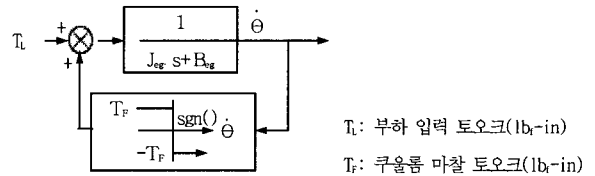


그림 10. 쿨롬 마찰부 블록도.

Fig. 10. Block diagram of coulomb friction torque.

1.4 유압동력 발생부

선회구동장치에 유압동력을 공급해주는 유압발생장치는 전력소요 절감을 위해 마력 일정형(사판식 가변 용량형에 load sensing 부착형) 유압펌프를 적용하였다. 공급되는 유압동력은 그림 11과 같고 Piece-wise 선형함수로 모델링하여 시스템에 입력하였다.

1.5 구동부하

선회구동부의 운동방정식은 (7)과 같으며 관련된 파라메타 값은 표 1과 같다.

$$J_{eq}\theta \cdot s^2 + B_{eq}\theta \cdot s = T_t \quad (7)$$

J_{eq} : 선회 등가 관성모멘트(lb_m-in²)

T_t : 선회 부하 토크(lb_r-in)

표 1. 선회 구동/제어 시스템의 파라메타.

Table 1. Parameters of traverse drive control system.

PARAMETER	VALUE	PARAMETER	VALUE
서보밸브 권류한계	± 10 mA	속도 피드백 게인(k _v)	0.02
서보밸브 시정수(τ)	0.02857 sec	DAC 게인(k _{sw})	1.0
서보밸브 스톱 최대변위	0.035 in	엔코더 피드백 게인(k _{sw})	1.0 V/deg
서보밸브 증폭이득(k _v)	0.0035 in/mA	타코메타 피드백 게인(k _{sw})	10.86 V-sec/rad
유압 작동유체적(V _u)	13.91 in ³	LFF1 주파수	2 Hz
유압시스템 체적탄성계수(β _e)	100,000 psi	LFF1 감쇄계수	1.0
유압모터 배재용적	0.2418 in ³ /rad.	Notch Filter Gain	1.0
선회 감속비	867.50	Notch Filter 주파수	107 Hz
내/외부누설계수(C _{in} , C _e)	0.0(가정)	Notch Filter 감쇄계수	0.7416
부하 쿨롬마찰 토크(T _f)	45,519.41 lb _r -in	차동압 센서 게인(k _v)	1.21e-5 V/psi
부하 관성모멘트(J _m)	252,953.048.30 lb _m -in ²	압력 피드백 게인(k _{sw})	27.2727
부하 점성감쇠 계수(B _m)	32,746.39 lb _r -in.-sec/rad	압력 피드백 게인2(k _{sw})	0.2
유량계수(C _d)	0.61	HFF1 게인	0.11
서보밸브 포트단면적 구배(w)	0.810 in ² /in	HFF1 주파수	0.32 Hz
유압유 밀도(ρ)	8.234e-5 lb _m -sec ² /in ⁴	HFF1 출력 게인	1.0
제어기 비례게인(k _p)	6.5	HFF2 게인	0.2
제어기 적분게인(k _i)	0.0008	HFF2 주파수	5.12 Hz
제어기 미분게인(k _d)	0.0	HFF2 출력 게인	1.0

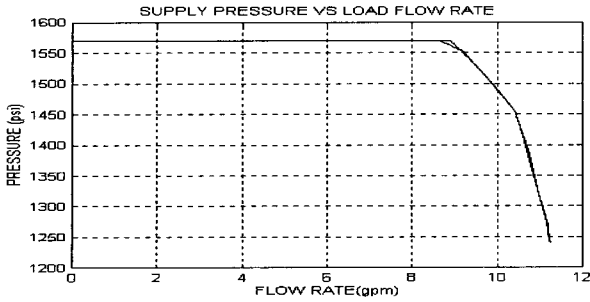


그림 11. 유압동력 공급그래프.
Fig. 11. Graph of hydraulic power supply.

B_{eq} : 선회 등가 점성감쇠 계수(lbf-in-sec/rad)
 B_{eq} 는 실제 시스템에서는 측정하기 곤란한 량으로 시뮬레이션 프로그램 튜닝시 조정하였다.

1.6 모델링 종합

대부하 구동장치의 각 구성품별 수학적 모델링 결과는 1.1절~1.5절까지 블록도를 종합하므로써 구성할 수 있다.

2. 성능추정 시뮬레이션

본 대부하 구동/제어시스템에 대한 비선형 모델링 및 도출된 파라메타를 근거로 성능추정을 위한 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션은 선회 시계방향 30→60° 구간을 잡아 수행하였고, 시험결과와 동기화를 위하여 시험데이터 측정시간과 시뮬레이션 시간을 일치시켰다.

2.1 시뮬레이션 결과와 실험결과의 비교

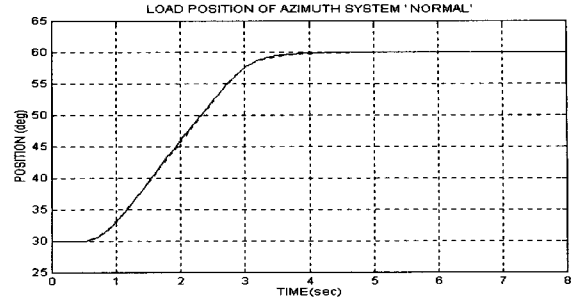
시뮬레이션 결과와 실험결과의 비교를 쉽게하기 위해 그림 12에 두 결과를 중첩하여 도시하여 보았다.

그림 12(a)는 각위치(angular position) 선도로서 구동 전 구간에서 실험결과와 시뮬레이션 결과가 거의 유사한 경향을 보이고 있는데 구동 시작점과 종료점에서 미소한 차이가 나타남을 볼 수 있다. 이를 속도선도인 그림 12(b)에서 보면 좀더 명확하게 나타나는데 초기부분, 피크치 부분, 종료부분에서 서로 구별할 수 있을 정도의 차이가 나고 있음을 볼 수 있다. 이 차이 부분은 유압동력장치의 축압기, 배관시스템등 모델링하지 못한 구성품에 의한 오차가 추정원인으로 사료된다. 부하압력선도인 그림 12(c)에서 보는 바와 같이 구동기간 중에는 유사하게 변화를 보이다가 안정구간에 들어가면서 압력이 변화/이탈하는 것을 볼수 있는데, 이 부분은 유압장치 내부에서 필연적으로 발생하는 누유등이 원인으로 사료된다. 또한 부하압력은 시스템에 인가되는 힘의 개념으로 시스템의 상태에 매우 민감한 상태변수로서 그 변화가 매우 심함을 고려할 때 시뮬레이션 결과가 실제 압력의 변화를 잘 나타내고 있다고 사료된다. 이상의 시뮬레이션 결과와 실험결과 비교분석에서 본 연구 대상 시스템이 고도의 비선형 시스템임을 감안할 때 두 결과가 잘 일치하고 있다고 판단된다.

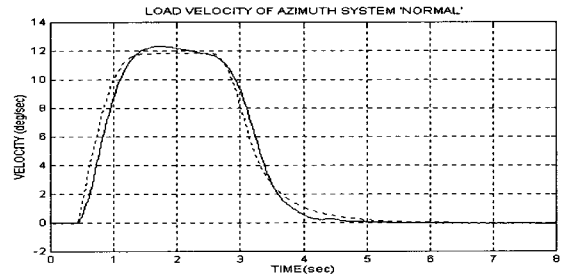
III. 구동/제어시스템 단순화연구

1. 제어기 각요소의 영향분석 및 고찰

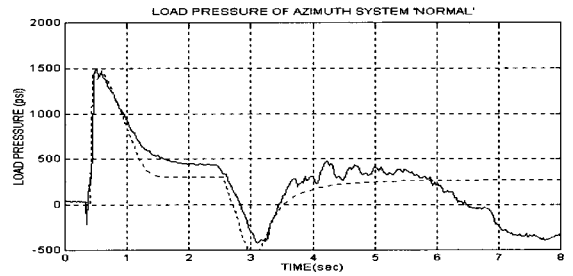
본 제어장치는 짧은 개발일정을 만족하기 위해 유사장



(a)



(b)



(c)

그림 12. (a) 角위치 그래프(실선: 실험치, 점선: 시뮬레이션), (b) 角속도 그래프(실선: 실험치, 점선: 시뮬레이션), (c) 차동압 그래프(실선: 실험치, 점선: 시뮬레이션).

Fig. 12. (a) Graph of angular position (Solid: Experimental, Dashed: Simulation), (b) Graph of angular velocity (Solid: Experimental, Dashed: Simulation), (c) Graph of load-pressure (Solid: Experimental, Dashed: Simulation).

비의 제어시스템을 철저한 분석 없이 적용함으로써 제어기 구성품중 당 시스템의 제어목적에 부합되지 않는, 기능이 불투명한 요소들이 포함되어 있다. 이들의 기능 및 영향을 정성적으로 분석해 보고 불요하다고 판단되는 요소는 삭제하여 구동/제어 시스템을 단순화/최적화 하고자 한다. 서보밸브 입력전류에 영향을 주고 있는 요소들은 그림 8과 같은데 그 각각의 요소들에 대한 영향을 시뮬레이션을 통해 알아본다.

1.1 차동압 피드백의 영향분석 및 고찰

차동압 피드백은 구동환경이 매우 다이내믹한 시스템에서는 효과가 있을 것으로 사료되나 본 시스템의 구동환경은 대형 부하이기는 하나 매우 단순로운 단축(SINGLE AXIS) 스텝입력 형태의 명령이 주어지므로 크게 효과가 없을 것으로 판단되어 먼저 시뮬레이션에서 차동압 피드백 부분을 제거하여 보았다. 그 결과 선도는 그림 13과 같다. 그림 12와 비교하여 육안으로는 전혀 변동을 확인할 수 없고 데이터를 비교할 시 미소한 차이를 확인하였다. 따라서 실제 장비에서도 구조적으로 구동특성에 영향을 주고 있다고 보기는 어렵다.

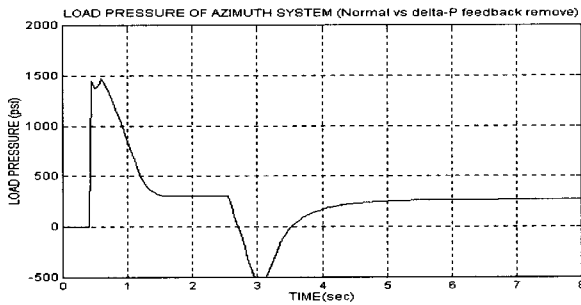


그림 13. 차동압 그래프(실선: 정상, 점선: Δp 피드백 미적용).

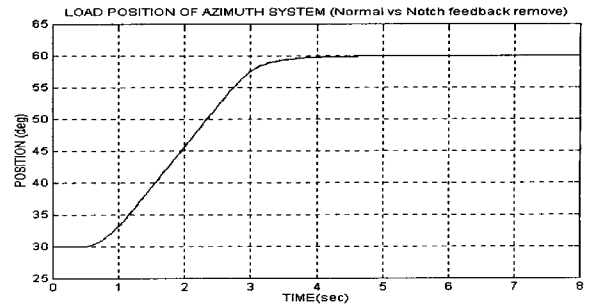
Fig. 13. Graph of load-pressure(Solid: normal, Dashed: Δp -elimination).

1.2 노치(notch) 필터의 영향분석

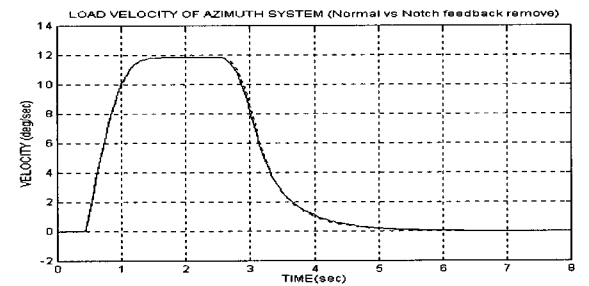
노치 필터 제거시 시뮬레이션 결과 및 실험 결과는 그림 14와 같다. 그림 12와 비교하여 육안으로 구별할 수 있는 정도의 미소한 차이는 있으나 전반적으로 매우 유사하다. 그러나 필터류는 시뮬레이션으로는 특성파악이 곤란하므로 실제 실험을 거쳐서 실험데이터를 충분히 검토후 제거 여부를 최종 판단하는 것이 필요하다. 여기서 알 수 있는 것은 본 노치 필터가 실제 장비의 구조적인 구동특성 개선을 위해 사용된 것은 아니라는 것이 판단되었으며, 차라리 지연요소가 제거되므로써 위치선도에서 알 수 있듯이 구동특성이 좋아지는 것으로 나타났다.

1.3 LPF의 영향분석 및 고찰

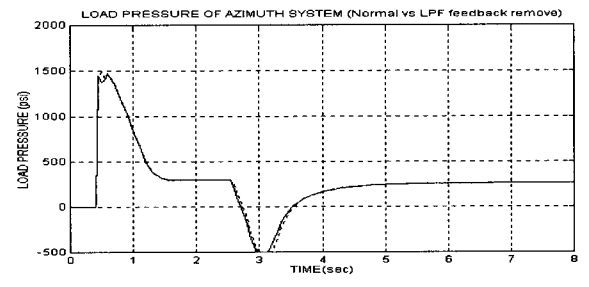
LPF는 고주파수 부분의 신호를 줄이기 위한 목적으로 사용되고 있으나, 본 개발시스템의 LPF 사용여부는 속도 센서의 선정과 관련이 있다. 모델로 삼았던 기계발된 유사 장비의 속도 센서는 GYROSCOPE로서 고주파 성분의 잡음이 문제가 되었을 것이나, 본 시스템의 속도센서로는 TACHOMETER(Venitron 社 제품)을 쓰고 있는데 센서 및 ELECTRONICS 부분의 신호가 다소 지연이 되기는 하나 신호 자체는 양호하여 LPF 부분의 제거가 가능할 것으로 판단된다. LPF 제거시 시뮬레이션 결과 및 실험결과의 비교는 그림 15로 그림 12와 비교하여 육안으로 구별할 수 있는 정도의 미소한 차이는 있으나 전반적으로 매우 유사하다. 오히려 지연요소가 제거되므로써 위치선도에서 알 수 있듯이 구동특성이 좋아지는 것으로 나타났다.



(a)



(b)



(c)

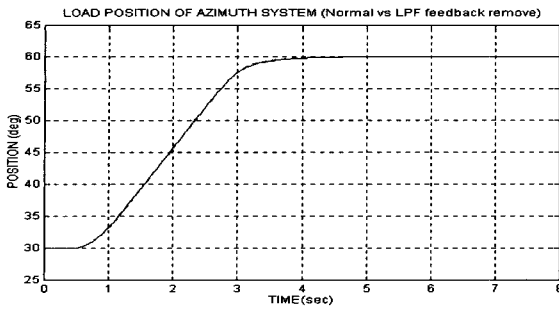
그림 14. (a) 각위치 그래프(실선: 정상, 점선: 노치필터 미적용), (b) 각속도 그래프(실선: 정상, 점선: 노치필터 미적용), (c) 차동압 그래프(실선: 정상, 점선: 노치필터 미적용).

Fig. 14. (a) Graph of angular position(Solid: normal, Dashed: Notch-elimination), (b) Graph of angular velocity(Solid: normal, Dashed: Notch-elimination), (c) Graph of load-pressure(Solid: normal, Dashed: Notch-elimination).

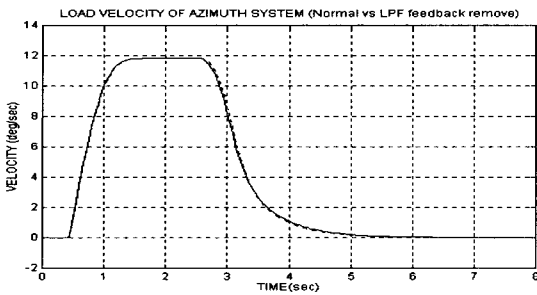
1.4 단순화 영향분석 및 고찰

1차 시제품에서 위 3가지 제시안에 대한 실험을 진행하여 노치필터 및 LPF를 제거하고 실험을 수행한 결과 구동 특성상의 미소한 변화가 있기는 하나 요구성능을 만족함을 확인하였고, 차동압 피드백 부분은 HPF-2를 제거한 후에도 성능상의 변화가 없음을 확인하였다.

그 결과를 그림 16, 그림 17에 도시하였는데 그림 16은 HPF-2를 제거한 후의 실험결과이고 그림 17은 Notch Filter를 제거한 후의 실험결과이다. 시스템 공급 압력이



(a)



(b)

그림 15. (a) 각위치 그래프(실선: 정상, 점선: 저역통과 필터 미적용), (b) 각속도 그래프(실선: 정상, 점선: 저역통과 필터 미적용).

Fig. 15. (a) Graph of angular position(Solid: normal, Dashed: LPF-elimination), (b) Graph of angular velocity(Solid: normal, Dashed: LPF-elimination).

400 psi 정도 높아지고 주요 파라메타들의 조정이 이루어진 상태이며, 측정 또한 서로 다른 메카니즘에 의해 이루어졌으므로 본 실험결과와 직접 비교하기는 곤란한 실정이나, 필터 부분을 제거함으로써 인한 성능상의 저하현상은 없음을 확인하였다.

IV. 결론

이상의 이론해석 및 실험결과, 비교연구를 통해 본 대형 부하 구동/제어 시스템의 성능을 추정할 수 있는 시뮬레이션 툴(TOOL)을 확보하였고, 이를 이용하여 개발된 장비의 구동/제어 시스템을 단순화/최적화 할 수 있는 가능성

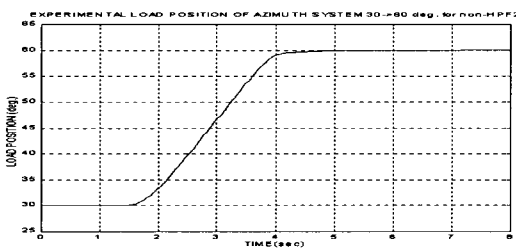


그림 16. 角위치 그래프(2차 고역통과 필터 미적용).
Fig. 16. Graph of angular position(second HPF elimination).

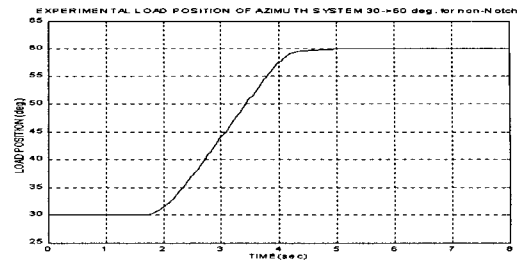


그림 17. 각위치 그래프(노치필터 미적용).
Fig. 17. Graph of angular position(notch Filter Elimination).

을 다음과 같이 제시한다.

첫째, 차동압 피드백 부분을 제거하고 실험을 수행하여 제거전 실험결과와 비교하여 성능상 문제가 없다고 판단될 경우, 차동압 센서 및 관련 Electronics 부분을 삭제,

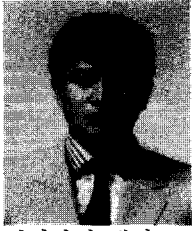
둘째, 노치 필터를 제거하고 실험을 수행하여 제거전 실험결과와 비교를 통해 성능상의 문제가 없다고 판단될 경우, 관련 Electronics 부분을 삭제,

셋째, 속도센서 피드백 부분의 LPF를 제거하고 실험을 수행하여 제거전 실험결과와 비교를 통해 성능상의 문제가 없다고 판단될 경우, LPF 부분의 관련 Electronics 부분을 삭제한다.

위 3가지 제시안에 대하여 2차 시제품에서는 노치필터 및 LPF를 제거하고 또한 차동압 피드백 부분은HPF-2을 제거한 구동/제어기를 제작, 시험에 투입하여 성과를 거두었다. 짧은 개발기간 및 조기 전력화를 위해 사업일정 단축 위주로 추진되었던 바, 불충분한 실험, 실험결과의 체계적이고 집중적인 분석미흡으로 최종적인 결과를 확인하지는 못하였다. 최종 결과는 추후 양산을 진행하면서 계속할 예정이다.

참고문헌

- [1] H. E. Merritt, *Hydraulic Control System*, John-Wiley & Sons., pp. 53~149, 1967.
- [2] 이만형, “대부하 구동/제어시스템 기초연구” 전반기 중간보고서, pp. 53~72, 1990
- [3] 이만형, “대부하 구동/제어시스템 기초연구” 중간보고서, pp. 2~12, pp. 30~90, 1991.
- [4] 이만형, “대부하 구동/제어시스템 기초연구” 최종보고서, pp. 2~38, 1991.
- [5] 주해호, 이종원, 이만형, “최신 제어공학”, 문운당, pp. 510~570, 1991.
- [6] 윤강섭, “대부하 구동제어시스템의 제어기 설계”, KACC, pp. 1~2, 1993.
- [7] 하재현, “최신유압공학”, 청문각, pp. 39~83, 1992.
- [8] MOOG Technical Bulletin 144, pp. 1~7, 1979.



최 근 국

1981년 부산대 기계설계학과 졸업. 동대학원 석사(1987), 동 대학원 박사 과정 수료(1997). 1989년~현재 삼성항공산업(주) 특수연구소 수석연구원. 관심분야는 대구경 포/포탑 자동 구동 및

제어장치 개발.



이 만 형

1969년 부산대 전기공학과 졸업. 동대학원 석사(1971), 미국 오리건 주립대 전기·컴퓨터공학과 박사(1983). 1975년~현재 부산대학교기계공학부 교수. 관심분야는 메카트로닉스, 비선형제어,

확률제어, 파라메타 추정기법.