

# 구동 링크기구 최적설계 분석 및 대부하 구동 제어 성능추정 프로그램 개발

최근국\*, 이만형\*\*, 안태영\*\*\*

## Optimal Design Analysis of Link-Mechanism and Development of Control Performance Estimation Program for Unbalanced Heavy-Loaded Drive System

Keun Kug Choi\*, Man Hyung Lee\*\*, Tae Young Ahn\*\*\*

### ABSTRACT

The unbalanced heavy-loaded elevation-driving system is composed of link-mechanism, hydraulic cylinder and compensator for the static unbalanced moment of the load. Control and compensation of elevation-driving system is very difficult because these mechanisms imply highly nonlinear properties due to hydraulic fluid characteristics and mechanical rotation of link-mechanism. In this study, through the analysis of the link-mechanism, the optimal design of the link-mechanism is suggested. Also to estimate the control performance of the unbalanced, heavy-loaded servo-controlled system, modeling and simulation of nonlinear system are carried out. To prove the validity of performance estimation program, simulation results are compared with the experimental results. Both results are similar, therefore this program will be helpful to study the improvement of the system control performance.

**Key Words** : Heavy-load(대부하), Elevation Driving Link-Mechanism(고저구동 링크 기구), Servo control system(서보 제어 장치)

### 1. 서론

불균형 대부하 고저구동 메카니즘은 고저/평형 실린더와 부하를 지지하는 회전-링크기구로 구성(Fig. 1)되어 있다. 본 대부하 고저구동장치의 큰 특징은 부하의 지지구조상 정적 불균형 모멘트가 크게 발생하고 있어 이를 상쇄시키기 위한 평형 메카니즘이 부가적으로 요구되고 있다. 평형메카니즘은

고저실린더에 복동/일체형으로 부착된 평형실린더 부와 유공압-축압기로 구성되어 있는데 이에 대한 연구는 참고문헌[7]에 잘 분석되어 있다. 본연구에서는 이미 시험제작되어 시험한 고저구동 링크 기구 분석을 통해 설계보완 방안을 도출하여 구동 메카니즘을 발전시키고자 한다. 또한 대부하이면서 여러 가지 비선형 요소를 내포하고 있는 고저구동/제어 시스템에 대한 비선형 실제 시스템의 거동을 조사하기 위하여 시스템에 내재되어 있는

\* 삼성항공 창원 3사업장

\*\* 부산대학교 기계공학부, 기계기술 연구소

\*\*\* 국방과학 연구소

비선형 요소들을 가능한 한 수학적 모델로 구성하여 실제 고저 구동/제어시스템과 유사한 거동을 나타내는 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 성능추정/향상 연구에 활용할 수 있는 TOOL로 활용하고자 한다.

## 2. 시스템 분석

### 2.1 시스템 개요

본 연구대상 시스템의 개념도는 Fig. 1과 같은데 구동부와 평형부가 일체형으로 구성되어 있으며 유압시스템은 분리/구성되어 있다. 고저 구동부와 평형부를 관통하고 있는 피스톤로드 조립체는 고각별 평형부의 유체량을 변화시키고, 이 변동 유체량이 질소개스가 충전되어 있는 유공압 축압기에 축압되므로써 부하의 고각에 따른 정적 불균형 모멘트를 효과적으로 상쇄시키고 있다.

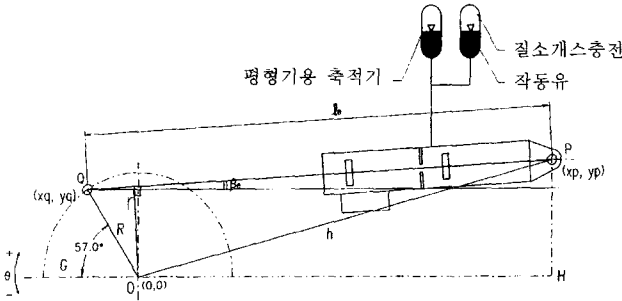


Fig. 1 Schematic diagram of elevation-driving mechanism

### 2.2 고저구동 링크기구 해석

#### 2.2.1 구동 모멘트암(Moment Arm)의 변화

Fig. 1의 링크 기구 분석을 통하여 최적설계 파라메타를 도출해 보고자 한다. 그림에서 실린더/피스톤의 길이변화 및 모멘트 암(Moment Arm)은 다음과 같다.

$$l_{\theta} = \sqrt{(x_p - x_q)^2 + (y_p - y_q)^2} \quad (1)$$

$$r = h \cdot \sin \angle OPQ \quad (2)$$

현재 試製作된 고저구동 링크 기구의 파라메타는 Table 1과 같고 이에 대한 암(Arm) 길이변화를 고

저 구동각에 대하여 그려보면 Fig. 2와 같다.

Table 1. Link-mechanism parameters of prototype

변수 명	Prototype	개선제안
구동 고각 범위	-2.5~70°	좌 동
링크암 길이(in.)	15.98	좌 동
부하/링크 사잇각	57	53
고정 힌지점 좌표(in.)	(70.08, 17.72)	(70.08, 16.85)

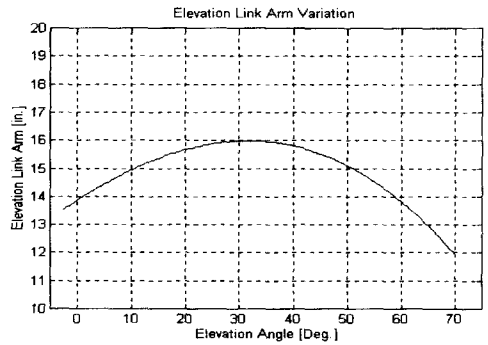


Fig. 2 Variation of moment-arm-length of prototype along the elevation angle

그림에서 보듯이 전체 구동고각 범위에서 모멘트암 길이가 중심각에서 비대칭이며 60~70° 구간에서 길이가 심하게 짧아지고 있음을 볼 수 있다. 이를 개선하기 위하여 전체 구동고각 범위에서 모멘트암 길이 변화를 최소화 할 수 있는 목표함수를 (3)식과 같이 정하고 이를 만족하도록 설계파라메타를 변화시켜 보았다.

(변화범위는 체계요구 사양을고려 충분히 수용 가능한 범위를 선정하였음.)

$$J = \sum (R - r_i)^2 \quad (3)$$

여기서  $r_i$ : 0.5° 단위로 구동각 분할시

모멘트암 길이

최적값을 얻기 위해 시뮬레이션을 수행한 결과 Table 1의 개선제안 파라메타를 얻었으며, 이에 대한 암길이의 변화를 그려보면 Fig. 3과 같이 개선되어 있음을 알 수 있다.

### 2.3 시스템 모델링

불균형 대부하 고저구동 메카니즘의 기능적 블럭다이어그램은 Fig. 4와 같은데, 실제 시스템의

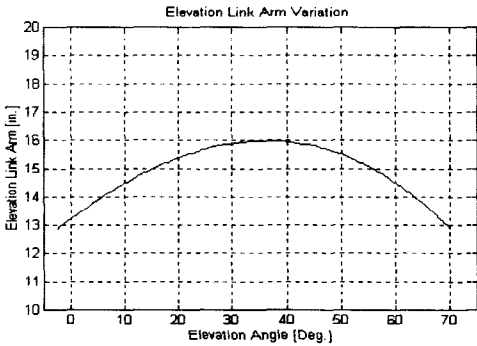


Fig. 3 Variation of moment-arm-length of suggested link-mechanism along the elevation angle

거동특성을 구현하기 위하여 시스템의 비선형 모델을 구성해보면 다음과 같다.

2.3.1 전자제어부 모델링

2.3.1.1 오차신호 발생 및 PID 제어부

구동명령과 현재 각위치를 비교하여 구동오차신호를 만들어 내는 오차신호발생부 및 PID 제어부는 디지털 프로세서를 채용하여 구현하고 있다.

오차신호발생 및 PID 제어부의 세부 블럭선도는 Fig. 5와 같고, 각 파라메타들은 제어시스템 분석연구[2][3][4]에 기초한 기준값으로부터 실험적 시행착오법에 의해 가장 적절한 값으로 선정하였으며 그값은 Table 2와 같다.

2.3.1.2 각속도 피드백부

제어시스템의 속응성 향상을 목적으로 위치제어 폐루프 시스템의 내부루프로써 속도피드백을 적용하고 있으며 블럭선도는 Fig. 6와 같다.

(파라메타 값은 Table 2 참조.)

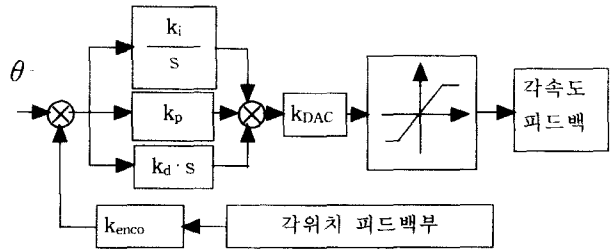


Fig. 5 Block diagram of error signal generation and PID controller

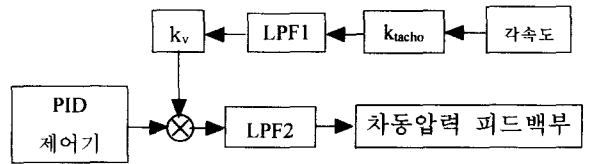


Fig. 6 Block diagram of velocity feedback

2.3.1.3 차동압 피드백부

제어시스템의 감쇄를 증가시켜 부하압력의 지나친 맥동현상을 방지하기 위한 목적으로 차동압 피드백부를 속도피드백부의 내부루프로 적용하고 있으며 블럭선도는 Fig. 7과 같다.(파라메타 값은 Table 2 참조.)

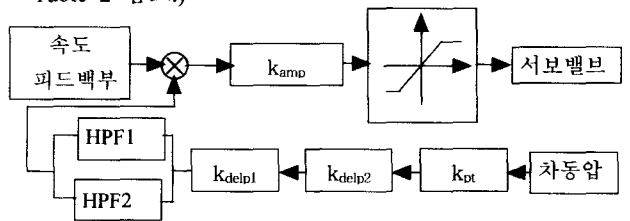


Fig. 7 Block Diagram of Δp feedback

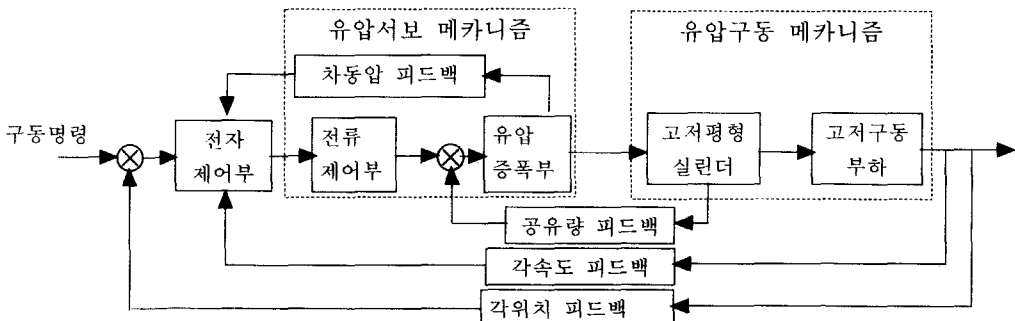


Fig. 4 Functional Block diagram for Heavy-Load Servo-control System

Table 2. Parameters of elevation-driving control system

변 수 명	VALUE	변 수 명	VALUE
서보밸브 전류한계(i)	± 10 mA	속도피드백 게인(k <sub>v</sub> )	0.8
서보밸브 시정수(τ)	0.02857 sec	DAC 게인(k <sub>DAC</sub> )	1.0
서보밸브 스톱 최대변위(x <sub>v</sub> )	0.035 in	엔코더 피드백 게인(k <sub>enco</sub> )	0.143 V/deg
서보밸브 증폭이득(k <sub>s</sub> )	0.0035 in/mA	타코메타 피드백 게인(k <sub>tacho</sub> )	2.17 V/(rad/sec)
유효 작동유 체적(V <sub>oi</sub> =V <sub>1</sub> +V <sub>2</sub> )	328 in <sup>3</sup>	LPF1 주파수	2 Hz
작동유 압축계수(β <sub>e</sub> )	100,000 psi	LPF1 감쇄계수	1.0
실린더 유효단면적(A <sub>p</sub> )	16,534 in <sup>2</sup>	LPF2 주파수	2 Hz
내부 누설계수(c <sub>ip</sub> )	0.0(가정)	LPF2 감쇄계수	1.0
외부 누설계수(c <sub>ep</sub> )	0.0(가정)	차동압 센서게인(k <sub>pt</sub> )	1.21e05 V/psi
부하 쿠울롱 마찰 토크(T <sub>F</sub> )	7080.60 lb <sub>r</sub> -in	압력 피드백 게인1(k <sub>delp1</sub> )	27.2727
부하 관성 모멘트(J <sub>cq</sub> )	123,307,136.10 lb <sub>m</sub> -in <sup>2</sup>	압력 피드백 게인2(k <sub>delp2</sub> )	0.2
부하 점성 감쇠계수(B <sub>cq</sub> )	44,400.45 lb <sub>r</sub> -in-sec/rad	HPF1 주파수	0.56
유량계수(C <sub>d</sub> )	0.61	HPF1 감쇄계수	0.1 Hz
서보밸브 포트단면적(w)	0.810 in <sup>2</sup> /in	HPF1 출력게인	1.0
유압유 밀도(ρ)	8.234e-5 lb <sub>r</sub> -sec <sup>2</sup> /in <sup>4</sup>	HPF2 주파수	0.67
제어기 비례게인(k <sub>p</sub> )	4.0	HPF2 감쇄계수	3.3 Hz
제어기 적분게인(k <sub>i</sub> )	0.0001	HPF2 출력게인	1.0
제어기 미분게인(k <sub>d</sub> )	0.0		

### 2.3.2 유압서보 메카니즘

#### 2.3.2.1 전류제어부

본 시스템에 사용된 유압서보밸브는 2段 형식의 유량제어 서보밸브로 플랜트의 중량 및 관성량에 비하여 응답속도가 빠르므로 서보밸브 1段部를 간단한 1차 지연요소로 모델링 하였으며 식(4)와 같다. (파라메타 값은 Table 2 참조.)

$$x_v = \frac{k_s}{1 + \tau \cdot s} i \quad (4)$$

#### 2.3.2.2 유압증폭부

Fig. 8의 부하유량(Load Flow: Q1,Q2)에 대한 서보메카니즘의 비선형 유량방정식<sup>[1]</sup>은 (5),(6)과 같다.

$$Q_1 = C_d \cdot w \cdot x_v \sqrt{2 \cdot \Delta P_1 / \rho} \quad (5)$$

$$Q_2 = C_d \cdot w \cdot x_v \sqrt{2 \cdot \Delta P_2 / \rho} \quad (6)$$

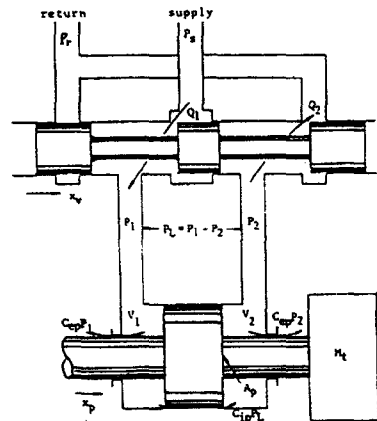


Fig. 8 Schematic diagram of valve/cylinder system

### 2.3.3 유압구동 메카니즘

#### 2.3.3.1 유압실린더

고저 유압실린더 주위의 챔버별 유량방정식<sup>[1]</sup>은 (7),(8)식과 같다. 2.3.2.2절 및 본절에서 유도된 식을 이용하여 실린더 양 챔버별로 정리하여 계통

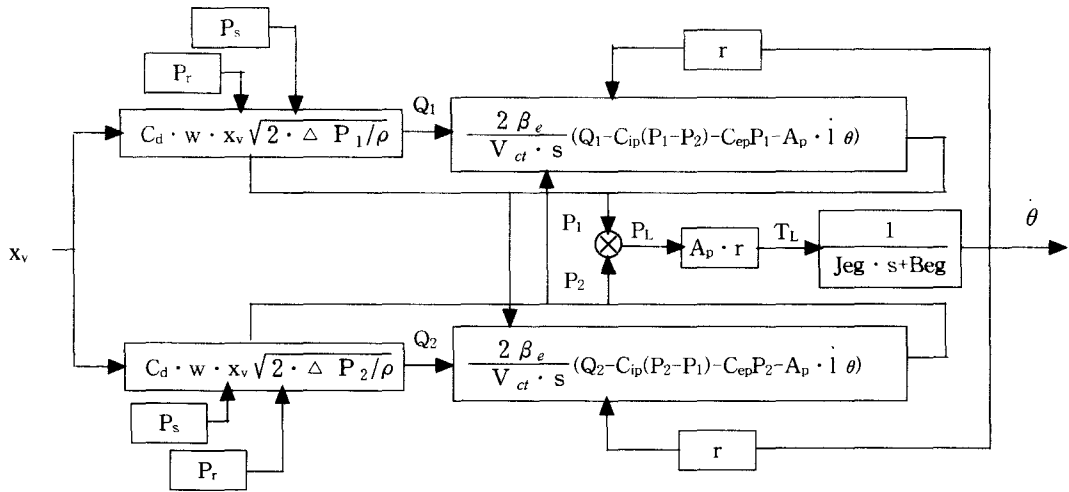


Fig. 9 Schematic diagram of hydraulic amplifier and driving mechanism

도를 그려보면 Fig. 9와 같다.

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 dP_1}{\beta_e dt} \quad (7)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2 dP_2}{\beta_e dt} \quad (8)$$

### 2.3.3.2 링크기구

링크기구의 모멘트암 (r)은 구조상 구동각  $\theta$ 의 비선형 함수로서 고각에 따른 r의 변화는 Fig. 2와 같다.

### 2.3.4 불균형 모멘트 미보상

유압압 평형 메카니즘으로 큰 정적 불균형 모멘트를 적절히 상쇄시켜야 하나 완전히 상쇄되지 못한 미보상 모멘트가 남게되어 시스템에 악영향을 끼치게 된다. 이에 대한 이론적 해석은 참고문헌 [7]에 잘 기술되어 있으며 본논문에서는 실제 고저구동실험을 통해 확보된 실측 데이터를 분석하여 고각별 불평형 모멘트에 대해 커브피팅을 수행하여 모델링 하였다. 미보상 압력은 식(9)와 같고 그 변화는 Fig. 10과 같으며, 블록선도는 Fig. 11과 같다.

$$P_{unb} = 0.00624 \theta^4 - 0.8324 \theta^3 + 41.542 \theta^2 - 922.877 \theta + 7502.308 \quad (9)$$

### 2.3.5 쿠울롬 마찰토포크

대부하 고저구동장치의 운동부는 베어링등을

사용하여 마찰이 극소화 되도록 설계되어 있다. 실제 시스템에서는 측정하기 곤란한 량으로 시뮬레이션 프로그램 튜닝시 조정하였다. 블록선도는 Fig. 12와 같다.

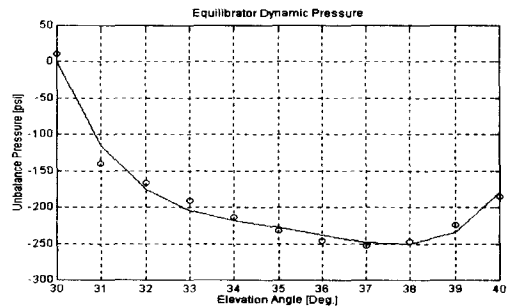


Fig. 10 Curve-fitting for unbalanced pressure of equilibrator (○: Unbalanced pressure)

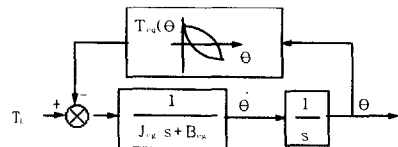


Fig. 11 Block diagram of unbalanced pressure of equilibrator

### 2.3.6 구동부하 모델링

고저구동부의 운동방정식은 (10)식과 같고

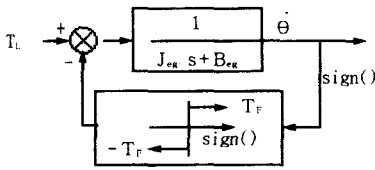


Fig. 12 Block diagram of Coulomb friction torque

$$J_{eq}\theta \cdot s^2 + B_{eq}\theta \cdot s = A_p \cdot r \cdot P_L - A_p \cdot r \cdot P_{unb} - T_F \quad (10)$$

여기서  $J_{eq}$ 는 EMS 모델링 결과를 사용했으며,  $B_{eq}$ 는 실제 시스템에서는 측정하기 곤란한 량으로 시뮬레이션 프로그램 튜닝시 조정하였다.

### 2.3.7 유압동력 발생부

대부하 고저구동장치에 유압동력을 공급해주는 유압발생장치는 소요전력 절감을 위해 마력일정형 유압펌프를 적용하였다. 공급되는 유압동력은 Fig. 13과 같고 Piece-Wise 선형함수로 모델링하여 시스템에 입력하였다.

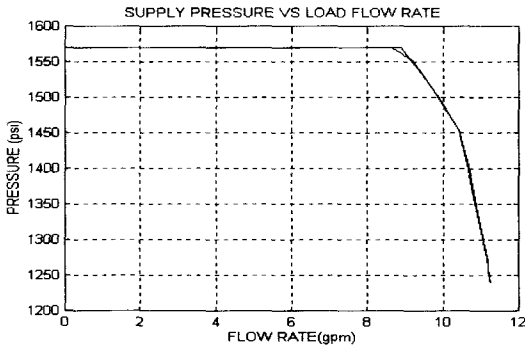


Fig. 13 Diagram of hydraulic Power supply

### 2.3.8 모델링 종합

대부하 고저구동장치의 각 구성품별 수학적 모델링 결과는 2.3.1~ 2.3.7절 까지 블록선도를 종합하므로써 구성할 수 있다.(전체 블록선도는 보안상 공개 제한으로 본문에 제시할 수 없음을 양해하여 주시기 바랍니다.)

## 3. 성능추정 시뮬레이션 프로그램 개발

2.3절의 시스템 모델링결과를 종합하여 불균형 대부하 고저 구동/제어 시스템의 성능추정 시뮬레

이션 프로그램을 개발하였다.<sup>[2][3][4]</sup>

### 3.1 성능추정 프로그램의 시뮬레이션 결과 및 실험결과 비교 고찰

성능추정 프로그램의 시뮬레이션 결과 및 실험 결과는 Fig. 14와 같다.

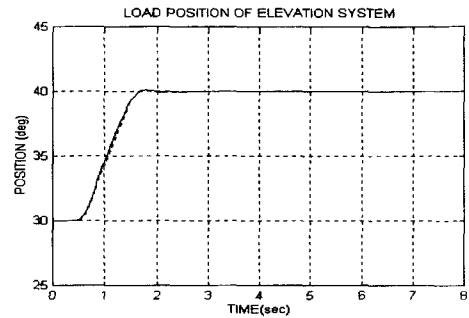


Fig. 14.(a)

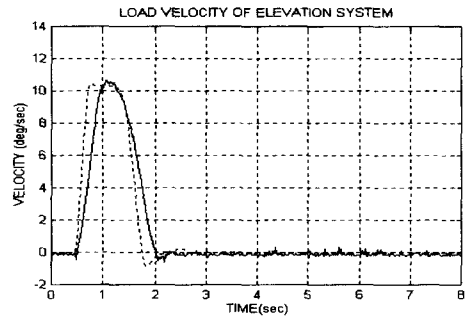


Fig. 14.(b)

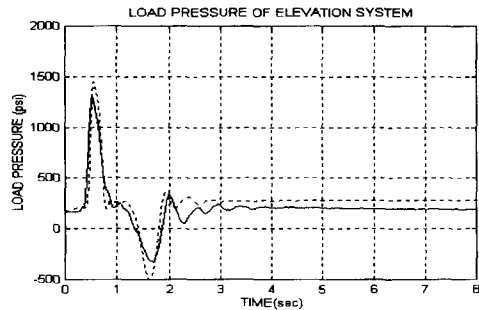


Fig. 14.(c)

Fig. 14 Comparison between experimental and simulation results of elevation-driving (solid: experimental, dotted: simulation)

Fig. 14(a)는 부하위치 선도로서 실험결과와 시물레이션 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Fig. 14(b)는 부하속도 선도로서 시물레이션 결과와 실험결과가 다소 다른 양상을 보이고 있다. 프로그램 튜닝 기간중 실험결과와 같은 기율기의 속도선도를 얻기 위해 가속도에 가장 지배적인 영향을 미치는 관성을 증가시켜 보았는데 실제 계산에 의한 추정치(Table 2.)의 1.8배에 해당하는 218,696,320 lb<sub>m</sub>-in<sup>2</sup>가 되어야 비슷한 기율기의 프로파일(profile)이 얻어짐을 확인하였다. 따라서 현재로서는 속도 측정센서인 타코메타의 신호처리 다이내믹에 문제가 있는 것으로 추측된다. Fig. 14(c)는 부하압력 선도로서 부하압력이 Table 2의 구동/제어 성능관련 주요 시스템 파라메타의 변화에 매우 민감한 시스템 상태변수임을 감안한다면 시물레이션 결과와 실험결과가 잘 일치하고 있다는 것을 판단할 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 불균형 대부하 고저구동장치의 메카니즘 설계 개선, 구동/제어 성능 추정 시물레이션 프로그램을 개발하기 위하여 다음과 같은 연구를 수행하였다.

첫째, 현재 試製作된 고저구동 링크 기구의 분석을 통한 최적설계 방안을 도출하여 기구설계의 발전 방향을 제시하였고,

둘째, 비선형 실제 시스템의 거동을 조사하기 위하여 시스템에 내재되어 있는 비선형 요소들을 고려하여 실제 고저구동/제어시스템과 유사한 거동을 나타내는 시물레이션 프로그램을 개발, 수백회의 시물레이션 튜닝과정을 거쳐 프로그램을 수정/보완하여 성능추정이 가능한 시물레이션 프로그램을 개발하였다.

본 연구결과를 향후 구동/제어 성능개선에 적절히 활용한다면 별도의 H/W 구동실험을 하지 않고서도 고저구동/제어 시스템의 성능을 향상시킬 수 있는 연구를 수행할 수 있을뿐 아니라 기능부품의

변경에 따른 구동/제어 시스템 성능상의 변화 경향도 파악할 수 있을것으로 판단되어 향후 성능향상을 위한 개발 TOOL로써 많은 활용을 기대한다.

#### 참고문헌

1. H.E. Merritt, "Hydraulic Control System," John - Wiley & Sons. 1967.
2. 이만형, "대부하 구동/제어시스템 기초연구," 전반기 중간보고서, 1991.
3. 이만형, "대부하 구동/제어시스템 기초연구," 중간 보고서, pp. 2~12, pp30~90,1991.
4. 이만형, "대부하 구동/제어시스템 기초연구," 최종 보고서, pp. 2~38,1991.
5. 주해호, 이종원, 이만형 "최신 제어공학," 문운당, pp463~466, 1991.
6. 윤강섭, "대부하 구동제어시스템의 제어기 설계," pp 1~2, 1993.
7. 김동현, "고저 구동실린더/평형기 최적화 설계 연구," pp1~4, 1996.
8. 손병진, 강명순, 박영조 "유압공학," 희중당, 1987.
9. 박태규, 송창섭, 김세창, "과잉 감쇄반응을 나타내는 전기유압식 서어보시스템의 위치 제어," KACC, 1987.
10. 이상열, 문의준, "비선형 디지털 시물레이션에 의한 유압서보 시스템 해석," KACC, 1987.
11. 김영대, 이대옥, 심재윤, "대부하 전기유압 시스템의 부하압력 피드백에 관한연구," KACC, 1987.