

## 동축 회전형 스폴을 가진 전기 유압 서어보 위치 제어기를 이용한 크레인의 원격제어

◦ 김흥집\* 김경진\*\* 현용근\* 서일홍\* 오상록\*\*\*  
 \* 한양대학교 \*\* 광림기술연구소 \*\*\* 한국과학기술원

### Remote Control Scheme for Cranes using Electro-Hydraulic Servo Positioner with Coaxial Rotary Spool

H. J. KIM\* K. J. KIM\*\* W. K. HYEN\* I. H. SUH\* K. J. KIM\*\*\*  
 \* Hanyang Univ. \*\* Kanglim Co., LTD. \*\*\* KAIST

#### ABSTRACT

A position control system is developed for an electro-hydraulic servo actuator with coaxial rotary spool, where the actuator is controlled by stepping motor. The position control system is utilized to develop the wireless remotely controlled crane system. And remote engine control system is also developed. Finally, to show the validity of this system, some experimental results and field test results are presented.

#### 1. 서론

유압기술의 응용분야는 공작기계, 농기계, 선박, 항공기, 유도탄, 인공위성 및 인공심장에 이르기까지 광범위하게 이용되고 있으며, 소형으로 강력한 힘을 필요로 하는 곳에서는 타 구동장치와 비교가 되지 않을 정도로 많은 장점을 가지고 있다.[1] 특히, 전기유압식 서어보시스템은 1940년대 후반에 최초로 우주선에 사용할 목적으로 개발되었으며, 관성이 크거나 부하가 큰 장치에 대해서도 높은 정밀도와 빠른 응답을 얻을 수 있기 때문에 다른 어느 형태의 제어장치보다 월등한 성능을 가지고 있다.[2]

근래 반도체산업의 혁명적인 발달로 인한 마이크로 프로세서(micro processor)의 출현으로 제어 분야는 괄목할 만큼 종래의 아날로그(analog) 제어 방식에서 디지털(digital) 제어 방식으로 변환 되어지고 있는 추세이다. 마이크로 프로세서가 제어분야에서 광범위하게 이용되고 있는 근본적인 이유는 소형화, 안정성, 높은 적응력, 고신뢰도, 저렴한 가격 및 저전력 소모등의 많은 장점을 가지고 있기 때문이다.[3][4][5]

이러한 마이크로 프로세서의 발달과 고조되고 있는 유압기계들의 자동화 및 원격조정 필요성에 따라 응답특성 및 유량을 정밀하게 제어할 수 있는 디지털 방식의 제어밸브가 개발되었으며, 관성이 크거나 부하가 큰 장치에 대해서도 높은 정밀도와 빠른 응답을 얻을 수 있고 다른 형태의 제어장치보다 우수한 디지털신호를 전기유압 제어밸브의 입력으로 직접 이용하기 때문에 밸브출력이 대단히 안정된다. 특히, 디지털신호에 의해 시간기능을 제어인자의 하나로써 제어 프로그램에 도입할 수 있기 때문에 종래에 볼수 없었던 간단한 시스템구성이 가능하며 세련된 방법으로 프로그램제어를 할 수 있다.

본논문에서 개발된 시스템은 유압식 크레인의 사용자 작업조건에 대한 적응능력의 극대화를 도모하기 위한 유선 및 무선 원격 조정장치로서 전자기술과 유압 서어보기술의 조합으로 높은 정밀도와 안정성을 고려한 장비이다. 비상시 크레인의 작동을 즉시 정지시킬 수 있는 비상정지기능, 원격 및 수동의 동시 조작기능, 오류 데이터 수신시 자동작동을 위한 기능, 6속밸브를 동시에 속도제어하기 위한 유압 서어보시스템 개발과 이의 제어를 위한 기능등을 위하여 전자적인 처리와 기계적인 처리를 병행하였으며 필드 테스트

(field test)를 통한 기술적인 개선이 있었다. 특히 유압서어보시스템은 스텝핑모터를 이용하여 정밀하게 위치 제어되고, 증폭된 힘으로써 유압밸브의 개폐도를 결정, 크레인의 속도를 조절할 수 있는 유압 서어보기구이다.

또한, 현재 일본, 미국, 스웨덴 등 선진국에서 오토 악셀(auto-accel : automatic acceleration)이라는 이름으로 시판되고 있는 에너지 절감형 유압구동장치는 기계적인 구조로써 엔진의 적절한 출력을 제어하는 반면, 본논문에서는 마이크로 프로세서를 이용하여 엔진의 출력을 제어하는 장치를 개발하였다.

#### 2. 액츄에이터의 해석

##### 2.1 작동원리

유압서어보시스템은 스텝핑모터 드라이브에서 출력되는 디지털신호를 입력으로 하여 제어 밸브(control valve)의 개폐정도를 조절하는 외력을 출력으로 변환하는 시스템으로써 스텝핑모터와 유압기기로 구성된 변위제어 액츄에이터와 감압 밸브와 덤프 밸브(dump valve) 및 주 제어 밸브(main control valve)로 이루어진다.

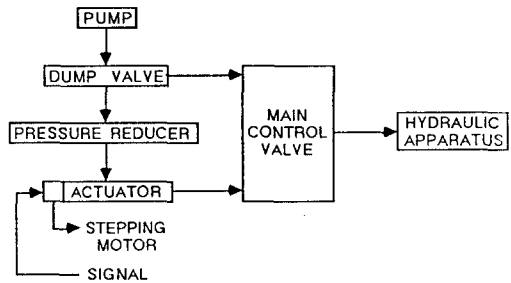
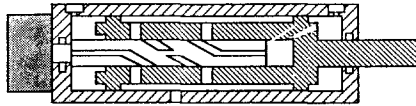
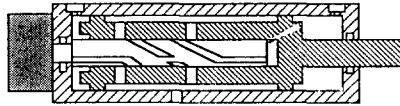


그림 2.1 유압서어보시스템 주변 유압장치 블록도  
 Fig. 2.1 Block diagram of hydraulic servo system

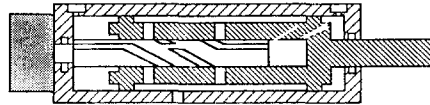
그림 2.1에서 서어보 액츄에이터로 유입되는 작동유는 주 제어 밸브의 부하량에 관계없이 덤프 밸브와 감압 밸브의 작동으로 일정하게 제어되며 서어보 액츄에이터의 비례 위치 제어는 스텝핑모터의 회전자와 고정자간의 전자 흡입력에 의한 스텝각에 의해 이루어진다. 감압 밸브는 액츄에이터의 정상 작동을 위해 주 제어 밸브의 부하 변동에 따른 펌프 토출 압력의 변동에 무관하게 서어보액츄에이터로 유입되는 작동유의 압력을 일정한 범위내로 유지시킨다. 또한 덤프 밸브는 비상시나 시스템 정지시 펌프를 무부하상태로 유지시키고, 작동중 부하가 감소되더라도 펌프의 토출압을 설정된 최소 압력이하로 떨어지지 않도록 배압을 걸어주며 수동조작시 서어보액츄에이터로 통하는 유로를 차단하여 무부하 상태로 되지 않도록 한다. 그림 2.2는 동축회전형 스폴(spools)을 가진 유압 서어보 액츄에이터의 작동원리이다.



(a) 중립상태  
(a) Neutral state



(b) 스푼이 시계방향으로 회전된 상태  
(b) State rotated spool clockwise



(c) 스푼이 반시계방향으로 회전된 상태  
(c) State rotated spool counterclockwise

그림 2.2 유압 서보 액츄에이터  
Fig. 2.2 Hydraulic servo actuator

2.2 해석적 모델

동축회전형 스푼을 가진 액츄에이터의 위치제어에 따른 수학적해석을 위하여 그림 2.2의 액츄에이터를 그림 2.3과 같이 모델화 하였다. 또한 시스템의 단순화와 이론적인 해석을 위하여 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- 1) 액츄에이터에 공급되는 공급압력  $P_s$ 는 일정하다.
- 2) 스푼의 변위각은 입력펄스에 정비례한다.
- 3) 실린더실에서의 압력손실은 없다.
- 4) 오링(o-ring)에 의한 마찰력은 없다.
- 5) 작동유의 점도와 밀도의 변화는 없다.
- 6) 작동유온도의 변화에 따른 점성의 변화는 없다.
- 7) 오리피스(orifice)의 유량계수는 Von Mises의 이론에 근거하여 0.61로 한다.
- 8) 피스톤(piston)의 작동실과 배압실은 구조적으로 대칭이다.
- 9) 탱크(tank)측 압력은 대기압이다.
- 10) 누유량은 없다.

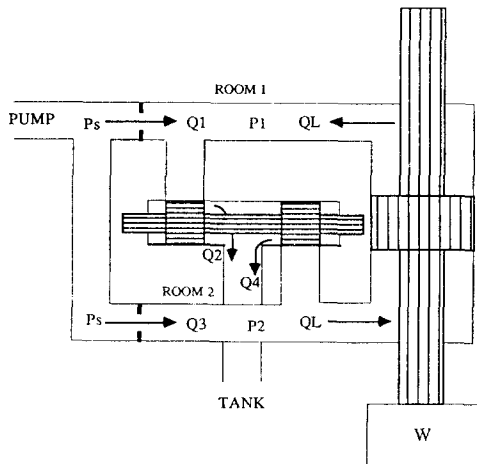


그림 2.3 모델화된 액츄에이터  
Fig. 2.3 Modeling of actuator

2.3 계의 기본 방정식

2.3.1 스푼(spool)

(가) 오리피스에서의 유량방정식

스푼이 중립위치로부터 양의 방향으로 변위되었다고 가정한다. 정상상태에서 두밸브실에 대하여 연속방정식을 적용하면

$$Q_1 = Q_2 - Q_3 \quad \therefore Q_4 = 0 \quad (2.1)$$

$$Q_1 = Q_3 - Q_4 = Q_3 \quad \therefore Q_4 = 0 \quad (2.2)$$

밸브 오리피스를 통하여 흐르는 유량은 압력강하의 제곱근에 비례하고, 오리피스 개도에 비례하므로 유량방정식은 다음과 같다.

$$Q_1 = C_{d0}A_o \sqrt{2/\rho(P_s - P_t)} \\ Q_2 = C_d A(x) \sqrt{2/\rho(P_1 - P_t)} \quad (2.3)$$

$$Q_3 = C_{d0}A_o \sqrt{2/\rho(P_s - P_2)}$$

여기서

$C_{d0}, C_d$  : 유량계수

$A_o, A(x)$  : 오리피스 개구 면적

$P_1$  : 오리피스 입구 압력

$P_2$  : 탱크 압력

오리피스의 개구면적은 원형포트의 변위에 대하여

$$A(x) = (1/\pi) [\cos^{-1}(1-2x/D) - 2(1-2x/D)\sqrt{x/D - (x/d)^2}] \\ 0 \leq x \leq D \quad (2.4)$$

이고

$$Q_2 = C_d (1/\pi) [\cos^{-1}(1-2x/D) - 2(1-2x/D)\sqrt{x/D - (x/d)^2}] \\ \sqrt{2/\rho(P_1 - P_t)} \quad (2.5)$$

이다.

여기서

$D$  : 포트의 직경

$x$  : 실제 오리피스의 개도

(나) 스푼에 생기는 유동력 계산

본 액츄에이터의 특성상 스푼에 미치는 유동력은 공급실에서는 생기지 않고 배압실에서만 생기게 된다.

그림 2.3처럼 모델링된 스푼에 운동량이론을 적용하면

$$k = \int_C s v \rho dA + \partial/\partial t \int_C s v \rho dV \quad (2.6)$$

$x$ 방향성분은  $k_x$ 라 하면

$$k_x = \rho Q_2 V_3 \cos\theta + \rho L A(x) dV_3/dt \\ = 2C_d (VA_x (P_1 - P_t) \cos\theta + LC_d W \sqrt{2/\rho(P_1 - P_t)} dx/dt) \quad (2.7)$$

여기서  $A(x) = Wx$ 로 표시하였다.

유체가 스푼에 미치는 힘  $F_r = -K_r$ 이므로

$$F_r = -C_d C_r (1/\pi) [\cos^{-1}(1-2x/D) - 2(1-2x/D)\sqrt{x/D - (x/d)^2}] \\ (P_1 - P_t) \cos\theta - LC_d W \sqrt{2/\rho(P_1 - P_t)} dx/dt \quad (2.8)$$

(다) 스푼의 운동방정식

점성 저항력  $F_v$ 는 다음과 같이 표시된다.

$$F_v = \mu A_s (1/\Delta C_1) dx_s/dt \quad (2.9)$$

여기서

$\mu$  : 점성 계수

$A_s$  : 스푼의 단면적

$\Delta C_1$  : 스푼과 피스톤 사이의 간극

그러므로 운동 방정식은

$$M_s d^2x/dt^2 = -\mu A_s (1/\Delta C_1) dx_s/dt + F_r \\ = -C_d C_r (1/\pi) [\cos^{-1}(1-2x/D) - 2(1-2x/D)\sqrt{x/D - (x/d)^2}] \\ (P_1 - P_t) \cos\theta - LC_d W \sqrt{2/\rho(P_1 - P_t)} dx/dt \quad (2.10)$$

2.3.2 피스톤

(가) 작동실내에서의 유량 방정식

피스톤운동시 관로를 통해 흘러 작동실내로 유입된 압유의 유량방정식은 다음과 같다.

$$Q_L = A_p dx_p/dt \quad (2.11)$$

$$A_p = \pi(D_p^2 - D_s^2)/4 \quad (2.12)$$

여기서

$D_p$  : 피스톤의 외경

$D_s$  : 스푼의 외경

(나) 배압실내에서의 유량방정식

배압실에서 오리피스를 통해 흐르는 유량  $Q_2$ 는

$$Q_2 = C_d A(x) \sqrt{2/\rho(P_1 - P_t)} \quad (2.13)$$

(다) 연속 방정식

작동실 및 배압실에 연속방정식을 적용하면

$$A_p dx_p/dt + V_1/\beta_0 dp/dt = Q_3 = C_{40} A_{01} \sqrt{2/\rho(P_s - P_2)}$$

$$A_p dx_p/dt - V_1/\beta_0 dp/dt = Q_2 = C_d A(x) \sqrt{2/\rho(P_1 - P_t)} \quad (2.14)$$

여기서  
 $\beta_0$  : 체적 탄성 계수  
 $V_1 = V_0 + A_p x_p$  : 작동실 체적  
 $V_2 = V_0 - A_p x_p$  : 배압실 체적  
 (라) 피스톤의 운동 방정식  
 피스톤에 영향을 줄 수 있는 힘은 작동실과 배압실 간의 압력차에 따른 차이힘(difference force), 외력 및 마찰력으로써 점성저항력  $F_v$ 는

$$F_v = \mu A_p (1/\Delta C_2) dx_p/dt \quad (2.15)$$

운동 방정식을 적용하면

$$M_p d^2x/dt^2 = -\mu A_p (1/\Delta C_2) dx_p/dt + A_p (P_1 - P_2) - W \quad (2.16)$$

여기서  
 $\Delta C_2$  : 피스톤과 몸체와의 간극  
 $W$  : 피스톤에 작용하는 외력

### 3. 액츄에이터의 제어장치

#### 3.1 크레인(crane)의 원격제어

스테핑모터 제어는 크레인 액츄에이터의 피스톤을 위치 제어하여 크레인의 멀티플 밸브(multiple valve)에 유입되는 유량 즉, 크레인이 움직이는 속도를 제어하게 된다. 여기서 지령신호는 송신기로부터 유선 또는 무선으로 전송되며 전송된 신호는 MCU8051에서 해석되어 스텝핑모터를 구동시키는 디지털 신호로 변환되어 진다. 크레인 원격제어의 전체구성은 그림3.1과 같다.

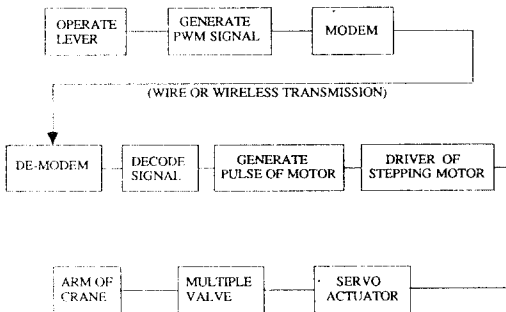


그림3.1 크레인 원격제어의 전체구성도  
 Fig.3.1 Block diagram of remote control for cranes

#### 3.1.1 신호 발생부

크레인을 작동하는 구동속은 일반적으로 6개속으로 이루어진다. 따라서 크레인을 제어하는 신호는 6개속에 대한 '+' 방향과 '-' 방향의 12개신호와 경적을 울리기위한 혼(horn)신호 및 엔진을 원격제어하기 위한 신호 등 14개의 신호가 있으며, 이신호들의 시작을 표시하는 동기신호(synchronize signal)와 함께 하나의 프레임(frame)을 이룬다. 이와같은 신호는 조정자가 6개의 레버(lever)와 2개의 스위치를 조작함으로써 발생된다. 이들신호는 그림3.2의 과정을 거쳐서 펄스폭 변조(pulse width modulation : PWM)신호로 생성되어 수신부로 전송된다.

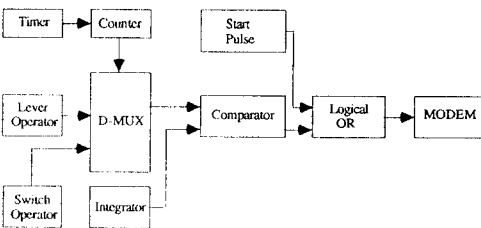


그림3.2 송신부 블럭도  
 Fig.3.2 Block diagram of transmission unit

#### 3.1.2 신호 해석부

송신부에서 수신부로 전송된 PWM신호는 반전되어 MCU 8051로 입력된다. 반전된 PWM신호의 '1'상태를 계산하여 계산된 값이 10ms이상이면 그신호를 시작신호로 하고 그다음부터 계산되는 신호는 각각 레버1에서 레버6까지 그리고 경적 및 엔진제어 신호로 할당되어져 MCU8051 내부 기억장치에 저장되어진다. 이에 대한 흐름도를 그림3.3에 나타내었다.

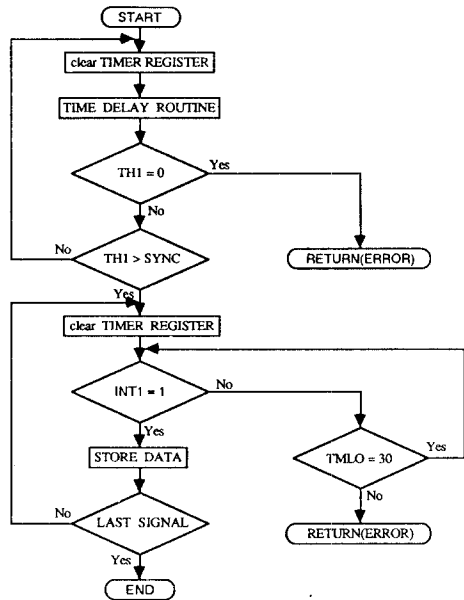


그림3.3 신호처리 흐름도  
 Fig.3.3 Flow chart of signal processing

MCU8051 내부 기억장치에 저장된 임의의 데이터 쌍(data pair)중에서 첫번째 신호는 레버의 '+' 회전방향으로 움직인 양으로 스텝핑모터를 반시계방향으로 움직이는 값이 되고, 두번째 신호는 레버의 '-' 회전방향으로 움직인 양으로써 스텝핑모터를 시계방향으로 움직이는 양이 된다. 이들 각각의 값은 스텝핑모터를  $\pm 45^\circ$ 로 움직일 수 있는 스텝(step)수로 변환되어져 스텝핑모터의 지령값으로 저장된다.

#### 3.2 엔진제어 장치

일반적인 부하감응 시스템은 부하에 따라 펌프의 용량을 가변시키므로 그 조절기능이 1차 구동장치인 엔진의 속도와는 무관하기 때문에 엔진에 그림3.4와 같은 여유마력이 생기게 된다. 따라서 이러한 문제점을 전자기술의 이용으로 보완하였다.

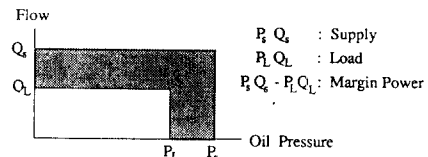


그림3.4 여유마력과 공급마력  
 Fig.3.4 Margin power and supply power

#### 3.2.1 개루프 제어

크레인을 원격조정할 경우 엔진의 분사량은 고정되어 에너지의 손실마력이 생기게 때문에 크레인을 원격조정할 경우 엔진의 원격조정도 필요하다. 엔진제어는 레버의 신호중에서 가장 큰 신호량에 따르며 크레인이 가장 빠른 속도로 움직이는 동작에 엔진의 분사량을 맞추어 제어하게 된다. 그림3.5는 레버가 가장 많이 움직인 조작단의 신호에 따른 제어력의 조정변위 그래프이다. 제어력의 변위량은 조작단의 엔진제어 스위치를 조작함으로써 조정된다.

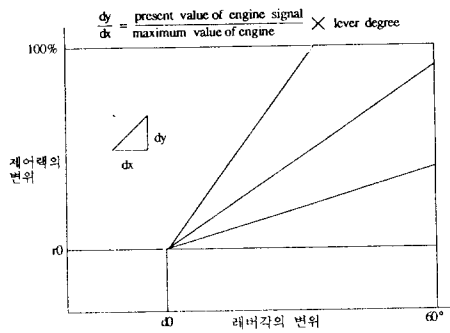
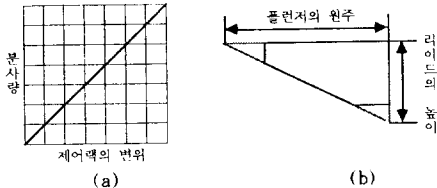


그림3.5 레버각에 따른 제어랙의 변위  
Fig.3.5 Displacement of control rack for lever degree

3.2.2 연료분사량에 따른 엔진의 출력변화  
일반적으로 크레인을 구동하는 디젤 기관에 있어서 연료 분사량은 펌프 플런저의 회전정도에 따라 변화되며 플런저는 제어랙을 밀거나 당김으로써 그 회전정도를 변화시켜줄 수가 있다. 그림3.6은 제어랙의 위치에 따른 연료분사량을 나타낸 것으로 그림에서 알 수 있듯이 제어랙의 위치와 연료 분사량은 선형적으로 비례함을 알 수 있다.



(a) 디젤기관에서 제어랙에 따른 연료분사량  
(a) Fuel injection for control lag in diesel engine  
(b) 플런저의 구조  
(b) structure of plunger

그림3.6 연료분사량 및 플런저  
Fig.3.6 Fuel injection and plunger

그림3.7은 연료분사량에 대한 디젤기관의 회전속도를 나타내고 있다. 그림3.5, 6, 7을 살펴보면 조작단에서 레버의 움직임에 따라 엔진의 회전속도를 n1(약 2000rpm)과 n2(약 4000rpm)안에서는 선형적으로 제어할 수가 있음을 알 수 있다.

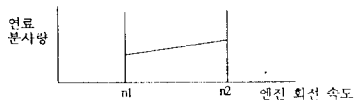


그림3.7 연료분사량과 회전속도와 의 관계  
Fig.3.7 The relation between fuel injection and rotation speed

### 3.2.3 개루프 엔진제어의 알고리즘

개루프 엔진제어기(open loop engine controller)는 레버 조작부와 전자제어부로 나뉘어지며, 전자제어부는 MCU8051을 사용하여 스텝모터를 제어하는 액츄에이터 제어부와 연료분사량을 제어하는 엔진제어부로 이루어져 있다. 엔진제어부는 액츄에이터 제어부와 기계적으로 같은 구조이며, 전자적으로는 수신기를 통하여 계산된 12개의 레버신호중 가장 큰 신호의 움직임에 따라 엔진의 제어랙과 연결된 액츄에이터를 제어한다. 그림3.5의 그래프 및 도시된 식에 따른 레버의 각도에 따라 엔진의 연료분사량과 회전속도를 원격 조정할 수가 있다.

## 4 실험 및 결과

### 4.1 액츄에이터의 분석

#### 4.1.1 실험 방법

입력 펄스(pulse)에 대한 피스톤의 변위  $x_p$ 를 측정하기 위하여 실험 및 측정장치를 그림4.1과 같이 구성하였다. 실험은 유압 서보 액츄에이터에 부하를 부여하지 않은 정상 상태에 대한 것이다.

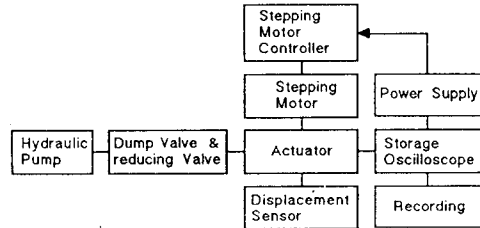


그림4.1 실험 및 측정장치  
Fig.4.1 Experimentation and mesuring apparatus

#### 4.1.2 액츄에이터의 제원

표4.1 유압서보 액츄에이터의 제원  
Table4.1 Origin of hydraulic servo actuator

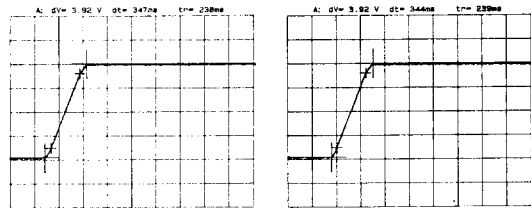
Ps	25.0 Kg/cm <sup>2</sup>	$\rho$	8.87E-7 Kgf sec <sup>2</sup> /cm <sup>2</sup>
Ds	1.2 cm	$\mu$	2.24E-7 Kgf sec/cm <sup>2</sup>
Dp	2.8 cm	$\beta_e$	6.8E3 Kgf/cm
As	1.13 cm	C1	2.5 E-6 m
Ap	6.16 cm	C2	4.75E-6 m
Vo	4.93 cm	L	1.60 cm
Xo	0.025 cm	Cd	0.61
Ms	4E-5 Kgf sec <sup>2</sup> /cm	Cv	0.98
Mp	20E-5 Kgf sec <sup>2</sup> /cm	$\theta$	69°
		P	50 STEP

정상상태와 과도상태에서의 액츄에이터 및 스텝모터의 특성을 규명하기 위하여 몇가지 인자들을 변화시키면서 시스템을 해석하였다. 표4.1은 제작된 액츄에이터의 제원이다.

#### 4.1.3 결과

아래 그림들은 입력 펄스값의 변화에 따른 액츄에이터의 정상 상태 응답을 실험치로 얻은 것으로써 피스톤의 변위를 관찰하여 보면 입력 펄스값에 비례함을 알 수 있다. 실험은 압력과 입력펄스의 변화에 따른 측정값이다.

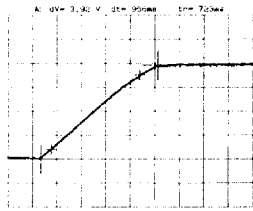
실험결과 본 논문에서 개발한 액츄에이터는 압력에 무관하고, 기존의 다른 서보 액츄에이터(솔레노이드, 고속전자 밸브등을 이용한 액츄에이터)에 비하여 월등히 선형적임을 입증할 수 있었다.



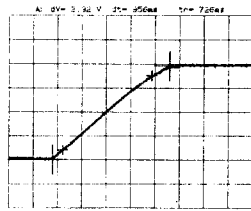
(a)  $P_a=15\text{kgf/cm}^2$

(b)  $P_a=30\text{kgf/cm}^2$

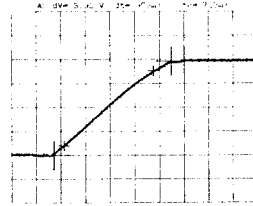
그림4.2 유압 액츄에이터의 스텝 응답  
Fig.4.2 Step response of hydraulic actuator



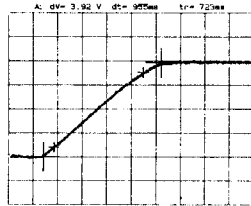
(a)  $P_a=15\text{kgf/cm}^2$



(b)  $P_a=20\text{kgf/cm}^2$

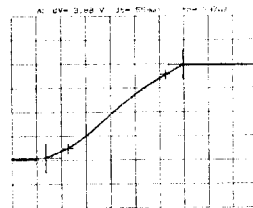


(c)  $P_a=25\text{kgf/cm}^2$

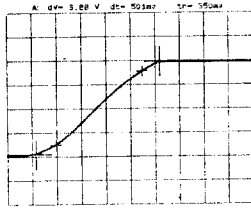


(d)  $P_a=30\text{kgf/cm}^2$

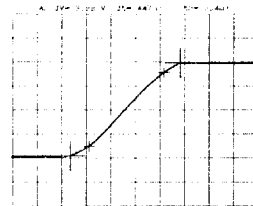
그림4.3 유압 액츄에이터의 램프 응답1  
Fig.4.3 Ramp response 1 of hydraulic actuator



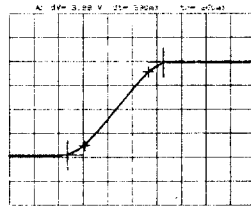
(a) Pulse = 120 pps



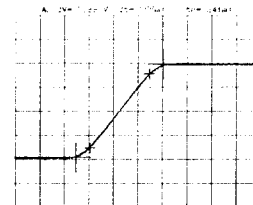
(b) Pulse = 140 pps



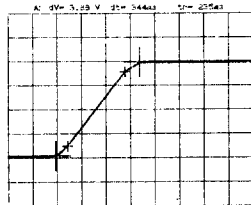
(c) Pulse = 160 pps



(d) Pulse = 200 pps



(e) Pulse = 250 pps



(f) Pulse = 320 pps

그림4.4 유압 액츄에이터의 램프 응답2  
Fig.4.4 Ramp response 2 of hydraulic actuator

4.2 원격제어 시스템의 크레인 장착 필드(field) 검사  
본 논문에서 개발된 서어보 액츄에이터 원격제어 시스템을 광림기계 주식회사의 광림센팔 650(KANGLIM HIAB 650)의 6축 제어밸브에 장착하여 테스트(test)한 결과 크레인의 작동이 수동에 비하여 훨씬 부드럽고 손쉽게 조작할 수 있음을 입증하였다. 이에 대한 사진은 사진4.1에 나타내었다.

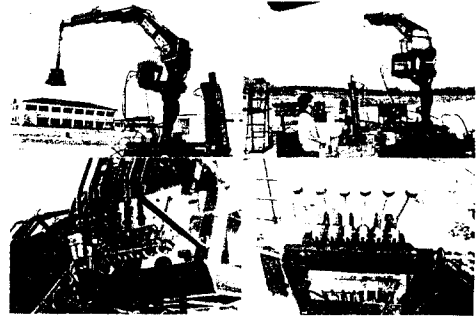


사진4.1 필드 검사  
Photo4.1 Field test

## 5 결론 및 추후과제

본 논문에서는 유압시스템의 원격제어를 위한 유압서어보 액츄에이터를 개발하고, 스테핑모터 제어기를 이용하여 제어하였으며, 이를 원격제어 할 수 있는 시스템을 개발하였다. 또한, 본 시스템을 크레인에 장착, 실험하여 크레인 조작시 발생할 수 있는 여러가지 문제점들을 보완하였다.

제시된 시스템은 크레인외에 유공압을 사용하는 모든 기계장비의 원격제어 및 정밀제어에 유용하리라 사료된다.

- 앞으로 더 연구되어야 할 분야는 다음과 같다.
- 1) 무선 원격조정식 송신기와 수신기에 고유번호를 정하여 혼선방지를 위한 연구
  - 2) 부하 감응을 하여서 엔진제어를 지적(intelligence)으로 할 수 있는 장비개발

## 참고 문헌

- [1] Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc., 1967.
- [2] Raeck, H. S., "Hydraulic On-Off Servo : Simple, Rugged Positioner", Control Engineering, Dec., pp. 79 - 82, 1967.
- [3] R.H.Maskrey, W.J.Thayer, "A Brief History of Electrohydraulic servomechanisms", Trans. of the ASME, journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control, Vol. 100, June, 1978.
- [4] M.J.Vilenius, T.K. Vivaldo, "The Effect of Nonlinearities of the Dynamic Characteristics of an Electrohydraulic Servo", Drives Transmission and Controls, Hydraulic Pneumatic Mechanical Power, Nov., 1976.
- [5] Eun, T., Cho, H.S. and Lee, C.W., "On the Development of a modified On-off Controller for Pneumatic Servo Mechanism", Proc., 1984 a. c. c. San Diego Cal., USA, pp. 468 - 473.
- [6] M. Reed, H.W. Merfler, "A Microprocessor Based control System", IEEE Trans. on Industrial Electronics and Control Instrumentation, Vol. IECI-24, No. 3., August, 1977.
- [7] Eun, T., Cho, Y.J., and Cho, H.S., "Stability and Position Accuracy of Pneumatic On-off Servo Mechanism", Proc., 1982 A.C.C. Arlington, Virginia, USA, pp. 1189 - 1194.
- [8] Paul Katz, "Digital Control Using Microprocessors", Prentice Hall, 1981
- [9] 손병진, 강명순, 박영조 공저, "유압 공학", 홍원당, 1987.
- [10] 손병진 저, "유체 역학", 홍원당, 1987.
- [11] 양혜경, "유압식 추종기구의 특성에 관한 연구", 한양대학교 석사학위 논문, 1988
- [12] 현용근, 김홍집, 김경진, 서일홍, 오상록, "ON/OFF 식 고속전자밸브를 이용한 크레인 무선 원격조정 장치 개발", 대한전자공학회 하계종합학술회의 논문집, Vol.12, No.1, 1987