

소형 어로 크레인의 동적 거동 특성에 관한 연구

이원섭 · 이대재

부경대학교
(2001년 7월 21일 접수)

A Study on the Dynamic Behavior Characteristics of a Small Fishing Crane

Won-Sub Lee and Dae-Jae Lee

Pukyong National University

(Received July 21, 2001)

Abstract

The dynamic behavior characteristics of a small fishing crane for inshore and coastal fishing vessels was experimentally analyzed in order to improve the fishing operation and to reduce considerably manual work of fisherman.

The small fishing crane was designed to be controlled electro-hydraulically by means of proportional valves and solenoid valves, and also to be controlled the speed of each operation.

The dynamic behavior characteristics was investigated by measuring the changes of parameters such as oil pressure, swing angle of load, load tension, the lifting angle and the swing angle of crane arm when the arms extended in a side way was given a test load.

The results obtained are summarized as follows:

1. The designed small fishing crane can be proportionally controlled by means of proportional valves and rapidly by operating the solenoid valves, respectively. The capacity, turning angle, maximum reach of crane were 2 T-M, 180° , 3.7 m, respectively.
2. The vertical change of crane arm on the extension of lifting cylinder was $1.2^\circ/cm$, and the swing speed of crane arm due to the extension of swing cylinder by on/off operations of solenoid valves was $15^\circ/sec$, with the swing period of 1.4 sec and the angle fluctuation of $\pm 11.0^\circ$.
3. When changing simultaneously the horizontal and vertical positions of the lifting load by on/off operations of solenoid valves, the swing and lifting speeds of crane arm were $4.46^\circ/sec$ and $6.4^\circ/sec$, respectively.
4. The movements of the designed crane were particularly smooth as they are controlled with the aid of proportional valves than by means of solenoid valves.

서론

현재, 우리나라 연근해 어업은 한·일 및 한·중 어업협정의 발효에 따른 어장의 축소로 인해 어업채산성이 악화되는 등 매우 어려운 상황에 직면하고 있다. 그러나, 수산물 생산량은 연근해 어업 약 46%, 원양 어업 약 27%, 양식 어업 약 27%를 차지하여 연근해 어업이 차지하는 비율이 가장 높은 실정이다. 또한, 소비수준의 향상으로 인하여 활어의 수요가 급격히 증가하고 있으므로 연근해 어업의 지속적인 발전에 많은 관심이 집중되고 있다.

특히, 연근해 어업중에서 채낚기, 유자망, 연승 어업은 인건비가 총어업경비의 약 50%를 초과하고 있을 뿐만 아니라, 젊은 노동력의 어촌이탈 현상이 가속화되고 있어 향후 인건비의 상승 및 어업 종사자의 고령화 문제는 더욱 심화될 전망이다. 어촌에서는 이와 같은 상황에 능동적으로 대처하기 위해 과거부터 조업시스템의 생력화에 대한 필요성이 꾸준히 제기되어 왔다^{1)~4)}.

현재, 연근해 어선에서 주로 사용하는 크레인의 정격하중은 1~2 ton 정도이고, 주로 육상용 크레인을 개조하여 사용하고 있는 실정이다^{5)~9)}. 그러나, 이들 연근해 어선에서 사용하고 있는 소형 크레인은 안정성이나 성능특성이 명확하지 않아 크레인을 이용한 어로 작업을 할 때는 많은 위험이 초래되고 있다. 따라서, 연근해 어선에 설비되고 있는 소형 크레인을 효율적으로 사용하기 위한 크레인 시스템의 동적 응답특성에 대한 연구의 필요성이 요구되고 있다.

본 논문은 연안소형어선에 있어서 노동력의 절감과 어로작업효율을 향상시키기 위한 기초 연구로서 소형 어로 크레인을 설계, 제작하고, 그 동적 응답특성에 대하여 분석, 고찰하였다.

재료 및 방법

1. 어로 크레인의 구성 및 설계^{10)~12)}

1) 크레인의 구성

실험용 어로 크레인의 설계 제원은 Table 1에 나타낸 바와 같이 연근해 어선의 어로작업을 고려하여 최대하중 2 T-M, 최대작업 반경 3.7 m,

Table 1. Specification of a small fishing crane designed experimentally in this study

Item	Specification	
max. load	2.0 T-M	
max. pressure	140 kg/cm ²	
max. reach (hor./ver.)	3.7m / 4 m	
electric motor	2.2 kW × 4P	
hydraulic pump	D17 (6.62cm ³ /rev)	
arm cylinder	($\phi 70 + \phi 50 + \phi 25$) × 1100st (mm)	
	speed	2.2 m / 29 sec
lifting cylinder	$\phi 50 \times \phi 70 \times 600$ st (mm)	
	speed	80° / 12 sec
swing cylinder	$\phi 50 \times \phi 70 \times 300$ st (mm)	
	rot. angle	180°
	slew speed	180° / 16 sec
winch hydr. motor	M3A21 (20.6cm ³ /rev)	
	wire rope	$\phi 6 \times 25$ m
wind speed	3.7 m / min	

최대작업 높이 4 m로 하였다.

어로 크레인은 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 유압구동장치, 크레인 본체 및 제어장치로 구성하였으며, 유압구동장치는 3상 유도전동기(2.2 kW, 1,740 rpm), 기어펌프(Parker, D17, 6.62 cm³/rev), 기어모터(Shimadzu, M3A21, 20.6 cm³/rev) 및 각종 제어밸브(봄 선회, 신축 및 양각, 권양 윈치 제어)로 구성하였고, 조작 방식은 수동조작, 원격제어 조작 및 PC 제어조작이 가능하도록 하였다.

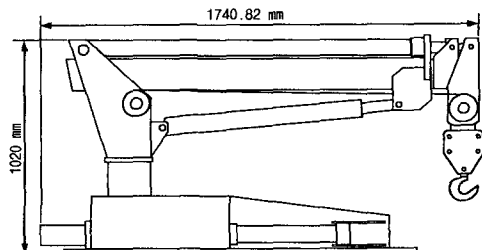


Fig. 1. Schematic diagram of a small fishing crane developed in this study.

2) 유압 구동장치

설계, 제작한 어로 크레인 시스템의 구성도는 Fig. 2와 같고, 크레인 윈치의 설계 제원은 정격하중(W) 0.8 ton, 권양속도(V) 10 m/min이었다.

(1) 유압실린더의 선정

유압피스톤이 전진 및 후진할 때, 그 작용부하를 각각 W_{ext} , W_{ret} , 이동속도를 각각 V_{ext} , V_{ret} , 실린더 head 측 및 rod 측 작용압력을 P 라 할 때, crane derrick을 θ 만큼 상승시키는데 소요되는 head 측 및 rod 측 부하 F_h , F_l 은

$$F_h = W_{ret} \times \cos \theta \quad (1)$$

$$F_l = W_{ext} \times \sin \theta$$

이 된다.

따라서, 유압피스톤의 전진시 (A_{ext})와 후진시 (A_{ret})의 작용 단면적은

$$A_{ext} = \frac{F_l}{P} \quad (2)$$

$$A_{ret} = \frac{F_h}{P}$$

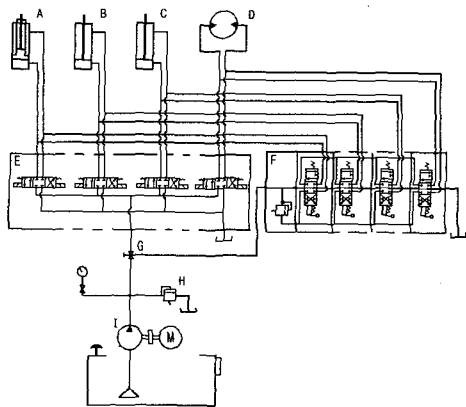


Fig. 2. Hydraulic circuit diagram of a small fishing crane developed in this study.

- (A) Extension boom (B) Elevation boom
- (C) Swing boom (D) Winch
- (E) Solenoid valve
- (F) Proportional control valve
- (G) 3 way valve (H) Relief valve
- (I) Hydraulic pump

에 의해 구할 수 있고, rod 측 (D_l) 및 head 측 (D_h)의 실린더 직경은

$$D_l = \sqrt{\frac{4A_{ext}}{\pi}} \quad (3)$$

$$D_h = \sqrt{D_l^2 - \frac{4A_{ret}}{\pi}}$$

에 의해 구할 수 있다.

유압피스톤의 전진시 (Q_{ext}) 및 후진시 (Q_{ret})에 대한 소요 유량은

$$Q_{ext} = \frac{60 \times A_{ext} \times V_{ext}}{1,000} \quad (4)$$

$$Q_{ret} = \frac{60 \times A_{ret} \times V_{ret}}{1,000}$$

에 의해 구할 수 있다.

본 연구에서는 위의 계산을 통해 크레인 암(crane arm)의 텔레스코프형 복동 유압실린더의 치수는 $\phi 70$ (mm) \times 1,100 (mm)st(제 1단) + $\phi 50$ (mm) \times 1,100 (mm)st(제 2단) + $\phi 25$ (mm) \times 1,100 (mm)st(제 3단)로 하였고, 데릭 붐의 양각 조정 유압 실린더는 rod 직경 \times 실린더 외경 \times rod 신축길이를 $\phi 50$ (mm) \times $\phi 70$ (mm) \times 600 (mm)st로 하였다. 또한, 크레인 데릭 붐의 선회조정 유압실린더는 rod 직경 \times 실린더 외경 \times rod 신축길이를 $\phi 50$ (mm) \times $\phi 70$ (mm) \times 300 (mm)st로 하였다.

(2) 유압모터의 선정

본 연구에서는 최대 권양하중을 고려하여 권양 wire rope의 직경 (d)을 6 mm로 하였고, 윈치의 드럼에 감기는 첫 번째 끌줄 층($n=1$, n : 끌줄 층수)에 대한 동심원 직경(D_n)을 기준으로 설계 파라미터를 산출하였다.

여기서는 윈치드럼의 직경($D=2\gamma_d$, γ_d : 윈치드럼 반경)과 wire rope 직경 사이에 「 $20d \leq D + d_1$ 」의 조건이 만족되도록 $D=110$ mm로 하였다.

설계 기준 층에 대한 로프의 동심원 직경 D_n (mm)은

$$D_n = ((D + d) + 2 \times (n - 1) \times d) \quad (5)$$

에 의해 116 mm이고, 윈치 구동에 필요한 토크 (T_L , kgf·m) 및 소요 회전수 (N_d , rpm)는

$$T_L = W \cdot \frac{D_n}{2} \quad (6)$$

$$N_d = \frac{1,000 \cdot V}{\pi \cdot D_n} \quad (7)$$

에 의해 $46.4 \text{ kgf} \cdot \text{m}$, 27.4 rpm 이다.

유압모터의 구동축과 원치 드럼의 회전축 사이에 감속비 $1/i = 1/20$ 의 감속장치를 설치하였는데, 이 감속기어의 전기계효율을 $\eta_r = 0.8$ 이라 할 때, 크레인 원치의 구동에 필요한 토크 (T_m , $\text{kgf} \cdot \text{m}$) 및 소요 회전수 (N_m , rpm)는

$$T_m = T_L \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta_r} \quad (8)$$

$$N_m = N_d \cdot i \quad (9)$$

에 의해 $2.9 \text{ kgf} \cdot \text{m}$, 548 rpm 이 된다.

또한, 크레인 원치의 구동을 위한 유압모터의 배제용적 $q (\text{cm}^3/\text{rev})$ 는 유효작동압력을 $P = 120 \text{ kgf}/\text{cm}^2$, 유압모터의 기계효율과 용적효율을 각각 $\eta_m = \eta_{vm} = 0.95$ 로 하면,

$$q = \frac{2\pi \cdot T_m \times 100}{P \cdot \eta_m} \quad (10)$$

에 의해 $q = 15.9 \text{ cm}^3/\text{rev}$ 이 된다.

본 연구에서는 이들의 성능을 고려하여 기어모터(Shimadzu, M3A21)를 선정하여 사용하였는데, 이 모터는 배제용적 $20.6 \text{ cm}^3/\text{rev}$, 정격압력 $210 \text{ kgf}/\text{cm}^2$, 정격출력 토크 $6.1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$, 회전속도 $150 \sim 3,000 \text{ rpm}$ 이다.

(3) 유압펌프의 선정

크레인의 유압모터의 유효작동압력 $P (\text{kgf}/\text{cm}^2)$ 는

$$P = \frac{2\pi \cdot T_m \times 100}{q \cdot \eta_m} \quad (11)$$

에 의해 $120 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ 이고, 유압회로를 보호하기 위해 릴리프 밸브의 최고압력을 $140 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ 로 설정하였다.

유압모터의 유효작동압력 $P = 120 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ 에 한 용적효율 ($\eta_{vm} = 0.95$)을 고려할 때, 유압모터의 필요공급유량 $Q (\text{L}/\text{min})$ 는

$$Q = \frac{q \cdot N_m}{1,000 \times \eta_{vm}} \quad (12)$$

에 의해 $Q = 9.2 \text{ L}/\text{min}$ 가 된다.

실제 유압펌프의 토출유량은 각종 배관 및 밸브 등에서의 누유를 고려하여 유압모터에 대한 필요공급유량의 4% 여유를 갖고 설계하면

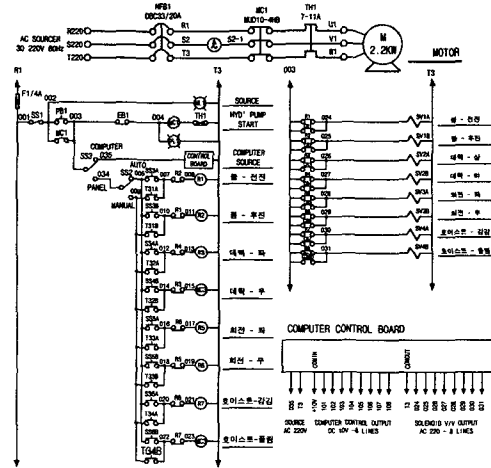


Fig. 3. Electric control diagram for operating of a small fishing crane developed in this study.

$Q = 9.2 \times 1.04 = 9.6 \text{ L}/\text{min}$ 이 된다.

한편, 유압펌프의 배제용적 $q_p (\text{cm}^3/\text{rev})$ 는 유압펌프의 용적효율 $\eta_v = 0.9$, 전동기의 전부하 회전속도를 $N_p = 1,740 (\text{rpm})$ 라 하면

$$q_p = \frac{Q \times 1,000}{N_p \cdot \eta_v} \quad (13)$$

에 의해 $q_p = 6.1 \text{ cm}^3/\text{rev}$ 이 된다.

따라서, 이 조건을 만족하는 유압펌프로써 본 연구에서는 기어펌프(Parker, D17)를 선택하여 사용하였는데, 이 유압펌프의 배제용적은 $6.62 \text{ cm}^3/\text{rev}$ 이고, 토출유량은 작동압력 $103 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ 에서 $10.73 \text{ L}/\text{min}$ 이다.

(4) 전동기의 선정

유압 크레인의 회로전체에 대한 압력손실을 $30 \text{ kgf}/\text{cm}^2$, 유압펌프의 전효율을 $\eta_{vt} = 0.85$ 라 가정할 때, 유압펌프의 구동에 필요한 소요동력 $P_m (\text{kW})$ 은

$$P_m = \frac{(P + \Delta P) \cdot Q}{612 \cdot \eta_{vt}} \quad (14)$$

에 의해 $P_m = 2.2 \text{ kW}$ 가 된다.

따라서, 본 연구에서 4극, $1,740 \text{ rpm}$, 2.2 kW 의 3상 유도전동기를 선정하여 유압펌프를 구동하였다.

3) 구동제어장치

어로 크레인의 조작은 선회, 신축, 데릭의 양각 제어 및 권양원치의 조작을 위해 수동조작, 원격 제어 및 PC를 이용한 정밀조작이 가능하도록 비례제어밸브 및 솔레노이드 밸브로서 구성하였다.

크레인의 비례조작을 위해 사용한 비례제어밸브는 모노블록 밸브(Valvoil, SD5/4)로서 최대유량 45 l/min, 최대압력 400 kgf/cm²이며, 수동, 원격, PC 제어조작을 위해 사용한 솔레노이드 밸브(Yuken, DSG-01-3C2-A200-60)의 최대유량 및 최대압력은 63 l/min, 163 kgf/cm²이다.

PC를 이용한 정밀조작은 D/A변환기의 출력을 받아 솔레노이드 밸브를 제어할 수 있도록 설계하였고, 이들 조작을 위한 전기 회로도는 Fig. 3과 같다.

2. 크레인 암의 거동 특성

양각 조정 피스톤 rod의 변위를 변화시킬 때, 크레인 암의 양각 변화를 나타낸 모식도는 Fig. 4와 같다. 이 실험은 신축 압과 와이어 로프의 길이는 고정된 상태에서 크레인의 양각 조정용 실린더의 스트로크(stroke)를 변화시켜 피스톤의 스트로크 변화량과 데릭의 양각을 측정하였다.

Fig. 4에서 크레인에 현수되어 있는 질량 m 인 물체에 대한 상승시의 거동은 양각 조정 실린더의 스트로크 \overline{BC} 및 크레인 데릭의 양각 α 에 의해 결정된다. 이 때, 실린더의 스트로크 \overline{BC} 는

$$\overline{BC} = \sqrt{\overline{AB}^2 + \overline{AC}^2 - 2\overline{AB} \cdot \overline{AC} \cdot \cos\alpha} \quad (15)$$

에 의해 구할 수 있다.

크레인의 양각 조정 실린더의 스트로크 \overline{BC} 가 θ 만큼 변하면, 크레인 암이 γ 만큼 변화되고, 이 때, 양각 조정 실린더의 스트로크의 변위 δ 는

$$\begin{aligned} \delta &= \sqrt{\overline{AB}^2 + \overline{AC}^2 - 2\overline{AB} \cdot \overline{AC} \cdot \cos(\alpha + \gamma)} \\ &\quad - \sqrt{\overline{AB}^2 + \overline{AC}^2 - 2\overline{AB} \cdot \overline{AC} \cdot \cos\alpha} \\ &\approx (\overline{AB} \cdot \overline{AC} \cdot \sin\alpha) / \overline{BC} \end{aligned} \quad (16)$$

에 의해 구할 수 있다.

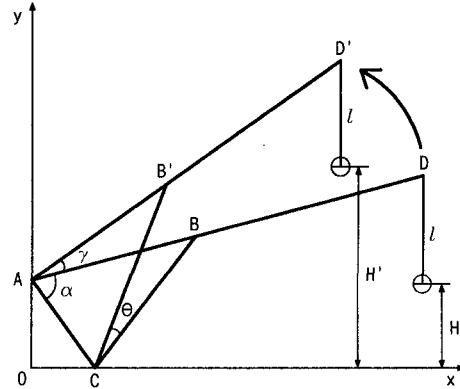


Fig. 4. Schematic diagram showing the change of lifting angle(γ) due to the cylinder operation of a small fishing crane.

본 연구에서는 이들의 관계를 이용하여 양각조정 실린더 피스톤의 스트로크와 크레인 암의 양각의 관계를 비교, 고찰하였는데, Fig. 4에서 크레인이 지면에 평행한 상태에서 \overline{AB} 와 \overline{AC} 의 사이각은 $\alpha = 36.4^\circ$, 그 길이는 각각 $\overline{AC} = 48\text{ cm}$, $\overline{AB} = 124\text{ cm}$ 로서 고정되어 있고, 크레인의 유압 실린더 \overline{BC} 가 변화할 때, 양각의 변화량은 γ 이다.

3. 크레인의 동적 응답특성 측정

크레인의 조작에 따른 동적 응답특성을 고찰하기 위해 크레인에 매달려 있는 부하의 선회특성, 장력변동, 크레인 암의 길이, 유압구동장치의 압력변동 등을 측정, 분석하였는데, 그 계측장치의 구성도는 Fig. 5와 같다.

실험을 행할 때에는 크레인 암 끝단에 설치된 후크 블록(hook block)을 제거하고, 암 끝단에 직경 4 mm의 와이어 로프를 사용하여 28 kg(장력계 포함)의 중량물을 매달아 크레인의 동적 거동을 분석하였다.

크레인 조작에 따른 유압구동장치의 압력변동은 압력 변환기(Sensys, PMHA0200)를 사용하여 측정하였고, 부하의 흔들림은 potentiometer를 크레인 암의 선단에 Fig. 5와 같이 2개(Nippon potentio, ST-100, 5k Ω) 설치하여 롤링 각과 피칭 각을 측정하였다. 부하 장력은 장력계(Bongsin, BS-4100A, 1,000 kg)

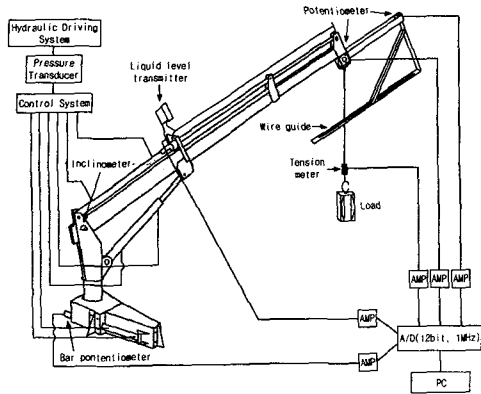


Fig. 5. Schematic diagram for measuring dynamic response characteristics of small fishing crane.

를 이용하여 크레인 암의 상승시와 선회시에 대한 장력변동을 측정하였다. 또한, 크레인 암의 신축길이는 liquid level transmitter (원일레벨, WT100F)를 이용하여 측정하였다.

한편, 이들 potentiometer, 장력계, 압력변환기, level transmitter에서 검출되는 전기신호는 각각 변형 증폭기(동화컨트롤, DC 10V)를 통해 증폭한 후, 그 출력전압을 파형해석장치(HI-Tech, HT-600)에 입력하여 분석하고, 그 결과를 하드디스크 및 플로터에 출력하였다.

실험은 크레인 유압구동장치의 솔레노이드 밸브와 비례제어밸브에 스텝(step) 상이나 램프(ramp)상의 전압신호를 인가하면서 실시하였다.

결과 및 고찰

1. 크레인 암의 상승각과 실린더 변위의 관계

크레인 암의 위치제어를 위한 기초자료를 수집하기 위해 크레인 암의 양각 조정 실린더 변위와 그 때의 크레인 암의 양각을 측정하고, 그 계산치를 비교, 분석한 결과는 Fig. 6과 같다.

Fig. 6은 먼저 크레인 암을 지면과 평행하게 유지한 상태(양각 0°)에서 양각 조정 실린더를 서서히 전진시켜 양각이 0°에서 60°까지 10°간격으로 증가될 때, 실린더 피스톤의 스트로크

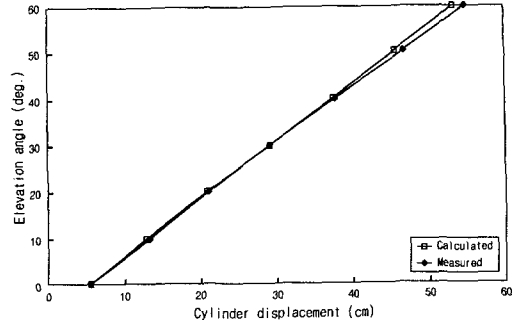


Fig. 6. The relationship between elevation angle of crane arm and cylinder displacement for lifting operation of crane.

를 각각 측정하고, 이들의 관계를 나타낸 것이다.

본 연구에서 설계한 크레인의 양각 조정 실린더를 완전히 후퇴시키면 크레인 양각은 -8° (스트로크 0)가 되고, 지면과 평행한 상태에서 스트로크는 5.5 cm가 전진한다. Fig. 6에서 크레인 실린더의 스트로크 변화에 대한 크레인 암의 양각 변화량은 약 1.2°/cm이었고, 측정치와 계산치는 거의 일치하는 경향을 나타내었다.

2. 원격 솔레노이드 조작에 대한 응답특성

어로 크레인의 유압 구동장치에 독립적으로 설치된 솔레노이드 밸브를 조작하여 크레인을 상승 및 선회시킬 때, 크레인 암 끝단에 와이어 로프에 의해 현수되어 있는 부하의 전후진동(pitching angle), 좌우진동(rolling angle)과 장력의 변동 및 작용압력의 변동특성에 대하여 분석, 고찰하였다.

1) 상승 조작에 따른 응답특성

크레인 암을 200 cm 전진시켜 고정된 후, 부하(28 kg)를 크레인 암의 전방 80 cm 지점과 후측정형 80 cm 지점에 각각 위치시키고, 로프에 장력이 약간 걸릴 정도로 긴장시킨 다음, 솔레노이드 밸브에 +10V의 전압을 인가했을 때, 크레인 시스템의 동적 응답특성을 나타낸 결과는 Fig. 7 및 Fig. 8과 같다. 이들 그림에서 (A)~(F)는 각각 크레인 시스템의 작용압력(kgf/cm²), 크레인 암의 선회각(°), 크레인 암의 길이(cm), 부하(중량물)의 장력(kg), 부하의 전후진동(°)

및 좌우진동($^{\circ}$)이다.

Fig. 7은 크레인 암의 전방 80 cm 지점에 부하를 위치시킨 후, 솔레노이드 밸브를 조작하여 크레인 양각을 10° 에서 35° 까지 상승시켰을 때의 응답특성이다. Fig. 7(A)에서와 같이 전기 신호의 입력에 의해 솔레노이드 밸브가 작동하면, 0.2 sec 후에 유압구동장치의 작용압력 100 kgf/cm^2 이 양각 제어 실린더에 공급되어 크레인 암의 전진이 개시되고, 크레인이 상승하는 동안에는 작용압력이 37.5 kgf/cm^2 으로 낮아지면서 $4.2^{\circ}/\text{sec}$ 의 속도로 상승한다. 이 때, 부하가 지면에서 이탈되는 순간, 부하에 연결된 로프의 처

짐에 의해 일시적(0.6 sec)으로 장력이 21 kg에서 17 kg으로 감소하지만, 크레인 작동후 2.4 sec 후에는 원래의 부하 중량 28 kg으로 수렴해가는 경향을 나타내었다.

Fig. 7에서 크레인 암의 양각을 증가시킬 때 수반되는 부하의 전후방향에 대한 흔들림 현상을 살펴보면, 크레인이 상승하는 동안 처음 두 진동 사이클에 대한 부하의 흔들림 주기는 각각 3.0 sec, 2.7 sec이었고, 그 때의 각도의 변동폭은 각각 $\pm 17.2^{\circ}$, $\pm 12.8^{\circ}$ 로서 감소하는 경향을 나타내었다. 그러나, 부하의 좌우방향에 대한 흔들림 현상은 거의 관찰되지 않았다. 즉, 크레인

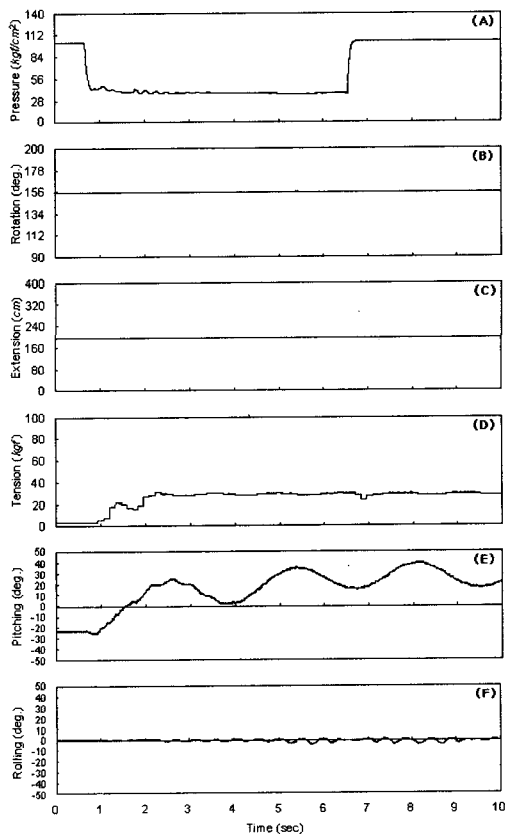


Fig. 7. Response characteristics on lifting operation from 10° to 35° with a load 28 kg in the front side of crane arm by solenoid valve control.

(A) Pressure(kgf/cm^2) (B) Rotation(deg.)
(C) Extension(cm) (D) Tension(kgf)
(E) Pitching(deg.) (F) Rolling(deg.)

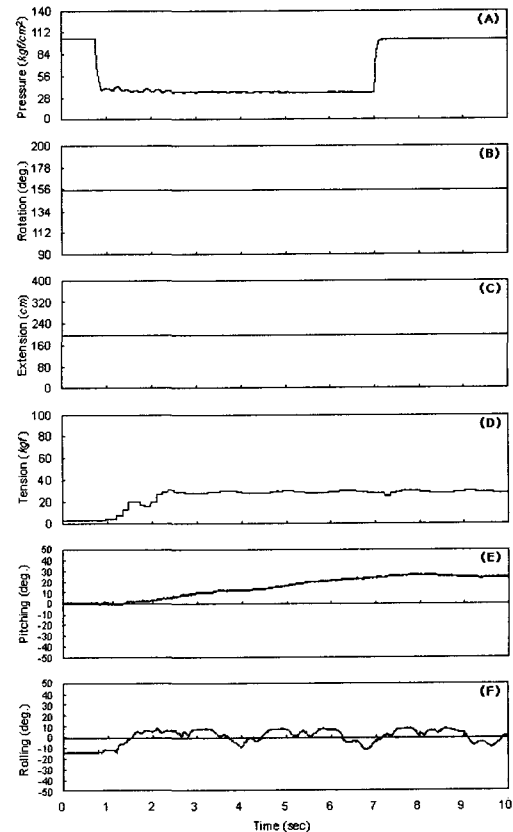


Fig. 8. Response characteristics on lifting operation from 10° to 35° with a load of 28 kg in the right side of crane arm by solenoid valve control.

(A) Pressure(kgf/cm^2) (B) Rotation(deg.)
(C) Extension(cm) (D) Tension(kgf)
(E) Pitching(deg.) (F) Rolling(deg.)

암의 전방에 위치하는 중량물을 인양할 때, 전후 방향의 흔들림은 좌우방향에 비해 매우 큼을 알 수 있었다.

Fig. 8은 크레인 암의 우측정형 80 cm 지점에 부하를 위치시킨 후, 솔레노이드 밸브를 조작하여 크레인 양각을 10° 에서 35° 까지 상승시켰을 때의 응답특성이다. Fig. 8(A)에서와 같이 솔레노이드 밸브가 작동하면, 0.2 sec 후에 작용압력 100 kgf/cm²이 양각 제어 실린더에 공급되면서부터 크레인 암이 4.0° /sec의 속도로 상승하였고, 장력의 변화는 Fig. 7과 유사한 경향을 나타내었다.

Fig. 8에서 크레인 암의 양각을 증가시킬 때 수반되는 부하의 좌우방향에 대한 흔들림 현상은 크레인이 상승하는 동안의 흔들림 주기는 각각 2.8 sec, 2.7 sec이었고, 그 때의 처음 두 진동 사이클에 대한 각도 변동폭은 각각 ±8.4° , ±8.2° 로서 감소하는 경향을 나타내었다.

Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이 해상에서 선체의 좌우현 방향에 위치한 어구를 인양하여 선내로 반입하는 경우, 선체 좌우현 방향에 대한 흔들림이 선수미 방향에 대한 흔들림보다 매우 크게 나타나게 되는데, 이 흔들림은 크레인의 조작을 정지시킨 이후에도 감소진동패턴을 유지하면서 지속되기 때문에 선박의 복원력과 관계를 검토하여 제어시스템을 구성할 필요가 있다.

2) 선회 조작에 따른 응답특성

크레인 암을 200 cm 전진시켜 고정된 후, 중량물을 크레인 암의 끝단에 매달아 현수시킨 상태에서 솔레노이드 밸브에 +10V의 전압을 인가하여 크레인을 182° 에서 155° 까지 반시계 방향으로 선회시켰을 때의 선회응답특성을 나타낸 결과는 Fig. 9와 같다. Fig. 9에서 (A)~(F)는 각각 크레인 시스템의 작용압력(kgf/cm²), 크레인 암의 선회각(°), 크레인 암의 길이(cm), 부하장력(kg), 부하의 전후진동(°) 및 좌우진동(°)이다.

Fig. 9에서 솔레노이드 밸브가 작동하면, 0.07 sec 후에 유압구동장치의 작용압력 100 kgf/cm²이 선회 제어 실린더에 공급되면서부터 크레인 암의 선회가 개시되고, 크레인이 선회하는 동안에 작용압력은 89.5 kgf/cm²까지 강하하는데, 그 때의 선회속도는 15° /sec이었다.

Fig. 9에서 크레인의 선회에 수반되는 부하의 흔들림 현상을 살펴볼 때, 먼저 전후방향의 경우, 크레인이 선회하는 동안 처음 세 진동 사이클에 대한 흔들림 주기는 각각 2.9 sec, 2.7 sec, 2.6 sec 이었고, 그 때의 각도 변동폭은 각각 ±8.0° , ±5.6° , ±4.7° 로서 감소하는 경향을 나타내었다 반면, 좌우방향에 대한 처음 세 진동 사이클에 대한 흔들림 주기는 각각 2.9 sec, 2.8 sec, 2.8 sec이었고, 각도 변동폭은 각각 ±11.0° , ±10.9° , ±10.6° 로서 감소하는 경향을 나타내었다.

또한, 부하의 장력변동에 대한 주기와 폭은 각각 1.4 sec, ±1.4 kg으로 변동주기는 부하의 전후방향에 대한 흔들림 주기와 거의 일치하는 경향을 나타내었다.

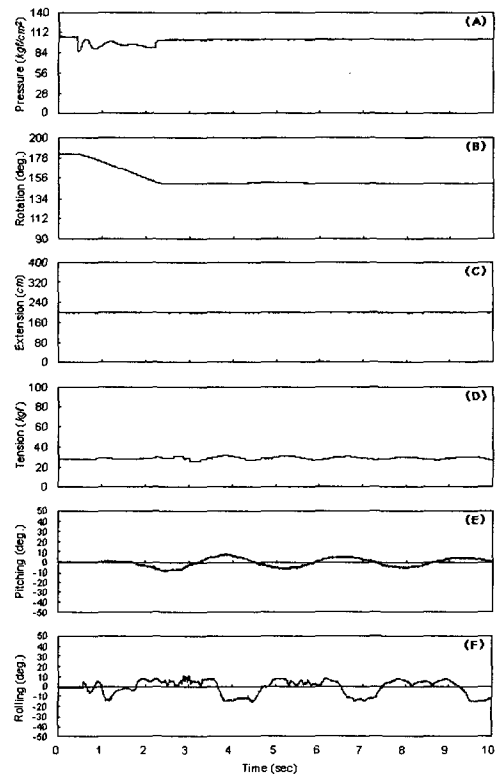


Fig. 9. Response characteristics on the CCW swing operation from 182° to 155° of a lifting load by solenoid valve control. (A) Pressure(kgf/cm²) (B) Rotation(deg.) (C) Extension(cm) (D) Tension(kgf) (E) Pitching(deg.) (F) Rolling(deg.)

Fig. 9에서 크레인의 선회에 따른 부하의 흔들림은 양각 제어에 따른 흔들림보다 진폭이 크고, 그 진동이 감소하는 특성은 매우 완만한 경향을 나타내었다. 이 현상은 크레인의 선회속도가

빨라 크레인 암이 순간적으로 선회함으로써 부하가 자체 중량에 의해 크레인 암의 선회를 추종하지 못하기 때문에 발생하는 문제이므로, 선회 조작시 부하의 중량에 적합한 선회속도를 산출해 놓는 것이 필요하다.

3) 상승 및 선회의 동시조작에 따른 응답특성
크레인 암의 끝단에 부하를 매달아 장력을 유지한 상태에서 양각 제어 및 선회제어 솔레노이드

밸브에 전기신호를 동시에 공급했을 때, 크레인 시스템의 양각 및 선회응답특성을 나타낸 결과는 Fig. 10과 같다.

Fig. 10에서 솔레노이드 밸브가 작동하면, 0.2 sec 후에 유압구동장치의 작용압력 100 kgf/cm^2 이 양각 및 선회 제어 실린더에 동시에 공급되면서부터 크레인 암의 상승 및 선회가 개시되는데, 그 때의 크레인 암의 상승속도 및 선회속도는 각각 $4.46^\circ/sec$, $6.4^\circ/sec$ 이었다.

Fig. 10에서 크레인의 선회에 수반되는 부하의 흔들림 현상을 살펴볼 때, 전후방향의 경우, 크레인이 선회하는 동안 처음 두 진동 싸이클에 대한 흔들림 주기와 변동폭은 약 2.7 sec, $\pm 5.2^\circ$ 이었으나, 좌우방향에 대한 흔들림은 거의 없었다.

이와 같이 크레인의 양각과 선회를 동시에 조작할 때, 부하의 흔들림 현상이 작은 이유는 부하가 대각선 방향으로 이동하기 때문에 부하의 이동방향에 대한 반작용의 영향 및 동시 조작에 의한 압력완화현상이 함께 나타나 흔들림이 감소한다고 생각된다.

3. 비례제어조작에 대한 응답특성

어로 크레인의 비례제어조작을 위해 솔레노이드 밸브 유닛과 독립적으로 장치한 비례압력 및 유량제어밸브를 이용하여 크레인의 상승 및 선회조작을 행하고, 그 때의 부하에 대한 전후진동, 좌우진동, 장력 및 작용압력의 변동 등에 대하여 분석, 고찰하였다.

1) 상승 조작에 따른 응답특성

솔레노이드 밸브의 조작시와 마찬가지로 크레인 암을 200 cm 전진시켜 고정하고, 부하를 크레인 암의 전방 80 cm 지점에 위치시킨 상태에서 비례제어밸브를 조작한 경우에 대한 크레인 시스템의 동적 응답특성을 나타낸 결과는 Fig. 11과 같다. 그림에서 (A)~(F)는 각각 크레인 시스템의 작용압력(kgf/cm^2) 크레인 암의 선회각($^\circ$), 크레인 암의 길이(cm), 부하의 장력(kg), 부하의 전후진동($^\circ$) 및 좌우진동($^\circ$)이다.

Fig. 11에서 비례제어밸브를 9.4 sec 동안 step 상으로 조작하여 양각 제어 실린더의 작용압력을 4.5, 10.3, 21.7, 34.7, 40.8, 24.3, 13.2, 9.6 kgf/cm^2 로 순차 변화시켰을 때, 크레인 양각은 10° 에서 35° 로 상승하였다. 이 때, 크레인은 양각

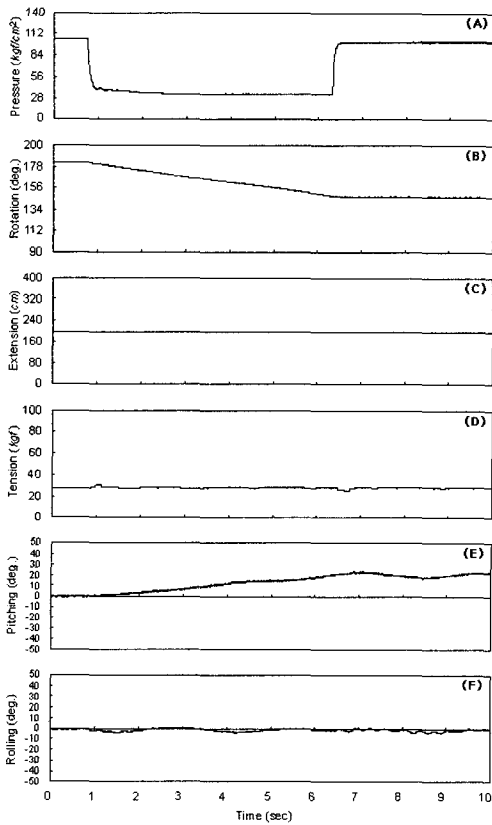


Fig. 10. Response characteristics on simultaneous operation of lifting 10° to 35° and swing 182° to 146° movements for a lifting load by solenoid valve control.

(A) Pressure(kgf/cm^2) (B) Rotation(deg.)
(C) Extension(cm) (D) Tension(kgf)
(E) Pitching(deg.) (F) Rolling(deg.)

제어 실린더에 압력이 공급되기 시작해서부터 1.4 sec 후에 작동이 개시되고, 2.6 sec 경과 후 부하가 지면에서 이탈되는 순간 로프의 처짐으로 장력이 일시적으로 감소하나, 4.2 sec 후에는 부하중량 28 kg에 수렴하는 경향을 나타내었다. Fig. 11에서 크레인 암이 상승할 때 수반되는 부하의 흔들림은 솔레노이드 밸브 조작에 비해 매우 작아서 좌우방향에 대한 흔들림은 거의 없었으나, 전후방향의 경우, 맨 처음 나타나는 흔들림의 주기와 각도 변동 폭이 각각 약 2.9 sec, $\pm 8.4^\circ$ 이었다.

2) 선회 조작에 따른 응답특성

크레인 암을 200 cm 전진시켜 고정된 후, 부하를 크레인 암의 끝단에 매달아 35° 의 양각을유지한 상태에서 비례제어밸브를 조작하여 크레인을

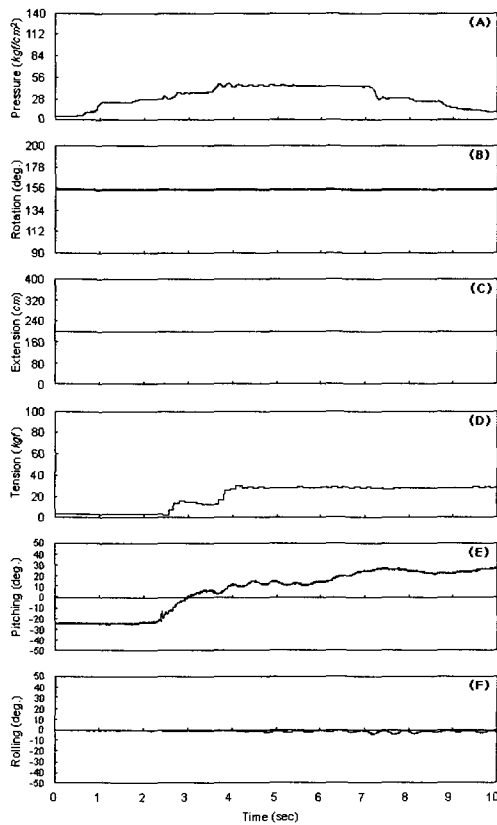


Fig. 11. Response characteristics on lifting operation from 10° to 35° with a load of 28 kg in the front side of crane arm by proportional valve control.

(A) Pressure(kgf/cm^2) (B) Rotation(deg.)
 (C) Extension(cm) (D) Tension(kgf)
 (E) Pitching(deg.) (F) Rolling(deg.)

182° 에서 148° 까지 반시계 방향으로 선회시켰을 때의 선회응답특성을 나타낸 결과는 Fig. 12와 같다.

Fig. 12에서 비례제어밸브를 7.8 sec 동안 step상으로 조작하여 선회제어 실린더의 작용압력을 5.4, 21.8, 23.9, 36.9, 10.8, 9.3 kgf/cm^2 로 순차 변화시켰을 때, 크레인 양각은 34° 선회하였다. 이 때, 크레인은 선회제어 실린더에 압력이 공급되기 시작해서부터 0.9 sec 후에 작동이 개시되었고, 부하의 장력은 거의 변동 없이 매우 유연하게 선회하는 특성을 나타내었다.

Fig. 12에서 크레인 암이 선회할 때 수반되는 부하의 흔들림 현상은 솔레노이드 밸브 조작에 비해 매우 유연하여 좌우방향 및 전후방향에 대

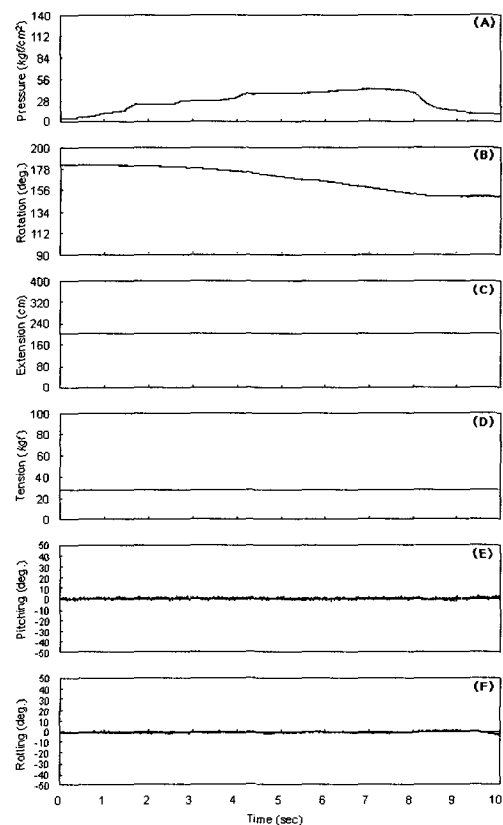


Fig. 12. Response characteristics on the CCW swing operation from 182° to 148° of a lifting load by proportional valve control.

(A) Pressure(kgf/cm^2) (B) Rotation(deg.)
 (C) Extension(cm) (D) Tension(kgf)
 (E) Pitching(deg.) (F) Rolling(deg.)

한 흔들림은 거의 발생하지 않았다.

이상의 결과를 고찰해 볼 때, ON/OFF 솔레노이드 밸브를 사용한 크레인의 구동은 스펙 변위의 갑작스런 변화로 인해 유량의 변동이 심하여 크레인 동작의 추종이 단시간내에 이루어져 부하의 흔들림 현상이 커지는 경향을 나타내었다.

그러나, 비례제어밸브의 조작에 있어서는 크레인의 추종성이 매우 유연하여 부하의 흔들림이 솔레노이드 조작에 비해 매우 작았다. 따라서, 비례제어밸브를 사용하여 조작 변위량과 조작 속도를 적절히 조절하면 부하의 흔들림 현상을 대폭 감소시킬 수 있다고 판단된다.

요 약

연근해 어업의 조업 시스템을 개선하기 위한 연구의 일환으로 소형 어로 크레인을 설계, 제작하고, 크레인 암(arm)의 양각 및 선회 조작에 따른 부하의 전후 및 좌우 흔들림과 부하장력의 변동을 측정하여 크레인의 동적 응답특성을 분석, 고찰한 결과는 다음과 같다.

1. 본 연구에서 설계, 제작한 어로 크레인의 능력은 2 T-M, 최대 작업 반경은 3.7 m이고, 조작 방식으로 솔레노이드 밸브에 의한 수동 및 원격조작, 비례제어밸브에 의한 수동비례조작, 컴퓨터에 의한 제어조작이 가능 하여 어로 작업을 효율적으로 수행하는데 널리 활용될 수 있을 것으로 판단된다.
2. 크레인의 양각 제어 실린더(lifting control cylinder)의 단위 스트로크(stroke) 변화에 대한 크레인 암의 양각 변화량은 약 $1.2^{\circ}/cm$ 이었고, 측정치와 계산치는 일치하는 경향 나타내었다.
3. 크레인 암의 전방에 위치한 부하를 솔레노이드 밸브 조작에 의해 수직으로 인양할 때, 맨 처음 나타나는 부하의 전후방향에 대한 흔들림 주기와 각도 변동폭은 각각 $3.0sec, \pm 17.2^{\circ}$ 이었다. 또한, 크레인 암에 현수되어 있는 부하를 솔레노이드 밸브 조작에 의해 수평으로 이동시킬 때, 맨 처음 나타나는 부하의 좌우방향에 대한 흔들림 주기와 각도 변동폭은 각각 $2.9 sec, \pm 11.0^{\circ}$ 이었다.
4. 크레인 암에 현수되어 있는 부하를 솔레노이드 밸브 조작에 의해 동시에 수직 및 수평으로 이동시킬 때, 크레인 암의 상승속도 및

선회속도는 각각 $4.46^{\circ}/sec, 6.4^{\circ}/sec$ 이었다.

5. 크레인 암의 전방에 위치한 부하를 비례제어밸브 조작에 의해 수직으로 인양할 때, 맨 처음 나타나는 부하의 전후방향에 대한 흔들림 주기와 각도 변동폭은 각각 $2.9sec, \pm 8.4^{\circ}$ 이었다. 또한, 크레인 암에 현수되어 있는 부하를 비례제어밸브의 조작에 의해 수평으로 이동시킬 때, 부하의 전후 및 좌우방향에 대한 흔들림이 거의 없어 비례제어밸브의 조작 변위량과 조작 속도를 적절히 조절하면 부하의 흔들림 현상을 대폭 감소시킬 수 있음을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) 이대재(1999) : 어업기계공학, 태화출판사, 58~206.
- 2) 이대재·신현옥·신형호(2000) : 소형 연근해 어선의 조업시스템 개선에 관한 연구-I. - 자동 권양원치시스템의 설계-, 한국어업기술학회지 36(1), 12~24.
- 3) 이대재·신형일·김진건·안영화(2000) : 소형 연근해 어선의 조업시스템 개선에 관한 연구-II. - 원격 조타 시스템의 설계 -, 한국어업기술학회지 36(1), 25~32.
- 4) 김병삼(2000) : 소형 어선의 자동 권양 원치 시스템에 관한 연구, 부경대학교 수산물리학과 석사학위논문, 1~30.
- 5) 전중익(1997) : 관절형 유압크레인의 조작 특성에 관한 연구, 고려대학교 기계공학과 석사학위논문, 1~67.
- 6) 이은경(1998) : 지능제어를 이용한 크레인의 진동 및 위치 제어에 관한 연구, 부산대학교 생산기계공학과 석사학위논문, 1~71.
- 7) 박홍수(1999) : 크레인의 고속화를 위한 Anti-sway 제어, 부경대학교 메카트로닉스공학협동과정 석사학위논문, 1~51.
- 8) 日野順市 外3名(1999) : 旋回クレーンのつり荷の非線型制御, 日本機械學會論文集(C編), 122~129.
- 9) 高木清志·西村秀和(1998) : タワークレーンの吊りロープ長變動を考慮したゲインスケジュールド制御, 日本機械學會論文集(C編), 113~120.
- 10) NORVELLE, F. D.(1995) : Fluid Power Technology, West Publishing Company, 171~219.
- 11) JHPS(1993) : Fluid Power, E & FN SPON, 447~452.
- 12) Burrows C. R. and Edge, K. A.(1993) : Modelling and Simulation, Research Studies Press Ltd, 240~252.