

소형 연근해 어선의 조업 시스템 개선에 관한 연구 - I* - 자동 권양 윈치 시스템의 설계 -

이대재 · 신현옥 · 신형호*
부경대학교 · *여수대학교
(2000년 1월 31일 접수)

Improved Design in Fishing Operation System for Small Inshore and Coastal Fishing Vessels - I* - Design of a Automatic Winch System -

Dae-Jae LEE, Hyeon-Ok SHIN and Hyong-Ho SHIN*
Pukyong National University, *Yeosu National University
(Received January 31, 2000)

Abstract

The electro-hydraulic servo winch system built in a automatic tension control equipment was designed with a latent need for an advanced system in fishing operations of the inshore and coastal fishing vessels.

In order to keep the constant tension condition of warp under loading, a tension control circuit was added to the servo winch system.

The dynamic performance in the open loop behaviour of the designed winch system was investigated and its applicability was tested for various possibilities of load using a load generator especially developed in order to this study.

The mechanical characteristics of this system is different from that of a conventional type, that is, the tension, length, line speed and drum revolution can be automatically controlled by the information from various sensors, such as torque, rpm and pressure transducers.

From the experiment results, it was verified that the servo winch system has very good output and tracking behaviour for the control input signals in different operating conditions though a overshoot of about 8% in the transient characteristics of torque under the load condition can be observed when the opening of servo valve, adjustable by the input voltage between -10 V up to 10 V, changes suddenly.

Consequently, the improved fishing winch system can be effectively used as the automatic shooting and hauling equipment of low cost for small inshore and coastal fishing vessels which engage in net fishing.

※ 이 논문은 1998년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었음.

서 론

최근 세계 각국에서는 각종 어업 계측 장치와 선박의 항해 운용 시스템에 의해 수집한 정보를 토대로 어구의 투·양망, 조업 수심 및 전개 상태를 자동적으로 제어함으로써 어로 작업의 자동화 및 省人省力化, 어획 능력의 향상 등을 꾀하기 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 특히, 예망 어구에 있어서는 권양 하중 및 권양 속도와 같은 어구의 거동에 관한 정보를 정량적으로 검출 및 해석하여 어구의 파망 방지 및 어로 작업의 안전성을 확보하기 위한 어로 제어 및 안전 시스템의 실용화를 위한 연구도 진행되고 있다.

현재 대부분의 어선에서 사용되고 있는 유압식 어로 윈치 시스템에서는 유압 펌프와 유압 모터를 폐회로로써 구성하고, 그 사이에 유압 제어 밸브를 넣어 윈치 드럼을 구동하고 있기 때문에 이들 펌프나 모터의 배제용적이나 제어 밸브의 스펙 변위를 가변시키면 윈치 드럼의 회전 특성을 제어할 수 있다. 최근 들어서는 어구의 예망 수심이나 전개 상태의 제어와 관련하여 어로 윈치에 전기유압 서보 시스템이 도입되고, 이 시스템에 의한 윈치의 권양 속도나 토오크 및 어구의 소재 위치를 최적 제어하는 PTS(programmable trawl system)가 개발, 보급되고 있는 데, 이들 전기유압 서보 시스템은 출력 응답이 우수하고, 소형의 장치로서 큰 힘을 얻을 수 있을 뿐만 아니라 작동기(actuator)의 속도를 무단으로 자유롭게 변속시킬 수 있다는 장점 때문에 공장 자동화 분야에서 과거부터 널리 사용되어 왔다.

그러나, 아직까지 우리나라의 많은 어선에 탑재되어 있는 대부분의 유압식 어로 윈치의 경우에는 윈치 드럼의 구동에 관한 제어를 主制御에 의한 수동 조작을 통해 행하고 있기 때문에 인력의 절감, 조업 능력의 향상, 조업의 자동화 등을 위한 어업 기계의 省力化가 절실히 요구되고 있는 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 이와 같은 유압식 어로 윈치 시스템에 대한 문제점에 주목하여, 우선 윈치 시스템의 조작 성능의 개선 및 최적 제어 파라미터의 추출을 위한 기초 연구로서 전기유압 서보 윈치 시스템을 설계하여 윈치 시스템의 개루프 상태에 대한 동적응답특성을 분석, 고찰하였다. 또

한, auto tension 기능을 부가하여 어구 장력의 자동 검출에 의한 어구의 손상 방지 및 어구의 수심 제어를 모색하는 등 조업 시스템의 개선을 위한 실험적 연구를 수행하였다.

재료 및 방법

1. 전기유압 서보 윈치 시스템의 설계

어업용 유압식 윈치를 설계하는 경우, 우선 어로 작업의 조건과 작업의 특성에 부합되는 부하를 계산하여 유압 작동기를 선정하고, 이 작동기의 구동에 필요한 작동유체의 압력과 유량을 공급할 유압구동장치를 설계하게 된다. 본 연구에서는 주로 연근해 소형 어선의 어로 작업에서 요구되는 윈치 시스템의 최적권양능력을 권양하중(W) 1.5 ton, 권양속도(V) 20 m/min로 설정하고, 曳引索(끝줄)으로서 직경(d) 10 mm의 와이어 로프(wire rope)를 사용하며, 또한 윈치 드럼에 감기는 첫번째 끝줄층($n=1$, n : 끝줄의 층수)에 대한 동심원 직경(PCD)을 기준으로 유압 윈치 시스템의 설계 파라미터를 산출하였다.

1) 윈치 드럼의 직경과 소요 토오크 및 회전수

본 연구에서는 윈치드럼의 직경($D=2r_d$, r_d : 드럼반경)과 끝줄 직경 사이에 『 $20d \leq D+d_d$ 』의 조건이 만족하도록 $D=216$ mm로 하였는데, 이때, PCD(mm)는

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

이고, 윈치 드럼의 구동에 필요한 토오크(T_L , kgf·m) 및 소요 회전수(N_d , rpm)는 각각

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

$$N_d = \frac{1,000 \cdot V}{\pi \cdot PCD} \quad (3)$$

에 의해 구할 수 있다.

2) 감속비

유압 모터의 구동축과 윈치 드럼의 회전축 사이의 감속장치는 구동과 종동 기어의 잇수를 각각 $Z_1=19$, $Z_2=55$ 로 하여 감속비를 $1/i=1/2.895$ 로

하였는데, 이 때, 이들 기어의 기계 효율 및 메탈 축과의 마찰을 고려하여 기어 감속장치의 전기계 효율은 $\eta_r=0.8$ 로 하였다.

3) 유압 모터의 선정

(1) 구동 토크 및 회전수

장력이 $W(kgf)$ 인 끌줄이 감겨있는 윈치 드럼(중량 W_d)을 Δt 시간동안 정지 상태에서부터 본 연구에서 목적하는 ΔN_d 의 회전수까지 가속시키는 데 소요되는 유압 모터의 구동 토크 $T_m(kgf \cdot m)$ 과 회전수 $N_m(rpm)$ 은 각각

$$T_m = \left(\frac{W_d}{g} r_d^2 + \frac{W}{g} r_d^2 \right) \frac{2\pi}{60} \frac{\Delta N_d}{\Delta t} + W r_d \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{\eta_r} \quad (4)$$

$$N_m = N_d \cdot i \quad (5)$$

에 의해 구할 수 있다. 여기서, g 는 중력 가속도 ($9.8 m/s^2$), Δt 는 시간(sec)으로서 본 연구에서는 $\Delta t=1.5 sec$ 로 하였다.

(2) 유압 모터의 배제용적

유압 모터의 배제용적 $q(cm^3/rev)$ 는 유효작동압력을 $P=200 kgf/cm^2$, 유압 모터의 기계효율과 용적효율을 각각 $\eta_m=0.93$, $\eta_{vm}=0.94$ 로 하여 (6)식에 의해 구하였다.

$$q = \frac{2\pi \cdot T_m \times 100}{P \cdot \eta_m} \quad (6)$$

그 결과, 유압 모터의 성능으로서는 배제용적 $302.0 cm^3/rev$, 출력 토크는 $89.4 kgf \cdot m$, 회전수 $81.6 rpm$ 이상의 사양이 요구되어 본 연구에서는 저속이면서 토크가 큰 피스톤 모터(ME300, Eaton coporation사)를 선택하였는데, 이 모터의 배제용적은 $304 cm^3/rev$, 정격압력은 $280 kgf/cm^2$, 정격출력 토크는 $135 kgf \cdot m$, 정격 회전속도는 $600 rpm$ 이다.

4) 유압 펌프의 선정

(1) 유압 모터의 유효작동압력

윈치가 본 연구에서 목적하는 권양 능력을 갖기 위해서 유압 모터의 회전축에서는 $89.4 kgf \cdot m$ 의 구동 토크가 필요한데, 이를 위한 유효작동압력 $P(kgf/cm^2)$ 는

$$P = \frac{2\pi \cdot T_m \times 100}{q \cdot \eta_m} \quad (7)$$

에 의해 $198.7 kgf/cm^2$ 이 되지만, 보통 선박 배관이나 각종 유압 유닛에서의 압력손실이 약 $25 \sim 35 kgf/cm^2$ 정도인 점을 고려하여 유압회로 전체를 보호하기 위한 압력제어 밸브의 최고압력은 $210 kgf/cm^2$ 로서 설정하였다.

(2) 유압 모터의 필요공급유량

유압 모터의 유효작동압력 $P=198.7 kgf/cm^2$ 에 대한 용적효율은 $\eta_{vm}=0.94$ 이므로 유압 모터의 필요공급유량 $Q(l/min)$ 는

$$Q = \frac{q \cdot N_m}{1,000 \times \eta_{vm}} \quad (8)$$

에 의해 $Q=26.4 l/min$ 가 된다. 실제 유압 펌프의 토출유량은 각종 배관 및 밸브 등에서의 누유를 고려하여 유압 모터에 대한 필요 공급유량의 약 $3 \sim 6\%$ 의 여유를 갖고 결정하기 때문에, 4% 의 여유를 갖고 설계하면 $Q=26.4 \times 1.04=27.2 l/min$ 이 된다.

한편, 유압 펌프의 배제용적 $q_p(cm^3/rev)$ 는 유압 펌프의 용적효율 $\eta_v=0.91$, 전동기의 전부하 회전속도를 $N_p=1,180(rpm)$ 라 하면

$$q_p = \frac{Q \times 1,000}{N_p \cdot \eta_v} \quad (9)$$

에 의해 $q_p=25.3 cm^3/rev$ 이 된다. 이 조건을 만족하는 유압 펌프로써 본 연구에서는 Eaton Hydraulics Division의 model 70422의 가변용량 펌프를 선택하였는데, 이 유압 펌프의 배제용적은 $0 \sim 38 cm^3/rev$, 정격압력은 $207 kgf/cm^2$ 이다.

5) 유압 서보 밸브의 선정

본 연구에서 사용한 전기유압 서보 밸브는 유압 모터에 대한 공급유량과 유효작동압력을 고려하여 NG6(model 0811404039, Bosh사)를 선택하여 사용하였는데, 이 서보 밸브의 최대작동압력은 $315 kgf/cm^2$, 정격유량(nominal flow)은 부하압력 강하(load pressure drop)가 $30 kgf/cm^2$ 일 때, $40 l/min$ 이고, 서보 증폭기(model 0811405030, Bosh사)에 대한 제어입력신호의 전압범위는 ± 10

V이다.

6) 전동기의 선정

유압 회로에서 30 kgf/cm^2 정도의 압력손실을 가정하고, 유압 펌프의 전효율 $\eta_{vt}=0.75$ 를 고려할 때, 유압 펌프의 구동에 필요한 소요동력 $P_m(kW)$ 은

$$P_m = \frac{(P + \Delta P) \cdot Q}{612 \cdot \eta_{vt}} \quad (10)$$

에 의해 $P_m=11.8 \text{ kW}$ 가 된다. 따라서, 여기서는 6극, 1180 rpm, 15 kW의 3상 유도전동기를 선정하여 유압 펌프를 구동하였다.

2. 부하 윈치의 설계

중·저층의 어족자원을 대상으로 하는 저인망이나 트롤 어선의 경우, 어구의 저항은 해저저질, 예망속력, 전개상태, 입망 어군량, 그물 및 부속구의 저항 특성 등에 따라 불규칙하게 변동하기 때문에 임의의 부하(어구저항)에 대한 윈치 시스템의 동적응답특성을 평가하기 위해 auto tension 기능을 갖는 모의부하발생장치를 설계, 개발하여 사용하였다.

이 부하발생장치는 전기유압 서보 윈치 시스템과는 독립적인 유압식 윈치 시스템으로 설계, 제작하였는데, 여기서는 부하 발생용 유압 모터의 토출측에 압력제어 밸브를 삽입하고, 이 제어 밸브의 설정압력을 임의로 조정함으로써 끌줄의 장력, 즉 윈치의 부하 토크를 임의로 가변시킬 수 있도록 하였다.

3. 윈치 시스템의 성능 특성 측정

본 연구에서 설계한 전기유압 서보 윈치 시스템에서는 유압 펌프에서 토출되는 유량과 전자 비례 제어 밸브(servo valve)를 통과하는 유량에 대한 직접적인 제어가 가능하지만, 여기서는 전자 비례 제어 밸브를 통과하는 유량을 개루프 상태로써 제어하는 경우에 대한 응답특성에 대해서만 분석, 고찰하였다.

한편, 본 연구에서는 윈치 시스템의 구동에 따른 각부의 동적응답특성을 실시간으로 측정하기 위해 압력 변환기(pressure transducer)를 사용하

여 압력제어 밸브의 압력, 유압 모터에의 공급 및 배출압력을 측정하였고, tachogenerator를 윈치 드럼의 회전축에 설치하여 끌줄의 길이와 권양 및 조출 속도를 제어하기 위한 윈치 드럼의 회전수를 측정하였다. 또한, 토오크 미터(torque meter)를 유압 모터의 회전축과 윈치 드럼에 장치된 감속기 어장치의 구동축 사이에 설치하여 끌줄의 권양하중의 변동에 따른 윈치의 구동 토크 등을 검출하였다.

먼저 실험은 D/A 변환기(ACL6126, ADLink)를 이용하여 발생시킨 $\pm 10 \text{ V}$ 범위의 서보 밸브의 제어 입력신호를 스텝(step) 상과 램프(ramp) 상으로 증가 및 감소시키는 조작을 반복하면서 실시하였다. 또한, 본 연구에서는 윈치 시스템의 동특성을 정량적으로 분석하기 위해 압력 변환기(PMHA0200, Sensor system 기술) 및 토오크 미터(TQS1, 대성산업)에서 검출된 전기신호를 각각 변형 증폭기(SM10, 동화 control사)와 디지털 지시계(FS10, Fine mechatronics사)를 통해 표시 및 증폭한 후, 이들 지시계의 출력전압과 윈치 드럼의 회전축에 설치한 tachogenerator (60 V/1000 rpm, Sanyo 전기)에서 출력되는 전압을 파형해석장치(HT600, HI-Tech사)에 입력하여 분석하고, 그 결과를 컴퓨터의 하드 디스크에 저장하고, 컬러 프린터를 통해 출력하였다. 본 연구에서 사용한 파형해석장치는 12 bit의 분해능으로서 1 MHz의 샘플링이 가능한 8 채널의 데이터 해석 유닛을 내장한 시스템이다.

결과 및 고찰

1. 전기유압 서보 윈치 시스템의 구성

본 연구에서 설계, 제작한 전기유압 서보 윈치 시스템의 구성도는 Fig. 1과 같다. 이 윈치 시스템은 유압구동 유닛, 전기유압 서보 밸브 유닛, 윈치 드럼 구동 유닛, auto tension unit, 계측 센서 및 신호처리 유닛 등으로서 구성하였는데, 유압구동 유닛은 전동기, 가변용량 axial piston pump, 압력제어 밸브, 체크 밸브 등으로 구성하였고, 전기유압 서보 밸브 유닛은 서보 밸브 본체와 증폭기

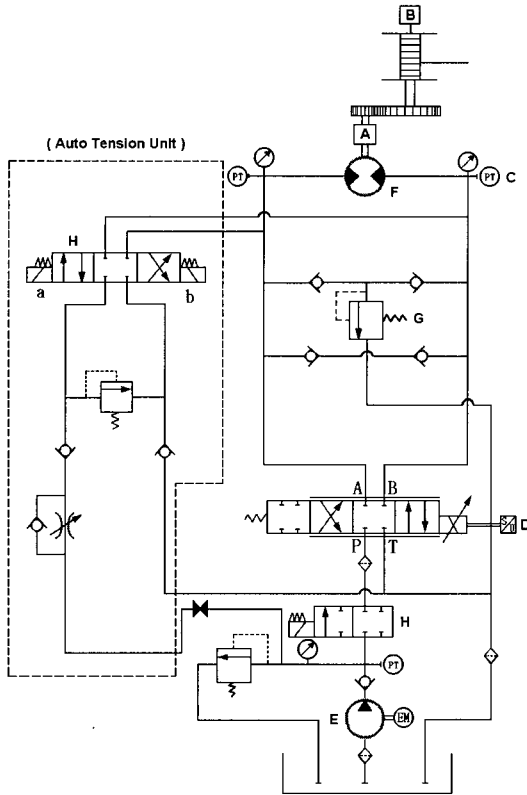


Fig. 1. Schematic diagram of the electro-hydraulic servo winch system for small inshore and coastal fishing vessels.

- (A) Torque meter (B) Tachogenerator
- (C) Pressure sensor
- (D) Servo valve & amplifier
- (E) Hydraulic pump (F) Hydraulic motor
- (G) Brake circuit (H) Solenoid valve

및 제어신호발생기, 고압용 필터, 서보 밸브 보호용 솔레노이드 밸브로서 구성하였다. 이 연구에서 사용한 서보 밸브는 nozzle flapper의 압력 증폭기를 갖는 전자비례 밸브로서 유압유에 포함되어 있는 미세한 불순물 찌꺼기에 의한 성능저하를 고려하여 서보 밸브의 고압측 및 저압측 관로에 필터를 설치하였다. auto tension unit은 on/off 솔레노이드 밸브, 압력 가변형 압력제한 밸브, throttle check valve로서 구성하였고, 이 유닛에는 솔레노이드 밸브를 통과하는 작동 유체의 역류를 방지하기 위한 체크 밸브를 부가시켰다. 또한, 윈치 드럼 구동 유닛은 유압 모터, 윈치 드럼, 감속기 및 브레이크로서 구성하였는데, 이 시스템은 소수의 인

원으로 어로 작업을 감당해야 하는 현실을 고려하여 원격조작 및 끌줄 장력의 자동검출기능을 부가시켰기 때문에 기존의 윈치 시스템에 비해 조업의 효율성을 보다 향상시킬 수 있다고 판단된다.

2. 전기유압 서보 윈치 시스템의 동적 응답특성

전기유압 서보 시스템에서 서보 밸브에 인가되는 전류와 그 출력 유량과의 관계는 유압 모터의 고압 및 저압 관로 양측의 압력차, 즉, 부하에 기인하는 壓力降下에 따라 변화하기 때문에 동일 입력 전류를 서보 밸브에 인가하더라도 부하의 조건에 따라 유압 모터에 공급되는 유량이 변한다. 이 때, 서보 밸브에 전류 신호가 입력되는 순간부터 스푼 (spool)의 변위, 기름의 유압관 전송, 유압 모터의 구동에 이르기까지 일정한 시간 지연이 발생하고, 이와 같은 시스템 응답특성에 있어서의 과도 현상은 특히 천기 상태가 불량하거나 부하조건이 변동하는 어로작업시에는 시시각각 매우 다른 양상으로 나타날 것이다.

따라서, 이와 같은 작업조건에 대한 윈치 시스템의 응답특성을 조사, 분석하기 위해 전기유압 서보 윈치 시스템의 개루프 상태에 대한 동적응답 특성을 여러 부하 조건에 대하여 분석, 고찰하였는데, 무부하 상태에서 윈치 드럼을 시계방향(권양구동)으로 회전시킨 경우에 대한 응답특성은 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 (A)~(F)는 각각 서보 밸브의 제어입력전압(V), 릴리프 밸브의 압력(kgf/cm^2), 유압 모터의 고압측(A port) 압력(kgf/cm^2), 유압 모터의 저압측(B port) 압력(kgf/cm^2), 유압 모터 회전축의 부하 토크($kgf \cdot m$), 윈치 드럼의 회전수(rpm)이다.

Fig. 2의 (A)는 서보 밸브의 제어신호전압을 8.9 V에서 0 V까지 0.42 sec의 하강시간을 설정하여 램프 상으로 변화시킨 후, 3.58 sec 동안 서보 밸브의 동작을 일시적으로 정지시켰다가 다시 0 V에서 8.57 V까지 0.17 sec의 상승시간을 설정하여 램프 상으로 변화시켰을 때의 결과이다. 이 실험은 실제의 어로 윈치 시스템에서 방향제어 밸브(윈치구동밸브)의 레버를 중립 위치에서 최대구동속도의 위치까지 급속히 조작(가속)하고, 윈치 드럼이 정

상 속도가 된 후에 조작 레버를 다시 중립 위치까지 급속히 회복시킨 경우에 대한 윈치 시스템의 추종성능을 평가, 분석하기 위해서 실시되었다.

이 때, 릴리프 밸브의 압력은 Fig. 2의 (B)에서와 같이 서보 밸브에 8.9 V의 제어입력전압이 인가한 상태에서는 36.4 kgf/cm^2 이었으나 밸브의 동작을 정지시켜 유압유의 송출을 차단한 경우에는 46 kgf/cm^2 을 나타내어 윈치 시스템 자체의 무부하 구동에 따른 릴리프 밸브의 압력변동폭은 9.6 kgf/cm^2 이었다. 또한, Fig. 1(A)의 구동 조건하에

서 제어입력신호를 감소시킨 경우에는 正의 오버슈트(overshoot)가, 증가시킨 경우에는 負의 오버슈트가 각각 발생하였는데, 그 오버슈트 값은 1.3 kgf/cm^2 이었고, 그 첨두시간(peak time)은 0.46 sec 이었다.

유압 모터의 입구측(고압측) 및 출구측(저압측) 압력은 Fig. 2의 (C)와 (D)에서와 같이 서보 밸브의 스펴에 제어전압 8.9 V에 상당하는 변위가 생겨 유압유가 송출되고, 이 작동유체에 의해 유압 모터가 회전하여 윈치 드럼이 구동될 때, 모터의

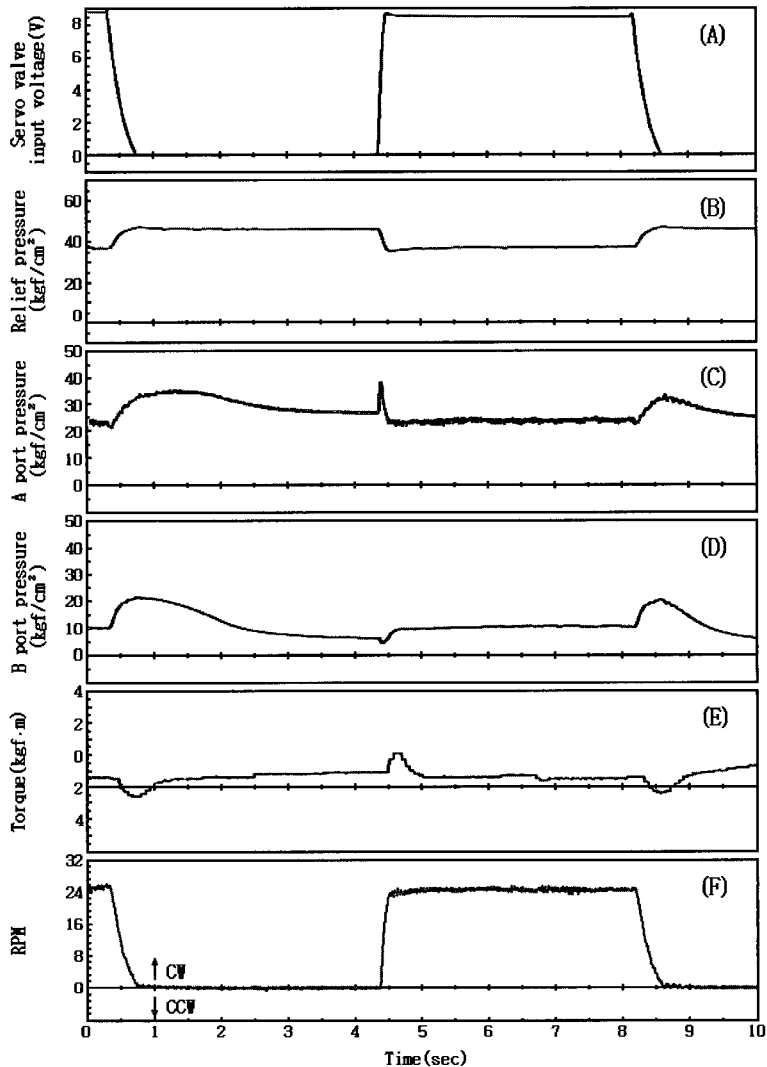


Fig. 2. Open-loop dynamic responses of the electro-hydraulic servo winch system under unload condition.

고압측에는 23 kgf/cm^2 , 저압측에는 10.3 kgf/cm^2 의 압력이 유지되었으나, 밸브의 동작을 정지시켜 유압유의 송출을 차단한 시점부터 고압측의 압력은 저압측에 비해 매우 완만하게 증가하여 1.2 sec 후에 최대치 35.5 kgf/cm^2 을 나타내었다가 점차 감소하여 27.0 kgf/cm^2 에 수렴해 가는 경향을 나타내었다. 반면, 저압측의 압력은 고압측에 비해 급속한 증가를 나타내어 0.42 sec 후에 최대치 22 kgf/cm^2 을 나타내었다가 점차 감소하여 6.2 kgf/cm^2 에 수렴하였다. 특히, 서보 밸브의 동작을 정지시켰다가 다시 8.57 V 의 제어전압을 인가한 경우, 유압 모터의 고압측에는 38.7 kgf/cm^2 까지 급격한 압력상승현상이 일시적으로 발생하였다가 제어전압이 목표전압에 도달한 후에는 다시 23 kgf/cm^2 의 정상압력으로 복귀하는 경향을 나타내었다. 유압 모터의 저압측에서는 고압측과 반대로 서보 밸브의 스톱 변위의 갑작스런 조작에 의해

일시적으로 4 kgf/cm^2 의 압력강하가 발생하였다가 10.3 kgf/cm^2 의 정상 압력으로 복귀하는 경향을 나타내었다

무부하 상태에 있어서 유압 모터의 회전축에 대한 구동 토크 및 윈치 드럼의 회전속도는 Fig. 2의 (E)와 (F)에서와 같이 서보 밸브에 제어전압 8.9 V 가 인가되어 유압 모터 및 윈치 드럼이 회전할 때, 모터 축의 토크와 윈치 드럼의 회전속도는 각각 $0.65 \text{ kgf} \cdot \text{m}$, 27.2 rpm 이었으나, 밸브의 동작이 정지된 시점부터 모터의 구동 토크는 일시적으로 급격히 감소하였다가 다시 완만하게 회복하는 경향을 나타내었다. 이 상태에서 다시 서보 밸브에 8.57 V 의 제어전압이 인가된 경우, 토크는 $2.3 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 까지 일시적으로 급격히 상승하였다가 제어전압이 목표전압에 도달한 후에는 다시 $0.65 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 의 정상 토크로 복귀하는 경향을 나타내었다. 특히, 본 연구에서 설계, 제작한 전기

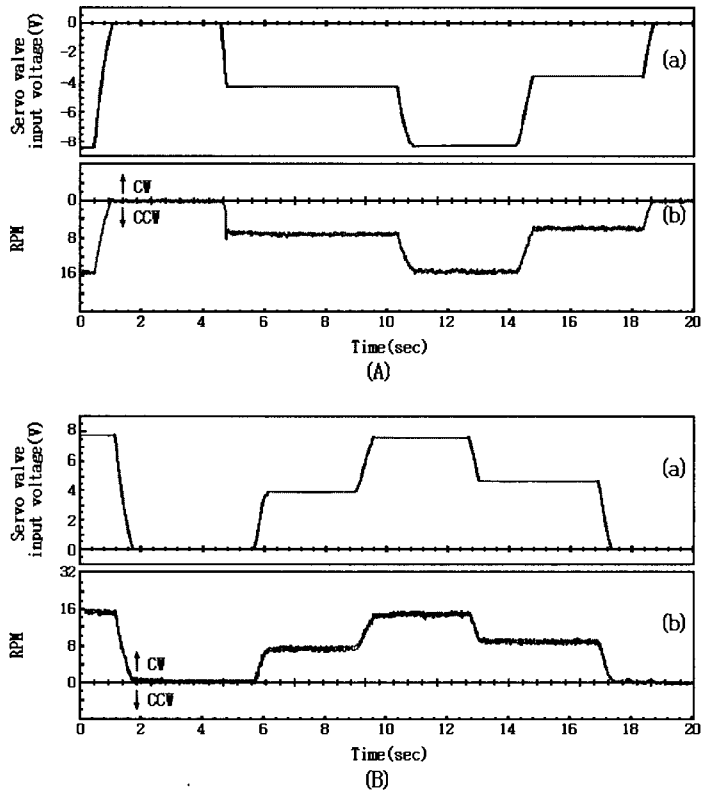


Fig. 3. Response characteristics of the rotational speed of winch drum in CCW(A) and CW directions(B) on the voltage steps to the servo valve.

유압 서보 윈치 시스템의 경우, 토오크 및 윈치 드럼의 회전속도는 목표입력을 가한 응답의 초기에는 약간의 변동을 나타내었지만, 그 후 필요한 유량이 공급되어서부터는 짧은 경과시간을 거쳐 일정한 값에 수렴하고 있기 때문에 목표제어입력에 대한 윈치 드럼의 회전속도의 추종성능은 매우 양호한 특성을 나타내고 있다고 판단된다.

Fig. 3은 무부하 상태에서 윈치 드럼을 반시계(A) 및 시계방향(B)으로 수시 변속시킨 경우에 대한 속도응답특성을 나타낸 것이다. Fig. 3의 (A) 및 (B)에서 (a)와 (b)는 각각 서보 밸브의 제어입력 전압(V)과 윈치 드럼의 회전수(rpm)이다.

Fig. 3의 (A)는 서보 밸브의 제어입력을 $-8.4V \rightarrow 0V \rightarrow -4.3V \rightarrow -8.3V \rightarrow -3.6V$ 의 램프 상으로 변화시켰을 때의 윈치 드럼의 반시계 방향에 대한 속도응답특성이고, (B)는 $7.8V \rightarrow 0V \rightarrow 3.8V \rightarrow 7.6V \rightarrow 4.5V$ 의 램프 상으로 변화시켰을 때의 윈치의 시계방향에 대한 속도응답특성이다. 이들 그림에서 서보 밸브에 인가되는 제어입력의 정과负的 급격한 절환에 수반되는 압력 변동과 마찰 토오크의 발생에도 불구하고 속도응답특성은 매우 빠르게 회복하고 있고, 또한, 서보 밸브의 제어입력변화에 대한 윈치 드럼의 속도추종성능 역시 매우 양호한 특성을 나타내었다.

Fig. 4는 전기유압 서보 윈치를 정전(CW), 또는 역전(CCW) 구동하여 부하 윈치 드럼의 와이어 로프(직경 10 mm)를 당겨 감아들이거나 그 반대로 서보 윈치 드럼에 감겨있는 와이어 로프를 풀어내면서 부하윈치로 하여금 당겨 감도록 하는 방법을 통해 부하의 변화에 대한 동적응답특성을 분석한 결과이다. Fig. 4에서 (A)~(F)는 각각 서보 밸브의 제어입력전압(V), 부하윈치의 부하압력(kgf/cm²), 유압 모터의 A port 압력(kgf/cm²), 유압 모터의 B port 압력(kgf/cm²), 유압 모터 회전축의 부하 토오크(kgf·m), 윈치 드럼의 회전수(rpm)이다.

Fig. 4의 A 및 B port의 압력과 윈치 드럼의 회전수에서 스텝 상의 제어전압신호가 인가된 직후 첫번째 나타나는 돌출적인 파형은 어로현장에서 클러치의 조작이 용이하도록 윈치 드럼의 클러치에 18 mm의 유격을 주어 설계했기 때문에 클러치

이빨이 서로 맞물려 돌아갈 때까지 약간의 시간이 지체되는 데, 이 때문에 나타나는 신호이다.

Fig. 4의 (A)는 서보 밸브에 $0V \rightarrow 6V, 6V \rightarrow 0V$ 의 스텝 전압을 공급하여 1 sec동안 윈치를 시계 방향으로 동작시키고, 0.88 sec의 경과시간을 거친 후, 다시 $0V \rightarrow -6V, -6V \rightarrow 0V$ 의 스텝 전압을 공급하여 윈치를 반시계 방향을 구동한 경우에 대한 제어신호 파형이다.

Fig. 4의 (B)에서 서보 밸브에 6 V의 제어전압을 인가하여 윈치를 정전 구동한 경우의 부하 압력은 20 kgf/cm²이었고, 역전 구동한 경우에는 10.6 kgf/cm²을 나타내어 부하압력의 변동폭은 9.4 kgf/cm²이었다. 또한, Fig. 4(A)의 목표신호를 스텝 상으로 증가시키거나 감소시킨 순간에 있어서의 압력 변동은 거의 없었다.

유압 모터의 입구측(고압측) 및 출구측(저압측) 압력은 Fig. 4의 (C)와 (D)에서와 같이 서보 밸브에 6 V의 제어전압을 인가하여 윈치를 정전 구동할 때, 유압 모터의 고압측과 저압측 압력은 각각 48.4 kgf/cm², 5.8 kgf/cm²이었고, 작동 유체가 공급 및 차단되는 순간에 고압측에서는 각각 16.5%와 9.0%의 일시적인 압력변동이 발생하였다가 점차 정상치에 수렴하여 가는 경향을 나타내었다. 반면, 서보 밸브에 $-6V$ 의 제어전압을 인가하여 윈치를 역전 구동할 때, 유압 모터의 입·출구측에서는 모두 27.0 kgf/cm²의 같은 압력이 발생하였다.

부하 상태에 있어서 유압 모터의 회전축에 대한 구동 토오크 및 윈치 드럼의 회전속도를 측정 한 결과는 Fig. 4의 (E)와 (F)와 같다. 그림에서 서보 밸브에 6 V의 제어전압을 인가하여 윈치 드럼을 정전시켜 와이어 로프를 감을 때, 유압 모터의 회전축 토오크와 윈치 드럼의 회전속도는 각각 15.6 kgf·m, 8.3 rpm이었고, 역전시켜 와이어 로프를 풀어낼 때의 회전수는 12.8 rpm이었는데, 이들 토오크와 회전속도에 대한 스텝 응답특성을 정량적으로 분석하기 위해 스텝 입력의 하강과 상승시에 대한 응답특성을 확대시켜 나타낸 결과는 Fig. 5 및 Fig. 6과 같다. Fig. 5에서 부하시의 토오크 응답특성은 서보 밸브에 스텝 전압신호가 공급되어서부터 윈치 드럼의 회전축에 토오크가 발생되기 까지는 0.06 sec의 경과시간이 소요되었고, 이

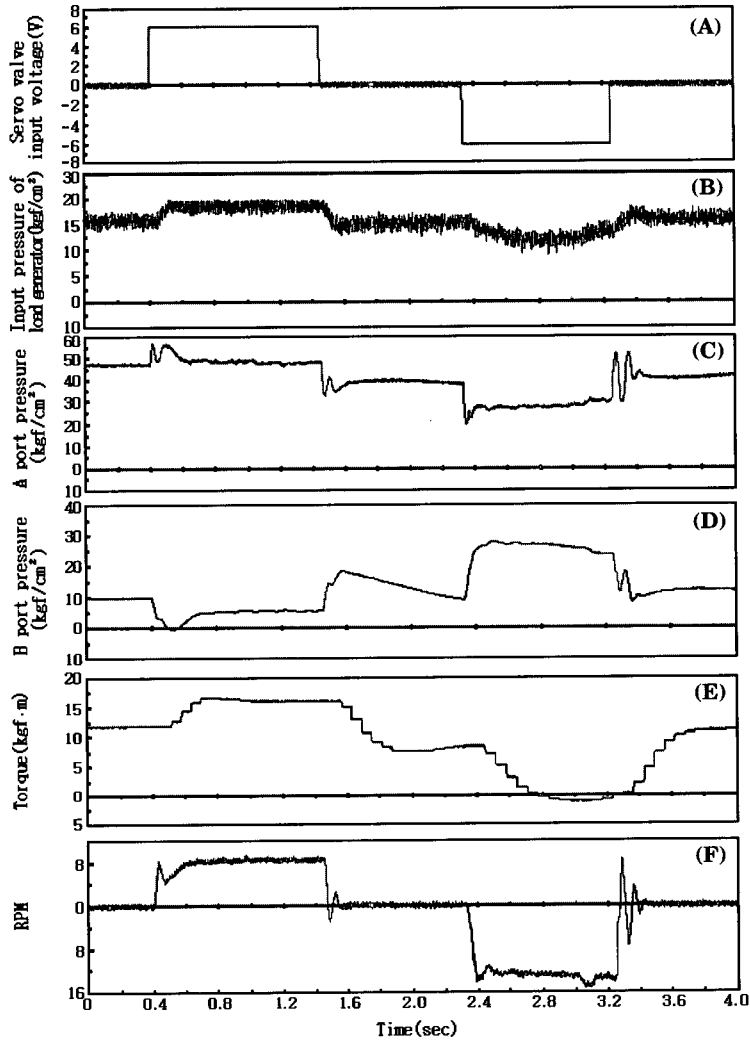


Fig. 4. Open-loop step responses of the electro-hydraulic servo winch system inertially loaded by the load generator with a supply pressure of 30 bar.

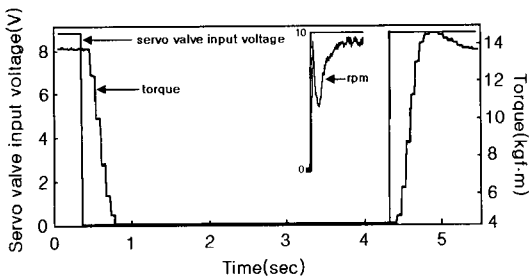


Fig. 5. Transient characteristics for torque of the electro-hydraulic servo winch system.

시점에서부터의 상승시간(rise time)은 0.34 sec, 최대 오버슈트까지의 침두시간은 0.48 sec, 감쇠비는 0.63이었다. 또한, 오버슈트 percent는 약 8%이었고, 정상편차 2%에 대한 整定時間은 0.76 sec로서 매우 양호한 응답특성을 나타내었는데, 이 시간 이후에는 안정된 상태에서 목표치에 수렴하였다.

보통 서보 밸브에 스텝 전압이 공급되면 클러치의 유격에 기인하여 회전속도가 일시적으로 급상승하지만, 이 속도 성분을 제거하고 나타낸 결과

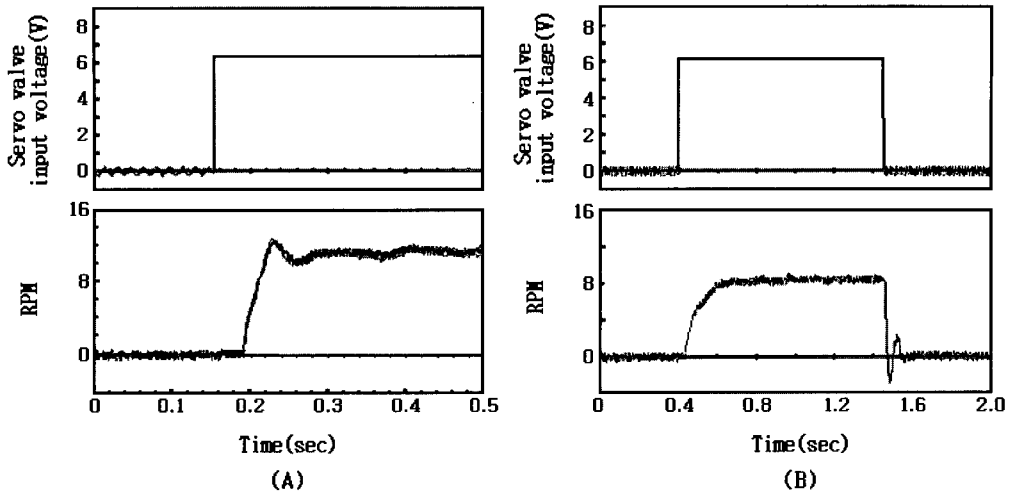


Fig. 6. Transient characteristics for rotational speed of the electro-hydraulic servo winch system in unload(A) and load conditions(B).

는 Fig. 6과 같다. Fig. 6에서 무부하시(A)의 경우, 서보 밸브에 스텝 전압이 인가된 후, 드럼축이 회전할 때까지의 경과시간은 0.036 sec이었고, 이 때 상승시간은 0.037 sec, 최대 오버슈트까지의 침두 시간은 0.044 sec, 감쇠비는 0.51이었다. 또한, 오버슈트 percent는 약 15.9%였고, 정상편차 2%에 대한 整定時間은 0.082 sec이었다. 한편, 부하시(A)에 대한 경과시간은 0.036 sec이었고, 이 경우에 있어서는 과제동(over damping) 응답특성을 나타내었는데, 정상편차 2%에 대한 整定時間은 0.228 sec이었다.

Fig. 7은 전기유압 서보 윈치 시스템의 끌출 장력 자동검출 및 처리에 대한 성능특성을 분석하기 위해 Fig. 1의 전기 유압 서보 밸브 및 입구측 슐레노이드 밸브를 완전히 차단시킨 상태에서 auto tension unit의 슐레노이드 밸브 “a”를 통전시킨 후, 부하 윈치를 구동하여 드럼에 감겨있는 와이어 로프를 0.12~1.69 sec 동안에는 풀어주고, 2.15~3.52 sec 동안에는 감아들이면서 서보 윈치에 변동부하를 인가한 경우에 대한 응답특성이다.

Fig. 7에서 (A)는 부하윈치의 유압 모터 공급압력(kgf/cm²)이고, (B)~(F)는 각각 서보 윈치 시스템에 대한 릴리프 밸브 압력(kgf/cm²), 유압 모터의 입구측(A port)과 출구측(B port) 압력(kgf/cm²), 유압 모터 회전축의 부하 토크(kgf·m), 윈치 드

럼의 회전수(rpm)이다.

Fig. 7에서 서보 윈치 시스템은 auto tension unit을 통해 항상 유압 모터의 A port에 40 kgf/cm²의 압력이 공급되고 있기 때문에 유압 모터의 회전축에 16.5 kgf·m의 부하 토크가 걸릴 때까지 서보 윈치는 정전 구동되어 와이어 로프를 감아들이고(역부하 상태), 그 이상의 부하 토크가 걸리면 설정 토크를 초월하는 만큼의 토크가 서보 윈치를 역전 구동시켜 와이어 로프를 풀어내는(정부하 상태) auto tension 기능을 갖게 된다. 즉, Fig. 7(F)의 2.15~3.52 sec 구간에서와 같이 부하윈치를 구동하여 서보 윈치 드럼에 감겨있는 와이어 로프를 끌어당겨 유압 모터를 역회전시키면, 유압 모터의 A port 작용압력이 순간적으로 상승하게 된다. 이 때, A port에 40 kgf/cm²이상의 압력이 걸리면, 그 이상의 압력은 압력제어밸브를 거쳐 B port로 유입되기 때문에 모터의 역회전에 필요한 기름 공급이 정상화되어 윈치 드럼은 20 rpm으로서 정속 회전한다. 또한, A port에는 40 kgf/cm²의 압력이 유지되고, 모터 회전축에는 16.5 kgf·m의 토크가 일정하게 유지되는 동작 특성을 갖는다.

한편, 부하 윈치의 드럼에 감겨있는 와이어 로프를 Fig. 7(F)의 0.12~1.69 sec 구간에서와 같이 조출시키면 서보 윈치의 유압 모터는 정회전하고,

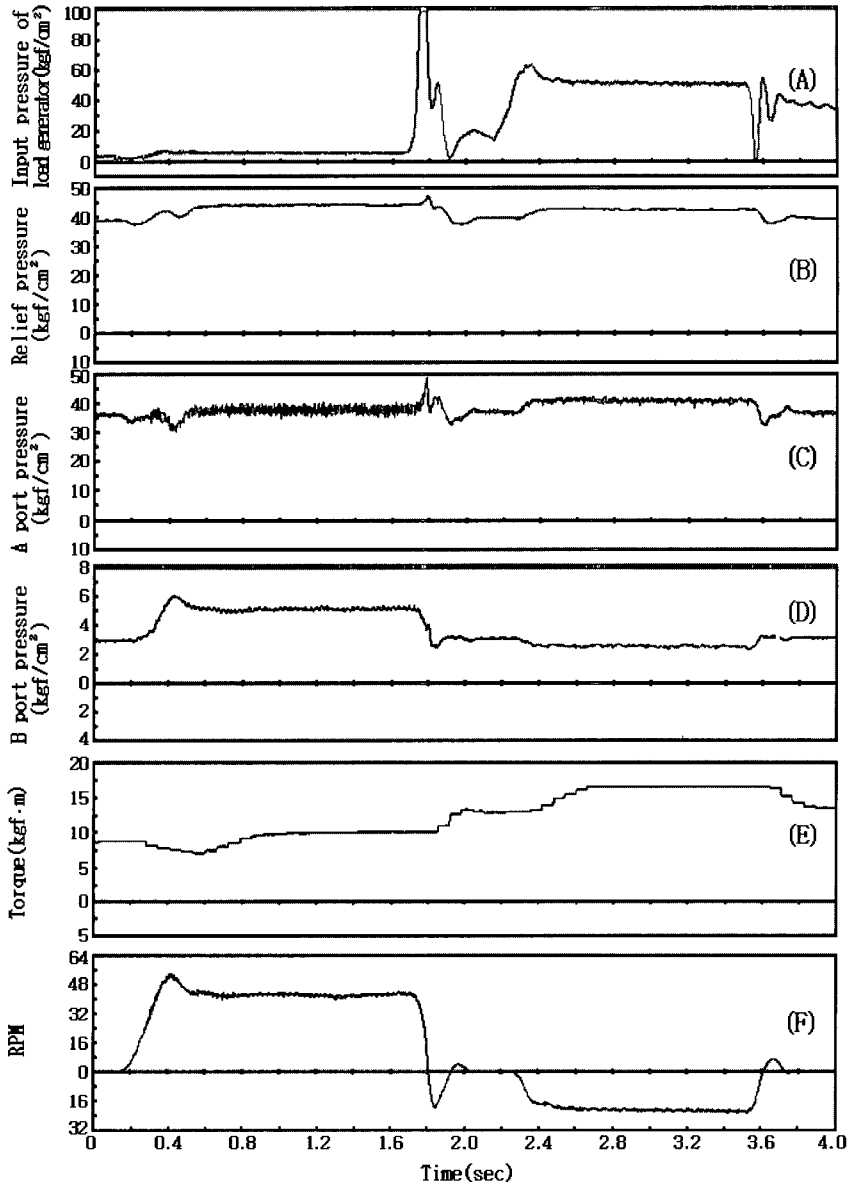


Fig. 7. Automatic towing and shooting characteristics for stepped load changes.

A port에 걸리는 38 kgf/cm^2 의 압력에 의해 윈치 드럼이 42.9 rpm 의 속도로서 정속 회전하면서 모터 축에 $10.0 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 의 토크가 일정하게 유지된다. 만약, 이 상황에서 모터 회전축에 $16.5 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 이상의 부하 토크가 걸리면, 서보 윈치는 역회전하면서 와이어 로프를 풀어내는 auto tension 기능을 발휘하게 된다.

Fig. 8은 전기유압 서보 윈치 시스템에 대한 서보 밸브의 동작을 완전히 정지시키고, auto tension unit의 솔레노이드 밸브 "a" (sol-a)를 on/off 조작하여 비상 양방향 및 투망 상태로 구동하는 경우에 대한 무부하 응답특성을 나타낸 결과이다. Fig. 8에서 (A)~(E)는 각각 릴리프 밸브의 압력(kgf/cm^2), 유압 모터의 고압측(A port) 압력

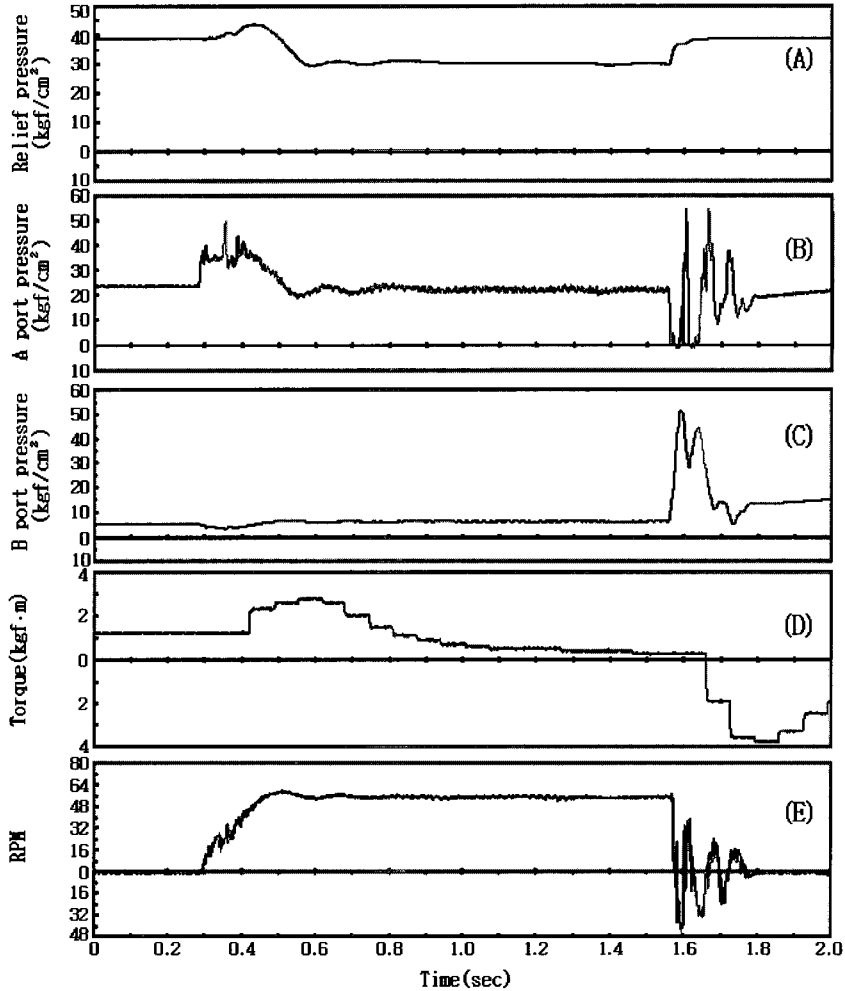


Fig. 8. Transient responses on switch-on and switch-off conditions of the solenoid valve for auto tension circuit.

(kgf/cm^2), 유압 모터의 저압측(B port) 압력 (kgf/cm^2), 유압모터 회전축의 부하 토크($kgf \cdot m$), 윈치 드럼의 회전수(rpm)이다.

Fig. 8에서 sol-a를 통전시킨 경우, 유압 모터의 A port에 순간적으로 작용압력이 $50 kgf/cm^2$ 까지 급상승하였다가 $22.8 kgf/cm^2$ 에 수렴되는데, 이 때, 윈치 드럼은 0.22 sec의 짧은 시간동안 60 rpm까지 급회전하는 초기응답특성을 나타내고, 그 이후에는 압력이 안정되어 윈치 드럼의 회전수가 거의 일정한 값을 유지한다. 윈치의 회전이 整定狀態에 도달한 시점에서 솔레노이드에 대

한 전기입력신호의 공급을 차단한 경우, 유압 모터의 입구측 및 출구측의 압력이 매우 급격하게 불규칙한 변동을 나타내어 윈치 드럼의 회전상태가 일시적으로 불안정한 양상을 나타내지만 짧은 경과시간을 거쳐 정지상태를 유지한다. 또한, sol-b를 on/off시킨 경우에 있어서도 같은 현상이 나타나는 데, 이들의 응답특성은 솔레노이드 밸브를 on/off시킨 직후, 즉 응답의 초기에는 불안정한 양상을 보이나 짧은 시간내에 회복되기 때문에 비상시의 윈치 조작에 매우 효과적이라 판단된다.

요 약

유압식 어로 윈치 시스템의 성능개선 및 최적제어 파라미터 추출을 위한 기초적 연구로서 전기유압식 서보 윈치 시스템을 설계하여 윈치 시스템의 개루프 상태에 대한 동적응답특성을 분석, 고찰하고, 또한 auto tension 기능을 부가하여 윈치 시스템의 성능개선을 위한 실험적 연구를 행한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 기존의 어로윈치 시스템에 원격조작 및 auto tension 기능을 부가하여 어로작업의 생력화를 위한 전기 유압 서보 윈치 시스템을 개발하였다.

2. 본 연구에서 설계, 제작한 전기유압 서보 윈치 시스템의 무부하 상태에 대한 윈치 드럼의 회전속도는 목표입력을 가한 직후, 즉 응답의 초기에는 약간의 변동을 나타내었지만, 매우 짧은 경과시간을 거쳐 안정된 값에 수렴하는 경향을 나타내었고, 목표제어입력에 대한 윈치시스템의 추종 성능은 매우 양호한 특성을 나타내었다.

3. 부하상태에 대한 토오크의 스텝 응답특성을 분석한 결과, 서보 밸브에 스텝 신호를 공급하여 토오크가 발생되기까지의 경과시간은 0.06 sec 이었고, 이 시점에서부터의 상승시간은 0.34 sec, 최대 오버슈트까지의 침두시간은 0.48 sec 이었으며, 감쇠비는 0.63 이었다. 또한, 최대 오버슈트 percent는 약 8%였고, 정상편차 2%에 대한 整定時間은 0.76 sec로서 매우 양호한 응답특성을 나타내었다.

4. auto tension unit의 압력제어밸브에 일정한 부하압력을 설정하고, 솔레노이드 밸브를 조작하여 서보 윈치 시스템에 부하를 인가한 결과, 유압 모터 입구 및 출구 압력이 일정하게 유지되면서 윈치 드럼이 구동되어 줄의 장력, 즉, 토오크가 항시 일정하게 유지되는 매우 양호한 auto tension 기능을 나타내었다.

이상의 결과로부터 본 연구에서 설계, 개발한 전기유압식 서보 윈치 시스템은 비교적 광범위한 실험조건하에서 고속응답, 고정도의 동적응답특성을 나타내어 연근해 소형어선의 조업시스템 개선에 실용화될 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. 日本機關士協會(1969) : 漁船用油壓機器, 日本機關士協會, 4~16.
2. 野村正恒(1994) : 漁業技術一般, 成山堂書店, 71~98.
3. 金起暎(譯)(1998) : 電子-油壓制御, 圖書出版 世和, 114~165.
4. 津田初二, 中谷三南(1988) : 船尾トロール漁業入門, 成山堂書店, 189~200.
5. 釜慶大學校 産學協同研究센터(1997) : 制御用 서보 驅動시스템 設計技術, 釜慶大學校 産學協同研究센터 技術講習教材, 296.
6. Kilian, C. T.(1996) : Modern Control Technology, West Publishing Company, 554.
7. 윤소남(1994) : 建設車輛用 油壓式 半自動 變速裝置의 動特性 改善에 관한研究, 博士學位論文, 180.
8. 佐 佐木能成(1994) : デジタルサーボのソフトウェア, 近代圖書, 127~144.
9. 田中裕久(1991) : 油空壓のデジタル制御と應用, 近代圖書, 21~40.
10. Bollinger, J. G and Duffe, N. A.(1989) : Computer Control of Machine and Process, Addison - Wesley Publishing Company, 12~15.
11. Watton, J.(1989) : Fluid Power System, Prentice Hall, 1~119.
12. 김종식, 한명철, 이민철, 최재원(1998) : 制御시스템 設計, 淸文閣, 559~722.
13. 이대재(1999) : 어업기계공학, 태화출판사, 189~206.