

제2차년도
최종보고서

639.20285
L293d
v.2

안강망 어로 시스템의 자동화

Automation of Stow-Net Fishing System

주관기관 : 부경대학교

농 립 부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “안강망 어로 시스템의 자동화” 과제의 최종
보고서로 제출합니다.

1997 .12 . .

주관연구기관명:부경대학교

총괄연구책임자: 문 덕 홍

연 구 원: 이 일 영

연 구 원: 양 주 호

연 구 원: 양 주 원

요 약 문

I. 제 목

안강망 어로시스템의 자동화

II. 연구개발의 목적 및 중요성

우리 연근해 안강망업계는 3D업종 기피로 인한 인력난, 미숙련 인력 및 낙후한 어로 시스템으로 인한 안전사고 등 여러 가지 문제점을 안고 있으나, 업계의 영세성으로 자체 해결이 곤란하므로 이들에 대한 국가 차원의 해결이 절실히 요구되고 있다.

종래의 안강망 어로시스템이 안고 있는 문제점들을 면밀히 분석, 종합한 결과를 토대로, 동력의 효율적 이용, 어구 조작 시스템의 자동화를 통하여 안강망 어업의 인력 절감, 작업 안전성의 개선을 도모하는 것이 본 연구의 목적이다.

III. 연구개발 내용 및 범위

연구개발의 주요 내용은 주기관 연동 사이드 드럼(side drum) 및 선·수미 캡스틴 원격제어장치 등을 개발하여 실선장착시험을 통하여 성능을 평가하고, 새로운 어로시스템을 제안한다.

세부적인 연구 내용 및 범위는 다음과 같다.

- (1) 종래 안강망 어로시스템의 문제점 분석 및 개선 방안 도출
- (2) 브릿지 직하 캡스톤의 설계·제작
- (3) 선수·선미부 캡스톤의 설계·제작
- (4) 동력전달장치를 포함한 유압동력발생부 설계·제작
- (5) 80196KC 마이크로 프로세서를 이용한 주기관 원격제어 시스템 구축
- (6) 단일 유압동력에 의한 전 시스템 구축
- (7) 개발된 어로시스템의 육상 성능 실험
- (8) 개발된 어로시스템의 실선 장착 실험을 통한 성능 확인
- (9) 유압식 집크레인의 설계

IV. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

상기의 내용대로 연구개발을 성공적으로 수행하여, 일부 제작과 실선 장착 실험이 필요한 개발품은 참여기업(풍원기계)으로 하여금 제작, 시공 하게 하여 성능을 확인하였다. 특히 문제가 되었던 브릿지 직하 캡스톤의 로프에 걸리는 추정 인장력에 의한 유압펌프 및 유압모터의 설계동력이 적정함을 실선장착 실험에 의하여 확인하였다. 따라서 안강망의 신조선 및 기존선박의 어로시스템에 본 개발결과를 문제없이 활용가능하리라 사료된다.

그러나 연구개발 결과에 대한 기존 선박에의 활용은 선박소유자들의 영세성 때문에 설치비용에 대한 부담으로 어려움이 있다. 이 문제에 관한 WTO 및 IMF 체제하의 국내어업의 경쟁력 확보 또는 어촌경제의 활성화 차원에서 국가적인 지원책이 강구되어야 하리라 생각된다.

SUMMARY

I. Title

Automation of Stow-Net Fishing System

II. Object and importance of the project

Our status of off-shore stow-net fishery is in the face with many difficult problems; the lack of fisherman by evading the 3D occupation, the safety accident by unskilled crew and old type fishing system. But because this problems cannot solve by themselves owing to the lower financial capability, it is necessary to support by government. This project is to save the man power and imporve the safety of fishing work by the effective utilization of power and the automation of the fishing gear maneuvering system being based on the results which we analyzed and synthesized the problems of old type stow-net fishing system

III. Contents and scopes of the project

The main contents of this project is that we have developed the side drum driven by main engine, the bow and stern capstan, remote control system, etc, and presented the new fishing systems which their performances were tried by actual fishing boat.

- (1) Derivation of improved scheme and analysis of problems on the conventional type of stow-net fishing system
- (2) Design and manufacture of capstan in lower part of bridge
- (3) Design and manufacture of bow and stern capstan
- (4) Design and manufacture of generating part of hydraulic power with

power transmission device

- (5) Construction of remote control system by 80196kc micro-processor
- (6) Construction of full fishing system by uni-hydraulic power
- (7) Performance test of the new fishing system in land
- (8) Confirmation of performance of the new fishing system
by actual fishing boat test
- (9) Design of hydraulic jib crane

IV Results and suggestions for the practical use

We have achieved successfully this project and confirmed the performances of the developed devices which was manufactured by the participated company(Poong-won machine shop). We also confirmed that the power of hydraulic pump and hydraulic motor, which was evaluated by estimated tensile force, was very pertinent. Therefore we expect to apply the results of this paper to the fishing system of the new and conventional vessels. But the application of this results to the conventional vessel is very difficult on account of the lower financial capability of the owner. Therefore, we suggest that those must be solved by governmental financial support in order to secure competitive power of fisheries and activate the economy of fishing village under WTO and IMF.

Contents

Chapter 1 Introduction	11
Section 1 Necessity of the project	12
1. Status of stow-net fisheries	12
2. Problem of stow-net fishing system and status of development	13
3. Necessity of the project	21
Section 2 Object of the project	22
Section 3 Contents and scopes of the project	23
Chapter 2 Design of stow-net fishing system	24
Section 1 Introduction	25
Section 2 Constitution of Stow-net fishing system	27
1. System constitution	28
2. Load capacity of the main fishing equipment	29
Section 3 Design of an A type(hydraulic) stow-net fishing system	36
1. Side drum	36
2. Bow & stern capston	42
3. Net holler	46
4. Hydraulic crane	47
5. Hydraulic circuit	48
6. Calculation of the pressure loss inside tube	52
7. Hydraulic pump	54
Section 4 Design of a B type(electronic) stow-net fishing system	58
1. Eletronic side drum	58

2. Bow & stern capston	62
3. Electro-hydraulic net holler	65
4. Electro-hydraulic crane	65
5. Capacity of generator	65
6. Choice of Aux. machine for generator	66
Section 5 Structure design of stow-net fishing system	67
1. Side drum	68
2. Bow & stern capston	73
3. Net holler	78
4. Hydraulic crane	80
5. Power transmission between the main engine shaft and the hydraulic pump	107
Section 6 Remote control system design of stow-net fishing system	109
1. Remote control system construction of main engine	112
2. Two-position or three-position remote control device (electronic type)	112
3. Two-position or three-position remote control device (hydraulic type)	115
4. Speed control system of main engine	118
5. Remote control pannel	141
Chapter 3 Performance test of stow-net fishing system	145
Section 1 Introduction	146
Section 2 Performance test of the full hydraulic type the actuator parallel connectoin type circuit(in land)	147

Section 3 Performance test of the full hydraulic type the actuator	
series connectoin type circuit(in ship)	159
Section 4 Performance test of the main engine remote control system	
(in land)	176
Chapter 4 Conclusions	180
References	182
Appendix I	
Appendix II	

목 차

제1장 서 론	11
제1절 연구개발의 필요성	12
1. 안강망 어업현황	12
2. 안강망 어로시스템의 문제점 및 연구개발현황	13
3. 연구개발의 필요성	21
제2절 연구개발의 목적	22
제3절 연구개발의 내용 및 범위	23
제 2 장 안강망어로 시스템의 설계	24
제1절 서설	25
제2절 안강망 어로 시스템의 구성	27
1. 시스템 구성	28
2. 주요 어로장비의 부하용량	29
제3절 A type(유압식) 안강망 어로 시스템의 설계	36
1. 사이드 드럼	36
2. 선수·선미 캡스턴	42
3. 양망기	46
4. 유압식 크레인	47
5. 유압 회로도	48
6. 회로내 압력손실의 계산	52
7. 유압펌프	54
제4절 B type(전동식)안강망 어로 시스템의 설계	58
1. 전동식 사이드 드럼	58
2. 선수·선미 캡스턴	62

3. 전동 유압식 양망기	65
4. 전동 유압식 크레인	65
5. 발전기 용량	65
6. 발전기 구동용 보기 선정	66
제5절 안강망 어로 시스템 구조부 설계	67
1. 사이드 드럼	68
2. 선수·선미 캡스틴	73
3. 양망기	78
4. 유압크레인	80
5. 주기관 축계와 유압 펌프간의 동력전달	107
제6절 안강망 어로 시스템의 원격제어부 설계	109
1. 주기관 원격 제어 시스템 구축	112
2. 2위치 및 3위치 원격제어 장치(전기식)	112
3. 2위치 및 3위치 원격제어 장치(공기압식)	115
4. 주기관 속도 제어 장치	118
5. 원격제어반	141
제 3 장 안강망 어로 시스템의 성능 실험	145
제1절 서설	146
제2절 전유압식/액츄에이터 병렬 접속형 회로 성능 실험(육상실험) .	147
제3절 전유압식/액츄에이터 직렬 접속형 회로 성능 실험(실선실험) .	159
제4절 주기관 주기관 원격제어 시스템의 성능실험(육상실험)	176
제 4 장 결론	180
참고문헌	182
부록 I	
부록 II	

제1장 서론

제1장 서론

제1절 연구개발의 필요성

1. 안강망 어업 현황

안강망 어업은 빠른 조류를 이용하는 이동식 정치망의 수동식 어업으로 연안해양의 지정확상 우리나라의 서해에서 발달한 고유의 어업이며, 연근해 어업에 차지하는 비중이 매우 크다.

1994년도 우리나라 어업총생산량은 3,476,587톤이고, 이중 연근해어업 생산량은 1,486,357톤으로 전체의 약43%정도를 차지하고 있다. 그리고 안강망 어업에 의한 생산량은 221,239톤으로 연근해 어업의 15%나 된다.

1994년 말 기준 우리나라 총 어선세력은 7만7천391척에 총톤수 940,322톤에 이르고, 이중 안강망 어업 생산량을 주도해 온 근해 안강망 어선은 800여척에 67,900여톤에 달한다.

최근 안강망 어업에 의한 생산량은 표 1-1-1과 같이 1993년보다는 약간 증가했으나 전반적으로 감소추세에 있다. 생산량의 감소하는 원인으로서는 서해안의 매립, 연안환경의 오염으로 인한 연안의 어자원량의 변화, 노후어선 비율의 증가, 3D업종 기피로 인한 선원확보 곤란, 인건비, 선용품, 유류가등 출어경비 상승으로 인한 출어 포기 등 여러 가지로 분석할 수 있다.

표 1-1-1 연근해 어업 업종별 생산추이(안강망) (t)

1991	1992	1993	1994	비고
257,763	231,699	194,766	221,239	

1995년 WTO의 출범과 더불어 무역에 대한 장벽이 무너지면서 모든 산업이 무한 경쟁시대에 돌입하였고, 수산업 그리고 어업도 국제 경쟁력을 갖추

지 않으면 안될 급박한 상황이라할 수 있다. 어업이 국제 경쟁력을 갖으려면, 저가의 양질의 생선을 대량으로 어획할 수 있는 어업 생산성 증대방안과 유통구조의 개선에 의한 낮은 소비자 가격으로 판로를 확보하는 것이 무엇보다도 중요하다.

여기서는 어업생산량의 판매에 관한 문제는 제외하고 어업의 생산성 제고에 관한 문제만을 살펴보면, 크게 두 가지로 나누어 생각할 수 있다. 첫째, 선박을 포함하는 어로시스템과 둘째 이 시스템을 운용하는 인력으로 나눌 수 있다.

가끔 매스컴을 통해 보도되는 선원의 선상 반란 사건은 어업의 생산현장을 그대로 대변해주고 있고, 어업이 얼마나 어려운 상태에 있는가를 시사해주고 있다.

원양 어선의 경우, 어로시스템의 생력화 및 자동화가 업종에 따라서는 상당수준 이루어져 있으나, 연근해 어선의 경우는 아직 미약한 실정이다. 선원확보의 문제도 원양어선보다 연근해 어선이 급료, 근로 및 생활 환경의 열악으로 매우 어려운 실정이다. 특히 자동화가 되어있지 않는 어로시스템이 선원의 승선기피 현상을 더욱 부채질하고 있다고 생각한다.

2. 안강망 어로 시스템의 문제점 및 연구개발 현황

안강망 어업은 앞절에서 기술하였듯이 우리나라 고유의 어법으로 선체의 선형, 어구와 어법, 어로장비 등이 독자적으로 발달되어 왔다. 따라서 안강망의 어로 시스템에 관한한 국외의 연구개발현황을 찾아볼 수 없는 실정이다.

그림 1-1-1은 현재 사용되고 있는 안강망 어선의 선체와 어로장비의 배치도를 나타내고 있다.

안강망 어선의 선체 즉 선형개발에 관한 문제는 한국 어선협회에서 1980년대 초반 안강망 표준어선형을, 1986년 선미식 안강망 어선을 개발한 바 있으나, 아직 실용화되지 못하고 있는 실정이다.

가. 어구

어구의 면에서는 다음과 같이 꾸준히 연구·개발이 진행되어 왔다. 특히 網口의 전개장치는 원래 수해와 암해를 그물의 등판과 밑판의 앞 끝에 붙여서 網口를 전개시켰으나, 栉元(1932), 李등(1958), 金등(1971, 1972)이 이 전개장치에 대한 개량을 시도하였다. 그 후 엄(1972)은 암해와 수해를 재래식의 대나무와 참나무 대신에 철판과 철봉으로 개량하였고, 선질도 목선에서 강선으로 바뀌었으며, 韓등(1980)이 범포로 된 전개장치를 개발하여 실용에 널리 보급되었다. 그리고 李등(1988, 1989)은 그물의 형상변화(網地配置 및 갈랫줄의 길이조정)에 의한 전개성능의 향상에 대한 연구 결과가 좋은 평가를 받아, 1991년부터 일반선박에 보급되어 쓰이고 있고, 金등(1994)의 재래식(초기의 범포식)과 개량식(그물 형상과 줄길이 개량)안강망의 어획성능 비교 분석 결과에 의하면, 개량식의 어획성이 양호한 것으로 보고하고 있다.

나. 어로 장비

어로 장비의 면에서는 연구개발이 거의 수행되지 못했다. 닻, 전개장치, 그물 등의 중량물을 취급하기 위하여 사이드 드럼(side drum, 일명 side roller라고도 함)은 1970년대부터 현재까지 주동력장치로 사용되고 있다. 사이드 드럼은 그림 1-1-2와 같이 주기의 동력을 벨트로 전달받아 워프 윈치 어에서 감속되어 구동되고 있다. 그 외 양승, 양망의 보조장치를 그림 1-1-1의 ③ 갠로우스 및 그림 1-1-3과 같은 수동식 캡스탠(capstan) 등이

거의 그대로 사용되고 있다.

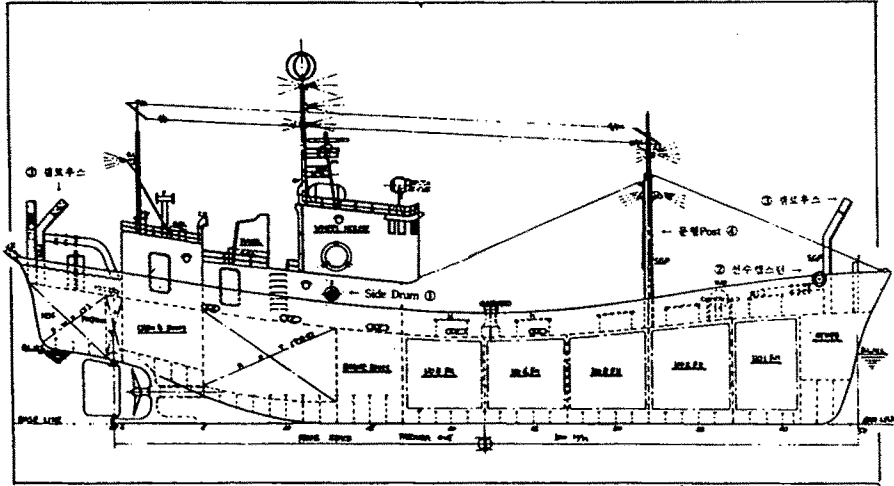


그림 1-1-1 안강망 어선의 어로장비의 배치도

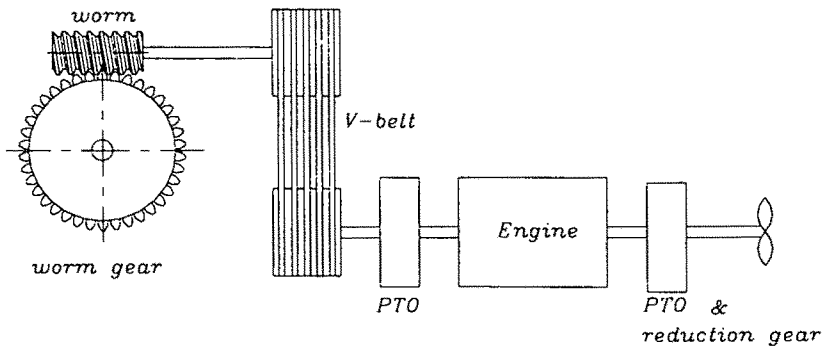


그림 1-1-2 동력전달계통

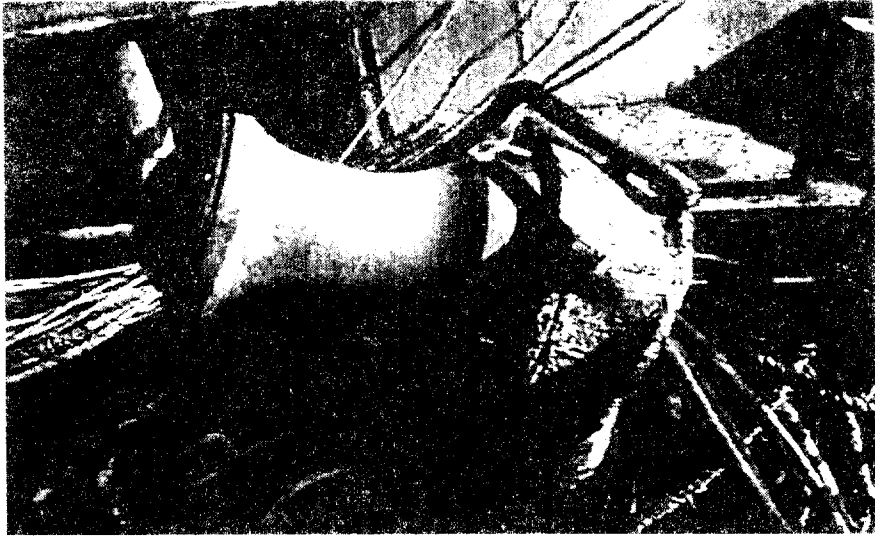


그림 1-1-3 수동식 캡스텐

그러나 최근에는 이미 건조된 선박 중 다음의 일부의 장치를 개량한 부분적 동력화 선박이 증가하고 있다.

- 동력 구동식 양망기
- 동력 구동식 선수부 캡스텐
- 동력 구동식 선미부 캡스텐
- 동력 구동식 사이드 드럼

이들에 대한 현황과 문제점을 각 분석하면 다음과 같다.

(1) 동력 구동식 양망기

동력 구동식 양망기는 그림 1-1-4와 같은 직립의 고무 볼롤러(ball roller)식과 그림 1-1-5와 같은 횡롤러식이 개발되어 보급되고 있고, 각 양망기의 주요 특징을 비교하면 표 1-1-2와 같다.

표 1-1-2 직립볼형과 횡롤러형 양망기의 비교

형식	직립형	횡형	비고
동력장치	유압모터	유압모터	횡형은 slip 가능성이 있으 나 가압으로 slip방지
회전속도	50~60rpm	45~50rpm	
그물의 slip	없음	없음	
Rolling부의 수명	小	大	
그물정리의 편이성	小	大	
안전성	小	大	
가격	700~1000만원	1200만원	

두 양망기를 비교하여 보면, 직립형이 횡형에 비해 처음 설치시 가격이 싸나, 고무롤러의 재질에 따라서 3개월~12개월 사이에 교체해야 한다. 횡형의 경우, 롤러 위의 고무피복을 씌우고 있으나 이의 수명은 12개월 이상으로 조사되었다.

그리고 직립형 양망기는 현측에서 1~1.5m 배 안쪽으로 설치되어 있어, 투양망시 그물이 뱃전에 닿아 마멸이 횡형에 비하여 심할 수 있다. 또한 현측과 양망기 사이의 작업공간에서 볼롤러쪽으로 이동하는 그물에 신체의 일부가 팔려 들어가는 안전사고가 조사되고 있고, 그 부분에서 안전사고에 대한 위험이 상존하고 있다고 생각된다.

한편, 횡형인 경우는 그림 1-1-5와 같고 양주원(풍원기계 대표)이 개발한 것으로 하부롤러가 현측에 설치되어 있고, 상부롤러가 하부롤러 위에 가압된 상태로 회전하므로, 양망시 그물이 선체의 접촉을 줄일 수 있고 상기와 같은 안전사고의 위험은 줄일 수 있으나 상하롤러의 접촉압력의 조절, 구조

의 변경 등 다소 개선의 여지는 있으나 사용상에 문제점은 없는 편이다.

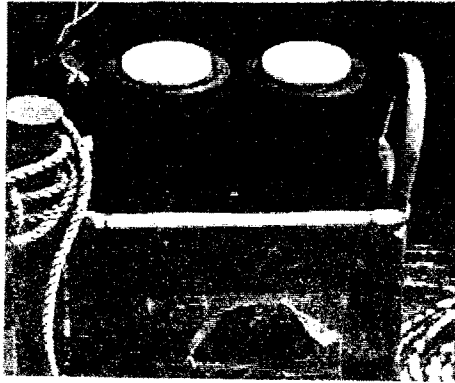


그림 1-1-4 직립볼형 양망기

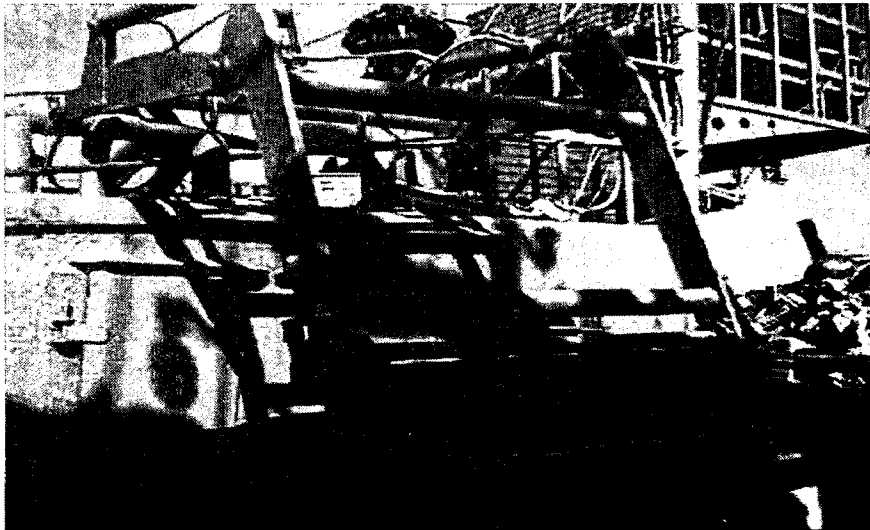


그림 1-1-5 횡롤러형 양망기

(2) 동력 구동식 선수·선미부 캡스틴(capstan)

선수미 캡스틴은 수동식에서 유압 구동식 또는 전동식으로 전환되고 있으며, 여수지역에는 유압 구동식이 많이 보급되어 있고, 군산 지역에는 유압식과 전동식이 50:50정도의 비율로 보급되어 있다. 또한, 이것은 시스템 가격, 유압 계통 설치의 용이성 또는 발전기의 설치여부에 따라 좌우되고 있다.

여기에 사용되는 동력원은 유압계통인 경우 주기관이 선수쪽 축단에 독립된 유압펌프를 설치하고 있고, 전동식의 경우는 독립 발전기의 설치 또는 축단에 소형의 발전기를 설치하여 필요한 동력을 얻는 등, 필요에 따라 새로운 장치를 설치하고 있는 실정이다. 이러한 장치들은 모두 표준형이 제시되어 있지 않고, 경험에 의하여 다양한 형태로 설치되고 있어 불필요한 동력낭비, 시스템가격의 상승, 주기관 선수쪽 축의 동력전달 계통에의 손상 등 여러 가지 문제점을 안고 있다.

(3) 사이드 드럼(side drum)

사이드 드럼은 투양망 작업의 전과정을 통하여 최대의 부하가 걸릴 수 있는 곳이다. 현재로서는 그림 1-1-2에서와 같이 거의 주기관의 선수축 축단에서 V-belt 또는 평벨트로 동력을 전달시켜 worm gear에 직결된 사이드 드럼을 구동시키는 동력전달 시스템으로 구성되어 있다.

사이드 드럼에는, 경부하에서 최대부하까지 드럼에 걸리는 부하의 변동이 매우 심하고, 이 부하의 변동은 직접 주기관에 전달되는 구조로 되어 있어, 주기관의 축계 베어링에 손상을 야기시킬 수 있다. 투양망 작업중의 PTO의 손상 및 주기관 축계의 베어링 손상은 상기의 원인으로 간주하여도 무방할 것이다.

벨트에 의한 동력전달기구는 항상 안전사고의 위험이 상존하고, 실제 인

명사고의 예도 보고되고 있다.

다. 동력원 및 동력전달장치

투 양망에는 주기의 동력을 이용한 사이드 드럼만을 이용하는 재래식, 선수 또는 선미에 동력 캡스톤을 부가적으로 사용하고, 양망기를 사용하는 일부 개량식이 채택되고 있다. 사이드 드럼의 동력은 전 안강망에 앞서 기술한 바와 같은 주기관으로 부터의 전달에 의하여 동력을 얻고 있고, 그 외의 선·수미 캡스톤은 유압식이나 전동식이나에 따라 주기관의 선수측 축단에 유압펌프 혹은 발전기를 부착하여, 여기에서 발생시킨 유압동력 혹은 전력으로 유압모터 혹은 전동기를 구동하여 캡스톤의 동력으로 쓰고 있다. 유압식 양망기에 사용하는 유압동력 역시 주기관의 축단에 새로운 유압펌프를 독립적으로 설치하여 동력원으로 사용하고 있다. 이와 같이 현 안강망어선의 주기관의 선수측 축단에는 여러 가지 동력취출용 유압펌프 및 발전기가 필요에 따라 설치되어 있는 실정이다.

냉동기가 설치되어 있는 선박은 보조기관으로 발전기가 설치되어 냉동기용 전원 및 선수의 동력 캡스톤용 동력원으로 사용되고 있다.

동력원이 이렇게 다양각색인 원인은 이 분야에 대한 관심부족으로 연구개발이 거의 이루어지지 않은데 있다. 일부업체의 경험과 추정으로 선수의 동력캡스톤의 최대 동력을 너무 과잉 설계로 동력 및 설치 비용 모두 증대한 경향이 있다.

그러나 최대의 관심사인 사이드 드럼의 동력은 누구도 추정하기가 쉽지 않고, 현 시스템을 대체하였을 경우 실패의 위험을 감당할 수 없어, 불편함과 안전성, 여러 가지 불리한 점을 알면서도 현재까지 계속 사용되고 있는 실정이다.

3. 연구 개발의 필요성

위에서 기술한 바와 같이 안강망 어선은 동력구동식 양망기, 동력구동식 선수미 캡스톤, 동력구동식 사이드 드럼 등에 대한 여러 가지 문제점을 안고 있으면서도 어업자체가 매우 영세하여, 어로 장비에 대한 개선 및 연구 개발에 관련한 투자할 엄두도 못내고, 관련 조합이나 정부에서의 도움을 절실히 필요로 하고 있는 실정이다.

그 동안 이 분야에 관한 연구는 어구에 관해서는 연구가 꾸준히 진행되어 상당한 성과를 얻고 있으나, 어로 장비면에서는 일부의 부분적인 동력화를 제외하고는, 어로 장비 전체를 시스템화하려는 연구 개발 노력은 거의 찾아볼 수 없는 실정이다.

따라서 안강망 어로 장비에 대한 생인력화 및 자동화의 개념을 도입한 새로운 어로 장비 시스템의 제안과 이에 대한 활발한 연구가 필요한 실정이다. 그리고 연구 개발이 이루어지면, 기존 선박의 어로 장비의 개량 및 신조선에의 채용에까지 국가적인 차원의 지원을 아끼지 않아야 할 것이다.

제2절 연구개발의 목적

WTO체제의 출범과 더불어 모든 산업은 국가간 장벽이 없는 무한 경쟁 시대에 돌입하였고 어업도 예외일 수 없는 상황이다. 그 중에서도 안강망어업은 생산량으로는 연근해 어업에 차지하는 비중이 크면서도 업주들은 매우 영세하다. 때문에 안강망 업계가 안고 있는 문제점을 잘 파악하고 있으면서도 이들에 대한 스스로의 해결이 어려운 실정이다. 특히 어로 장비의 생력화 및 자동화의 불비는 해상에서의 작업환경을 나쁘게 하고 안전사고에 대한 위협을 증가시키게 된다.

그리고 최근의 IMF의 영향으로 유류가격이 폭등함에 따라 안강망 업계는 출어경비에 유가가 차지하는 비중이 매우 커졌고, 이로 인한 출어포기의 사태도 예상되고 있다.

따라서 이러한 안강망 어로 시스템이 안고 있는 문제점들을 조사, 분석, 종합한 것을 토대로, 효율적 동력의 이용, 생력화, 어구 조작 시스템의 자동화 등을 통하여, 유류사용의 절감, 안강망 어업의 인력 절감, 어로 작업의 안전성 확보, 나아가 어업의 국제 경쟁력 확보에 기여하는 것이 본 연구의 목적이다.

제3절 연구 개발의 내용 및 범위

연구 개발의 주된 내용은 주기관 연동의 사이드 드럼(side drum), 선·수미 캡스턴, 원격 제어 장치 등을 제안하여 육상실험과 일부 실선 장착 시험을 통하여 성능을 평가한다.

- 종래 안강망 어로 시스템의 문제점 분석 및 개선 방안 도출
- 브릿지 직하 사이드 드럼의 개량 또는 캡스턴의 설계·제작
- 선수·선미부 캡스턴의 설계·제작
- 동력전달장치를 포함한 유압동력발생부 설계·제작
- 80196KC 마이크로프로세서를 이용한 주기관 원격제어 시스템 구축
- 단일 유압동력에 의한 전 시스템 구축
- 개발된 어로 시스템의 주요부에 대한 육상실험
- 개발된 어로 시스템의 주요부의 실선장착실험을 통한 성능 확인
- 유압식 집크레인의 설계

제2장 안강망 어로 시스템의 설계

제2장 안강망 어로 시스템의 설계

제 1 절 서설

본 연구에서 동력화 또는 자동화 하고자 하는 장비는 양망장치, 사이드 드럼(사이드 롤러), 선수부 캡스턴, 선미부 캡스턴 및 어획물 등을 처리할 크레인 장치이다.

먼저 제2절에서 안강망 어로 시스템의 구성에 관해 크게 두가지의 형식(전유압식과 전동식)을 제안한다.

제3절에서는 전유압식의 설계를 다룬다. 전유압식은 최종단의 액츄에이터는 전부 유압 액츄에이터를 이용한다는 점은 같으나, 유압식 양망기의 유압원은 별도의 전동기로써 구동되는 유압 펌프에 의하는 형식이다. 이 시스템에서 양망기를 제외하고 나머지 액츄에이터를 구동하는 방식은 크게 병렬식과 직렬식이 있는데 신조선과 같이 새로이 어로 시스템을 구성할 경우에는 병렬식이 바람직하고, 기존의 어로 장비를 개선할 경우는 직렬식도 바람직하다.

제4절에서는 전동식 어로 시스템의 설계를 다루는데, 전동식은 양망기와 크레인을 전동-유압식으로 하고 나머지 모두를 3상 유도 전동기로써 구동하는 형식으로 이 방식의 장점은 원격제어가 용이하다는 점이다.

제5절에서는 안강망 어로 시스템의 구조 즉, 사이드드럼, 선수, 선미 캡스턴, 양망기 및 유압 크레인에 관한 치수, 강도 등을 설계한다.

제6절에서는 안강망 어로 시스템의 원격 제어부의 설계에 관해 다룬다. 제어 심장부로 이용되는 것은 제어 전용 마이크로 프로세서인 80196kc를 이용하여 자작한 원보드 마이크로 컴퓨터를 이용한다. 주기 및 발전기를 포함한 모든 어로 장비들을 선교에서 원격제어할 수 있도록 하고, 필요에 따

라 선내의 어느 곳에서도 제어가 가능하도록 「제어신호 연결 접속구」를 설치해 둔다. 예를 들어 양망기를 선박의 좌현에서 제어하고자 할 때는 기관실 하우스 좌측 외벽에 설치된 연결 접속구에 「양망기 제어용 간이 제어반」을 접속하여 제어가 가능하도록 하였다.

제2절 안강망 어로시스템의 구성

안강망 어선에서 우선적으로 동력화, 자동화되어야 할 어로용 구동장치로는 양망장치, 사이드 드럼(사이드 롤러), 선수부 캡스턴, 선미부 캡스턴이 있으며, 이 외에도 만약 설비가 된다면 인력 절감에 크게 기여할 수 있는 시설로는 닻 및 어획물 취급용 크레인이 있다.

기존의 안강망 어선에서는 위에서 나열한 어로용 시설들을 전부 동력화, 자동화한 예는 찾아볼 수 없으며, 부분적으로 동력화하여 사용하고 있는 것이 일반적이다. 안강망 어로장비 가운데서 비교적 일찍부터 동력화가 이루어진 것은 사이드 드럼이며, 이 사이드 드럼은 주기관 동력의 일부를 벨트를 사용하여 구동시키는 주기관 연동식이었다. 그 다음으로 동력화가 이루어진 것이 유압식 양망장치이며, 근래에는 선수부 캡스턴, 선미부 캡스턴도 전동식 또는 유압식으로 동력화가 이루어지고 있다.

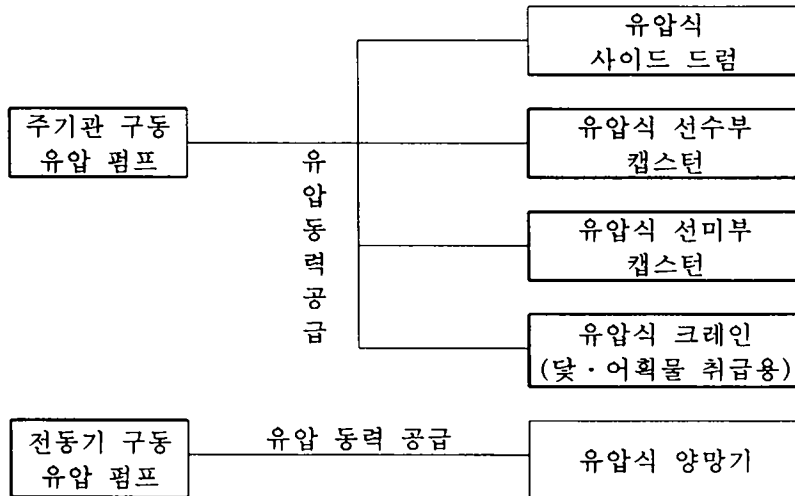
이와 같이 종래의 안강망 어선에서 어로장치의 일부를 동력화할 때는 선박내 전 동력계통의 최적화를 고려하여 설계하기보다는 추가로 설비되는 장치의 원활한 구동만을 고려하여 설계한 경우가 많아서 동력발생장치 및 동력전달장치가 중복화되고, 전체 시설비가 고가로 되며, 장치에 따라서는 작업 안전성의 확보가 어려운 등의 문제점들이 많았다.

본 연구에서는 상기의 여러 가지 어로장치들을 모두 동력화하는 경우를 고려하여, 가능한 한 동력발생장치 및 동력전달장치를 공유화(共有化)시킴으로써 장치를 콤팩트(compact)하게 제작할 수 있게 하고, 시설 비용을 절감할 수 있으며, 작업인력 절감 효과 및 작업 안전성을 더욱 향상시킨 안강망 어로시스템 설계안을 아래의 2가지 형태로 제시한다.

1. 시스템의 구성

가. A type : 全 油壓式

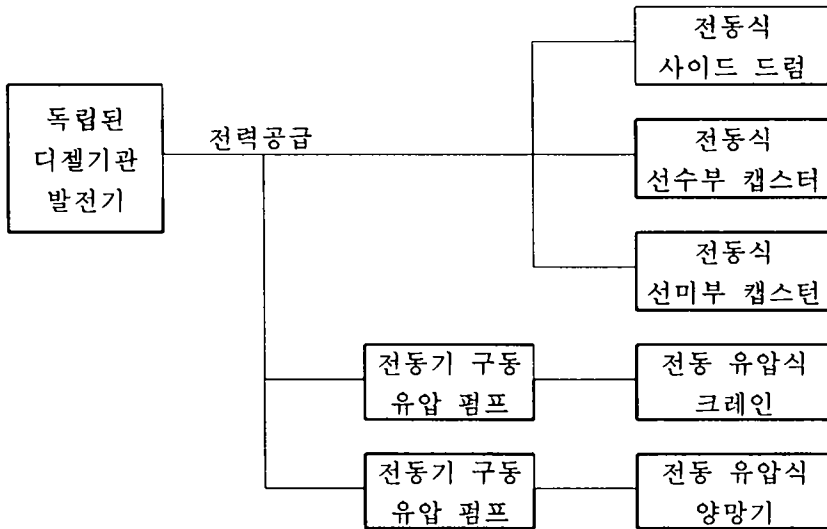
이 설계안을 블록 선도로 표시하면 아래와 같다. 이 시스템은 블록 선도에 표시된 바와 같이, 주기관으로 구동되는 유압펌프로부터의 압력유를 사이드 드럼 구동용 유압 모터, 선수부 캡스텐 및 선미부 캡스텐 구동용 유압 모터, 크레인 구동용 유압 모터 및 유압 실린더로 공급함으로써, 이들 여러 장비들을 공통의 유압 펌프로 구동시키는 것이 특징이다. 유압식 양망기 구동을 위하여 별도의 전동기 구동식 유압 동력원을 설비한 것은 양망기가 다른 장비에 비하여 소요 동력이 10 kW미만으로 소용량이어서 별도로 분리시키는 것이 주기관 구동 유압 펌프에서의 에너지를 높은 효율로 사용하기에 유리하기 때문이다.



나. B type : 電動機 및 電動油壓式

이 설계안을 블록 선도로 표시하면 아래와 같다. 이 방식은 독립된 디젤 기관으로 구동되는 비교적 대용량의 발전기로부터 얻어지는 전기 동력으로 사이드 드럼, 선수부 캡스텐, 선미부 캡스텐 구동용 전동기를 구동시키며,

크레인과 양망기는 유압식으로 하여 별도의 전동 유압 펌프로부터 공급되는 유압 동력으로 구동시키는 방식이다.



2. 주요 어로 장비의 부하용량

기존의 안강망 어선에서 사용되던 어로 장비들을 동력화, 자동화하려 할 때, 가장 먼저 조사해야 할 사항이 각 장비들의 부하용량(인장력, 인장 속도)이다. 부하용량의 평가를 위해서는 대상 장비 운전시의 인장력, 인장 속도를 계측하면 되겠으나, 몇 가지 장비의 경우는 계측이 매우 곤란한 것이 현실이다.

예를 들면, 사이드 드럼의 최대 부하는 해저(海底)에 설치된 안강망 어구 설치용 닻을 회수할 때 발생한다. 이 때의 최대 인장력은 닻이 설치된 해저의 지질(地質), 닻의 설치 각도 등에 따라 달라지며, 닻 인양 작업 도중에 선박에 심한 파랑이 작용할 때는 순간적으로 과도한 인장력이 작용하기도 한다. 따라서, 정해진 중량물을 정해진 속도로 인양하는 육상용 윈치와는 달리 부하의 크기를 정확히 산정하기가 쉽지 않다.

본 연구에서는 기존 안강망 어선에서의 어로 장비 운전 과정에서 관찰되는 여러 가지 물리적인 현상과 기존 선박에서 부분적으로 동력화한 장비인 경우의 부하용량 적부의 평가 등을 기초 자료로 하여 아래와 같이 각종 어로 장비의 부하용량을 평가하였다.

가. 사이드 드럼의 부하용량

(1) 사이드 드럼의 회전속도 : 60 rpm

(2) 사이드 드럼의 인장력

위에서 지적한 바와 같이 사이드 드럼의 소요 인장력은 어장의 환경 등에 따라서 크게 달라질 수 있으므로 정량적인 평가가 어려우며, 여기서는 아래와 같은 기존 선박에서 관찰되는 물리적 상황으로부터 소요 인장력 최고치를 평가한다.

① 주기관 PTO(power take off) 기어 전달 동력으로부터의 평가

그림 1-1-2에서와 같이 기존 안강망 어선에서는 「주기관 → PTO 기어 → V 벨트 → 감속기(worm 기어식) → 사이드 드럼 축」의 경로를 거쳐 사이드 드럼을 구동하고 있다.

기존 안강망 어선에서 널리 사용되는 PTO 기어로는 TWIN DISC社의 KT19M twin disc 제품으로서, 1500 rpm에서의 정격 전달 마력이 233 PS이다. 이 PTO 기어가 사이드 드럼에 과도한 부하 작용시에 손상(파손)되는 경우가 보고되고 있다. 안강망 어선 사이드 드럼 작동시의 주기관 속도는 통상 900 rpm이며, 이 때의 최대 전달 마력은 비례적으로 139 PS으로 구해진다. 이 때 사이드 드럼 최대 인장력은 아래와 같이 구해진다.

$$L = T_d \cdot \omega_d = \frac{W_d \cdot r_d \cdot 2\pi N_d}{60}$$

$$L = 139 \times 75 \text{ kgf} \cdot \text{m/s} = W_d \cdot 0.171 \cdot \frac{2\pi \times 60}{60} \text{ kgf} \cdot \text{m/s}$$

[여기서 L 은 동력(PS), T_d 는 드럼 출력 토크(kgf·m), ω_d 는 드럼

각속도(rad/s), W_d 는 인장력(kgf), r_d 는 드럼 반경(m), N_d 는 드럼

회전속도(rpm)]

$$\therefore \text{최대 인장력 } W_d = 9707.8 \text{ kgf}$$

위의 계산에서는 동력 전달 효율은 100%로 간주했으며, 이는 동력 전달 계통에서 PTO 기어 이후의 계통이 순간적으로 거의 정지에 이르게 되었을 때에는 손실동력이 정상적인 회전시의 손실동력에 비하여 매우 작아질 수 있다는 가정에 의한 것이다.

실제로 PTO 기어가 파손되는 경우는 PTO 기어 자체가 어느 정도 노후화된 이후에 발생하는 일이 많으며, 따라서 PTO 기어가 신품에 비하여 최대 전달 토크가 80% 정도로 낮아져 있다고 가정할 때의 최대 인장력은 7.77 ton 정도로 평가된다.

② V 벨트 전달동력으로부터의 평가

기존 안강망 어선에서 주기관 연동으로 사이드 드럼을 구동하는 경우, 주기관 출력축 PTO 기어와 감속기(worm 기어) 사이에 V 벨트를 설치하여 동력을 전달하는 것이 일반적이며, 여기에 사용되는 V 벨트는 C형으로, 5가닥의 형태로 주로 사용되고 있다. C형 V 벨트의 정격 전달 마력은 폴리직경 300 ϕ , 벨트 주속도 20 m/s인 경우에 1가닥당 12마력 정도이며, 따라서 5가닥이면 정격 전달 마력은 60 PS 정도이다. 사이드 드럼에 과도한 부하가 가해지면 먼저 드럼 회전속도가 강하하게 되는데, 이는 주기관 회전

속도 강하와 V 벨트에서의 슬립에 의하여 발생한다. 사이드 드럼에 가해진 순간적인 과부하로 슬립이 발생할 때의 사이드 드럼 회전속도를 20 rpm, 웬 기어 감속기의 동력 전달 효율을 60%, V 벨트의 전달 동력은 60 PS로 유지된다고 가정했을 때 사이드 드럼에서의 인장력은 다음과 같이 구해진다.

$$L = T_d \cdot \omega_d \cdot \frac{1}{\eta_r} = W_d \cdot r_d \cdot \frac{2\pi N_d}{60} \cdot \frac{1}{\eta_r}$$

$$= 60 \times 75 \text{ kgf} \cdot \text{m/s} = W_d \cdot 0.171 \cdot \frac{2\pi \times 20}{60} \cdot \frac{1}{0.6} \text{ kgf} \cdot \text{m/s}$$

[여기서, η_r 은 감속 기어의 동력 전달 효율]

$$\therefore \text{최대 인장력 } W_d = 7543 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

이상 ①, ②의 평가 결과로부터 사이드 드럼 소요 마력을 7.5 ton으로 평가하며, 이후의 사이드 드럼 설계 과정에서는 이 값을 최대 인장력으로 사용하기로 한다.

③ 실선 확인 실험

위의 ①, ②의 과정에서 설명한 바와 같은 검토 결과를 토대로 하여 사이드 드럼 최대 인장력을 7.5 ton으로 평가하고, 이를 기준으로 아래 선박에 본 연구에서 제안한 유압 구동식 사이드 드럼을 시공하였다.

- 대상 선박 : 전북 군산시 안강망 수협 소속 제7금성호

(JN35-9564010) [선주 : 김왕순]

- 선박 사양 : 총톤수 97 ton, 주기관 출력 560 PS,

발전기 출력 190 kVA

- 사이드 드럼(신규 시공) 구동 방식 : 주기관 구동 유압 펌프(Danison社)

vane pump, 200 cc/rev)로부터의 유압 동력으로 Sumitomo社의 피스톤식 유압 모터 ME 1300을 구동시켜 동력을 얻고, 이를 1단(증속비 : 6/1) 증속후 다시 감속(감속비 : 1/17)시켜 사이드 드럼을 구동

- 사이드 드럼 출력(설계치) : 최대 인장력 7.5 ton, 회전 속도 60 prm

이상과 같이 '97.3월에 사이드 드럼을 실선에 장착하여 '97년 12월말까지 9개월 이상 해상의 조업에서 사용중이며, 출력의 부족이나 기타 운전 성능상의 하자가 전혀 없이 사용중이다(이 실험에 관한 상세한 내용은 제3장 3절을 참고할 것).

따라서, 본 연구자들이 평가한 사이드 드럼에 대한 부하용량 평가가 적절하였음이 확인되었다.

나. 선수부/선미부 캡스톤 부하용량

(1) 캡스톤 회전 속도 : 60 rpm

(2) 캡스톤 인장력

기존 선박에서 선수부 캡스톤, 선미부 캡스톤을 동력화한 예는 흔하며, 이 때의 구동 방식은 유압식과 전동기식이 있다.

유압식인 경우는 대개 구동장치로서 성형모터 750 ~ 1500 cc/rev를 사용하는 경우가 많으며, 펌프는 주기관으로 구동되는 정용량형 베인펌프 200 cc/rev, 그리고 감속비 1/3의 평기어 감속기를 사용하는 것이 일반적이었다.

전동기식인 경우는 6극, 200 V, 22 kW 전동기와 감속비 1/20의 헬리컬식 3단 감속기를 사용한 것이 다수 조사되었다 [시공사 : 풍원기계/군산시 소재].

위의 2가지 방식 가운데서 전동기 방식인 경우의 정격 인장력은 감속기의 동력 전달 효율을 85%로 고려할 때 다음과 같이 계산된다.

$$L_m = T_d \cdot \omega_d \cdot \frac{1}{\eta_r} = W_d \cdot r_d \cdot \frac{2\pi N_d}{60} \cdot \frac{1}{\eta_r}$$

$$= 22 \times 102 \text{ kgf} \cdot \text{m/s} = W_d \cdot 0.171 \cdot \frac{2\pi \times 57.5}{60} \cdot \frac{1}{0.8} \text{ kgf} \cdot \text{m/s}$$

$$\therefore W_d = 1744 \text{ kgf}$$

유압방식인 경우는 시스템 운전 도중의 압력 계측치를 구하기가 곤란하여서 정확한 평가가 곤란하였으나, 전동기 방식[이 방식도 안강망 어선에서 출력부족 등의 하자 없이 사용중임]에서의 부하의 크기를 고려할 때 유압 방식에서는 부하를 다소 과대 평가한 경향이 보인다.

따라서, 본 연구에서는 선수부 및 선미부 캡스톤의 최대 인장력을 1.75 ton으로 평가하기로 한다.

다. 크레인의 부하용량

기존의 안강망 어선에 닻 및 어획물 취급용 크레인이 설치된 예는 찾아볼 수 없지만, 만약 적절한 용량의 크레인이 설치된다면 닻 인양 작업, 어획물 인양 작업이 매우 손쉽게 이루어져서 어로 작업의 생력화 및 인력절감에 크게 기여할 것으로 기대된다. 안강망 어선용 크레인에 대한 대표적 치수, 소요 부하용량을 안강망 어선에서의 크레인 설치 환경, 닻 및 어획물의 중량 등을 고려하여 평가하면 아래와 같다.

① 크레인의 가동부 팔의 길이 : 8 m

② 크레인의 가동부 선회부(slewing gear)

피니언 회전속도 : 3.4 rpm

피니언 소요토크 : 432.9 kgf · m

피니언 감속기의 감속비 : 1/60

③ 크레인의 윈치

윈치 드럼의 회전속도 : 21.2 rpm

윈치 감속기의 감속비 : 1/90

윈치 드럼의 직경 : 450 mm(평균치)

윈치의 중량물 인양속도 : 15 m/min

(wire 감는 속도 → 30 m/min, 2 wires)

윈치의 인장력 : 5 ton

(wire에 가해지는 인장력 → 2.5 ton)

제3절 A type(전유압식) 안강망 어로시스템의 설계

1. 사이드 드럼

가. 부하 및 드럼의 사양

사이드 드럼의 정격 부하 즉, 정격 인장력은 寶船에서의 어로 작업시 海底에 설치된 닻의 발출에 소요되는 힘으로서, 닻의 자중 뿐만 아니라 해저의 地質 등에 따라 차이가 나므로 정확하게 산정하기가 쉽지 않은 요소이다. 본 연구에서는 앞의 「제2절 2.가」에서 설명한 바와 같이 기존 선박에서의 닻 중량, 기존 선박의 사이드 드럼 인장력 평가, 실선 실험 결과를 근거로 하여 정격 인장력을 7.5 ton으로 평가하였다.

드럼 및 로프의 직경은 기존 선박에서 많이 사용되고 있는 치수를 채택하였다. 드럼 회전 속도는, 닻 발출 작업시는 30 rpm, 정상적인 로프 권양시는 60 rpm으로 산정하였다. 이상의 조건하에서 드럼 소요 토크 T_d , 드럼의 출력 L_d 등을 계산하여 아래에 나타내었다.

· 정격인장력 F : 7.5 ton

· 유효 드럼 직경 D_d : 342 mm

(드럼 직경 320 mm + 로프 직경 22mm)

· 드럼 소요 토크 T_d :

$$\begin{aligned} T_d &= F \times \frac{D_d}{2} = 7,500 \times \frac{0.342}{2} \\ &= 1,282.5 \text{ kgf} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

- 드럼 회전 속도 N_d : 30 rpm(닷 발출 작업시)

$$\text{로프 속도} = \pi D_d N_d = 32.2 \text{ m/min}$$

60 rpm(정상적인 로프 권양 작업시)

$$\text{로프 속도} = \pi D_d N_d = 64.4 \text{ m/min}$$

- 감속기 동력 전달 효율 η_r : 0.9

- 드럼의 출력 L_d :

$$\begin{aligned} L_d &= T_d \cdot \omega = \frac{T_d \times 2\pi N_d}{75 \times 60} \\ &= \frac{1282.5 \times 2\pi \times 30}{75 \times 60} = 53.7 \text{ PS} \end{aligned}$$

나. 유압 모터의 용량

위에서 산정한 부하 조건 및 드럼 치수를 고려하여 감속기의 감속비 ε , 유압 모터 소요 토크 T_m , 유압 모터 회전 속도를 구하기로 한다.

먼저, 감속기의 감속비는 동력 전달 효율이 비교적 우수한 평기어를 1단 감속할 때를 고려하여 산정하였다.

- 모터 소요 토크 T_m :

$$\begin{aligned} T_m &= T_d \times \varepsilon \times \frac{1}{\eta_r} \\ &= 1282.5 \times \frac{1}{\varepsilon} \times \frac{1}{0.90} = 475 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad (\varepsilon = 1/3.0 \text{ 일 때}) \\ &\quad 407.1 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad (\varepsilon = 1/3.5 \text{ 일 때}) \\ &\quad 356.3 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad (\varepsilon = 1/4.0 \text{ 일 때}) \end{aligned}$$

- 모터 회전 속도 N_m :

$$N_m = N_d \times (1/\varepsilon)$$

$$= (30 \sim 60) \times (1/\varepsilon) = 90 \sim 180 \text{ rpm } (\varepsilon = 1/3.0 \text{ 일 때})$$

$$105 \sim 210 \text{ rpm } (\varepsilon = 1/3.5 \text{ 일 때})$$

$$120 \sim 240 \text{ rpm } (\varepsilon = 1/4.0 \text{ 일 때})$$

유압 모터의 용량은 위의 계산에서 구해진 유압 모터의 출력, 토크, 회전 속도를 만족시키는 최소 용량의 것으로 결정하면 되겠으며, 어선에 적용하기에 유리한 국산기기로서 제일유압(주), 성형 모터 JRT-1500을 선정한다. JRT-1500 유압 모터의 정격 사양과 성능을 아래에 나타내었다.

· 형식 : 星型 모터(JRT - 1500)

※ JRT - 1500(2속형)의 정격 사양

행정 용적 : 대용량 - 1507 cm³/rev, 소용량 - 753 cm³/rev

사용 압력 : 정격 210 kgf/cm² (허용 최대 압력 250 kgf/cm²)

정격 토크 : 대용량 463 kgf · m, 소용량 231 kgf · m

회전 속도 : 대용량 5 ~ 300 rpm, 소용량 10 ~ 600 rpm

중 량 : 190 kgf

제 작 사 : 제일유압(주)

유압 모터로서 JRT-1500을 선정했을 때의 유압 모터 소요 압력, 소요 유량 및 소요 유체 동력을 계산하면 아래와 같다.

· 유압 모터 소요 압력 ΔP_m :

$$\Delta P_m = \frac{200\pi \cdot T_m}{q_{mth} \cdot \eta_m}$$

$$= \frac{200\pi \times T_m}{1507 \times 0.88} = 224.9 \text{ kgf/cm}^2 (\varepsilon = 1/3.0, T_m = 475 \text{ kgf} \cdot \text{m 일 때})$$

$$192.8 \text{ kgf/cm}^2 (\varepsilon = 1/3.5, T_m = 407.1 \text{ kgf} \cdot \text{m 일 때})$$

$$168.7 \text{ kgf/cm}^2 (\varepsilon = 1/4.0, T_m = 356.3 \text{ kgf} \cdot \text{m 일 때})$$

· 유압 모터 소요 유량 Q_m :

$$Q_m = \frac{q_{mh} \cdot N_m}{1000 \cdot \eta_v}$$

$$\text{(대용량)} \quad \frac{1507 \times N_m}{1000 \times 0.93} = 145.8 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/3.0, N_m = 90 \text{ rpm})$$

$$170.1 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/3.5, N_m = 105 \text{ rpm})$$

$$194.4 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/4.0, N_m = 120 \text{ rpm})$$

$$\text{(소용량)} \quad \frac{753 \times N_m}{1000 \times 0.93} = 145.8 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/3.0, N_m = 180 \text{ rpm})$$

$$170.1 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/3.5, N_m = 210 \text{ rpm})$$

$$194.4 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/4.0, N_m = 240 \text{ rpm})$$

· 유압 모터의 소요 유체 동력 L_m :

$$L_m = \Delta P_m \cdot Q_m = \frac{192.8 \times 10^4 \times 170.1 \times 10^{-3}}{75 \times 60} = 72.8 \text{ PS}$$

$$(\varepsilon = 1/3.0, 1/3.5, 1/4.0 \text{ 공통})$$

JRT-1500 유압 모터의 일반 성능 곡선 및 베어링 수명은 그림 2-2-1
그림 2-2-2와 같다.

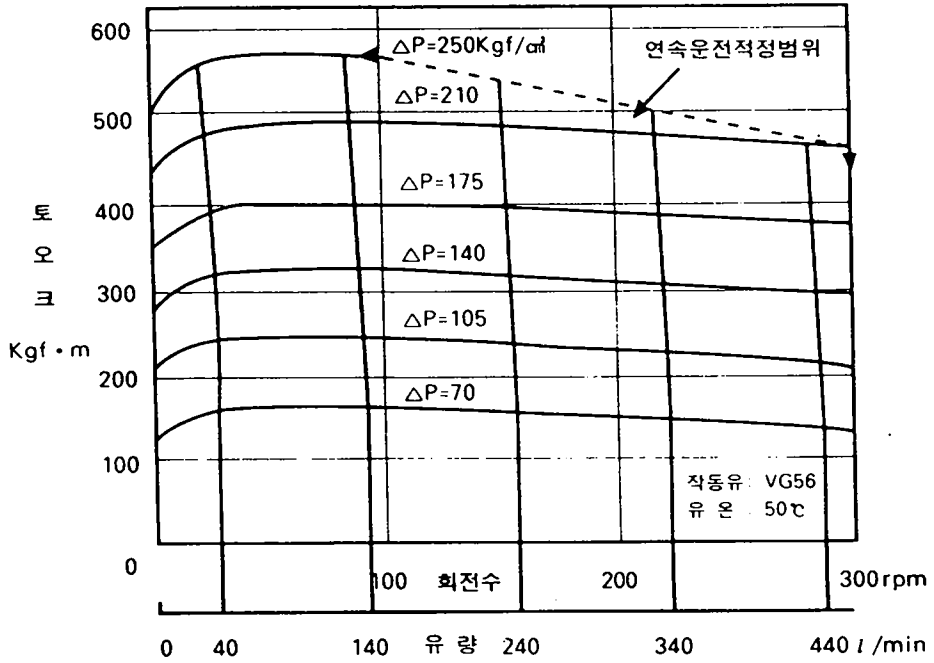


그림 2-2-1 성형모터, JRT-1500의 일반 성능 곡선

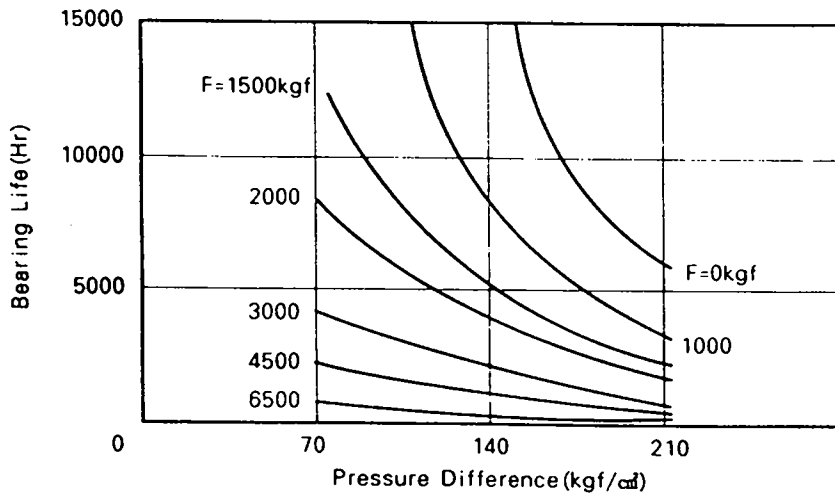


그림 2-2-2 성형모터, JRT-1500의 베어링 수명

다. 사이드 드럼의 출력 토크

· 유압 모터 정격 출력 토크

$$T_m = \frac{\Delta P_m \cdot q_{mth} \cdot \eta_m}{200\pi} = \frac{210 \cdot 1507 \cdot 0.88}{200\pi}$$
$$= 443.5 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad (\Delta P_m = 210 \text{ kgf/cm}^2 \text{ 일 때})$$

* 최대 출력 토크는 527.98 kgf · m ($\Delta P_m = 250 \text{ kgf/cm}^2$ 일 때)

· 사이드 드럼 정격 출력 토크 T_d :

$$T_d = \frac{T_m}{\varepsilon/\eta_r} = \frac{443.5}{\varepsilon/0.9} = 1197.5 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad (\varepsilon = 1/3.0 \text{ 일 때})$$
$$1397.0 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad (\varepsilon = 1/3.5 \text{ 일 때})$$
$$1596.6 \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad (\varepsilon = 1/4.0 \text{ 일 때})$$

여기서 η_r 은 감속기의 동력 전달 효율이다.

* 최대 출력 토크는 각각 위의 값에 $\frac{250}{210} = 1.19$ 를 곱한 값임

라. 사이드 드럼의 인장력

· 사이드 드럼의 정격 인장력 F :

$$F = \frac{T_d}{D_d/2} = \frac{T_d}{0.342/2} = 7002.9 \text{ kgf} \quad (\varepsilon = 1/3.0 \text{ 일 때})$$
$$8169.6 \text{ kgf} \quad (\varepsilon = 1/3.5 \text{ 일 때})$$
$$9336.8 \text{ kgf} \quad (\varepsilon = 1/4.0 \text{ 일 때})$$

* 최대 인장력은 각각 위의 값에 1.19를 곱한 값임.

2. 선수부 및 선미부 캡스턴

가. 부하 및 드럼의 사양

선수부 및 선미부 캡스턴의 정격 부하 즉, 정격 인장력은 앞의 「제2절 2.나」에서 설명한 바와 같이 기존 선박에서의 소요 인장력으로부터 1.75 ton으로 평가하였다. 또한, 캡스턴 및 로프의 치수도 기존 선박에서 많이 사용되고 있는 치수를 채택하였다.

- 인장력 F : 1.75 ton
- 유효 드럼 직경 D_d : 342 mm
- 드럼 소요 토크 T_d :

$$\begin{aligned} T_d &= F \times \frac{D_d}{2} = 1750 \times \frac{0.342}{2} \\ &= 299.25 \text{ kgf} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

- 드럼 회전 속도 N_d : 60 rpm
- 감속비 ε : 1/3, 1/2.5
- 감속기 동력 전달 효율 η_r : 0.9
- 드럼의 출력 L_d :

$$\begin{aligned} L_d &= T_D \cdot \omega = \frac{T_d \times 2\pi N_d}{75 \times 60} \\ &= \frac{299.25 \times 2\pi \times 60}{75 \times 60} = 25.1 \text{ PS} \end{aligned}$$

나. 유압 모터의 용량

위에서 산정한 부하 조건 및 드럼 치수를 고려하여 유압 모터의 소요 토크, 감속기의 감속비, 유압 모터 회전 속도를 구하였다. 여기서도 감속기로

는 펌기어 1단 감속기를 채택하였다.

- 감속비(1단 감속기) ε : 1/3 (1/2.5 및 1/2.0도 고려)
- 유압 모터 소요 토크 T_m :

$$\begin{aligned} T_m &= T_D \times \varepsilon \times \frac{1}{\eta_r} \\ &= 299.25 \times \varepsilon \times \frac{1}{0.90} = 110.8 \text{ kgf} \cdot \text{m} (\varepsilon = 1/3.0 \text{ 일 때}) \\ &\quad 133.0 \text{ kgf} \cdot \text{m} (\varepsilon = 1/2.5 \text{ 일 때}) \\ &\quad 166.25 \text{ kgf} \cdot \text{m} (\varepsilon = 1/2.0 \text{ 일 때}) \end{aligned}$$

- 유압 모터 회전 속도 N_m :

$$\begin{aligned} N_m &= N_d \times (1/\varepsilon) = 60 \times 1/\varepsilon = 180 \text{ rpm} (\varepsilon = 1/3.0 \text{ 일 때}) \\ &\quad 150 \text{ rpm} (\varepsilon = 1/2.5 \text{ 일 때}) \\ &\quad 120 \text{ rpm} (\varepsilon = 1/2.0 \text{ 일 때}) \end{aligned}$$

상기의 유압 모터 소요 토크, 회전 속도를 만족시키는 국산 기기로서 JRC-750 유압 모터를 선정한다. JRC-750 유압 모터의 정격 사양과 성능을 아래에 나타내었다.

- 형식 : 星型 모터

※ JRC-750의 정격 사양

행정 용적 η_{mh} : 748 cm³/rev

사용 압력 : 210 kgf/cm² (순간최고 : 250 kgf/cm²)

정격 토크 : 233 kgf · m

정격 회전 속도 : 10 ~ 260 rpm

중 량 : 114 kgf

유압 모터로서 JRC-750을 선정했을 때의 유압 모터 소요 압력, 소요 유량 및 소요 유체 동력을 계산하면 아래와 같다.

· 유압 모터 소요 압력 ΔP_m :

$$\Delta P_m = \frac{200\pi \cdot T_m}{q_{mth} \cdot \eta_m} = \frac{200\pi \times 110.8}{748 \times 0.88} = 105.7 \text{ kgf/cm}^2 (\epsilon = 1/3.0 \text{ 일 때})$$

$$126.9 \text{ kgf/cm}^2 (\epsilon = 1/2.5 \text{ 일 때})$$

$$158.6 \text{ kgf/cm}^2 (\epsilon = 1/2.0 \text{ 일 때})$$

· 유압 모터 소요 유량 Q_m :

$$Q_m = \frac{q_{mth} \cdot N_m}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{748 \times 180}{1000 \times 0.93} = 144.8 \text{ l/min} (\epsilon = 1/3.0 \text{ 일 때})$$

$$120.6 \text{ l/min} (\epsilon = 1/2.5 \text{ 일 때})$$

$$96.5 \text{ l/min} (\epsilon = 1/2.0 \text{ 일 때})$$

JRC-750 유압 모터의 일반 성능 곡선 및 베어링 수명은 그림 2-2-3, 그림 2-2-4와 같다.

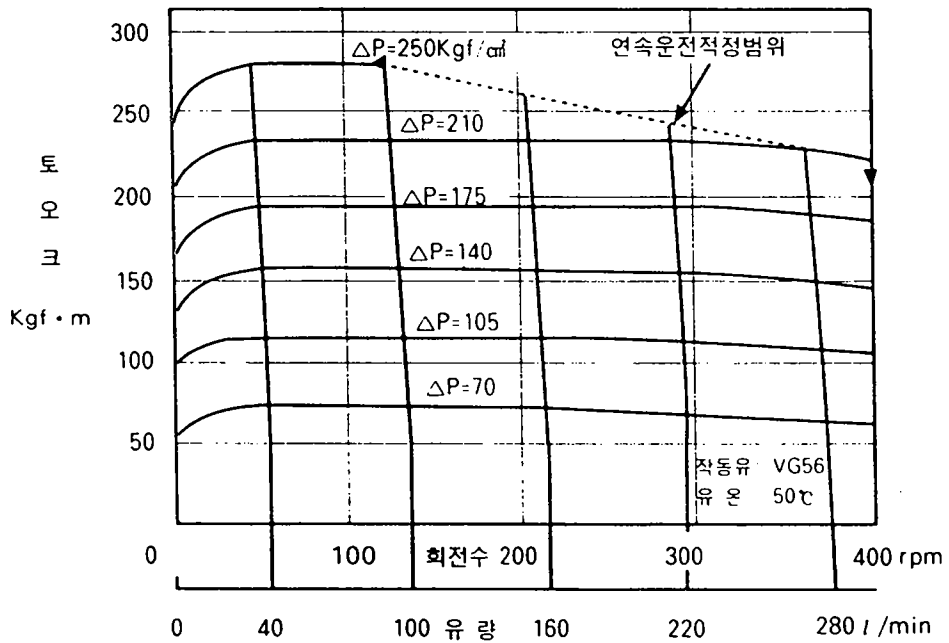


그림 2-2-3 성형모터, JRC-750의 일반 성능 곡선

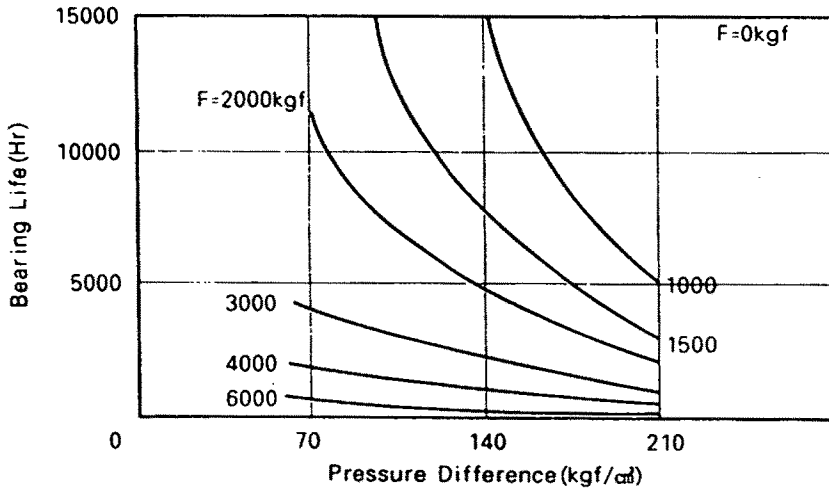


그림 2-2-4 성형모터, JRC-750의 베어링 수명

선수부 캡스턴과 선미부 캡스턴은 그물 양망시 및 투망시에 동시에 사용하게 되는 어로 장비이며, 양측 캡스턴 구동용 유압 모터의 용량은 동일하므로, 이들 캡스턴 구동에 필요한 총합 소요 유량 및 총합 소요 유체 동력은 다음과 같다.

- 선수부 및 선미부의 총합 소요 유량 :

$$Q_m \times 2 = 289.6 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/3.0 \text{ 일 때})$$

$$241.2 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/2.5 \text{ 일 때})$$

$$193.0 \text{ l/min } (\varepsilon = 1/2.0 \text{ 일 때})$$

- 선수부 및 선미부의 총합 소요 유체 동력 L_m :

$$L_m = \Delta P_m \times 2Q_m$$

$$= \frac{105.7 \times 289.6}{450} = 68.0 \text{ PS}$$

($\varepsilon = 1/3.0, 1/2.5, 1/3.5$ 에서 동일함)

3. 양망기

유압식 양망기는 크게 나누어 양망용 롤러와 롤러 압하 장치로 구성되며 이들을 구동하는 유압 모터, 유압 실린더의 부하 사양은 아래와 같다.

① 롤러 구동 장치

· 유압 모터

- 회전 속도 : $N_m = 50 \text{ rpm}$

- 롤러 ~ 모터 사이의 속도비 $\varepsilon : 1/1$ (chain으로 동력 전달)

- 모터 형식 : 피스톤 모터(사판식) $600\text{cm}^3/\text{rev}$

(예 : Sumitomo ME 600)

- 모터 소요 토크 : $T_m = 110 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ (추정)

- 유압 모터 소요 압력 ΔP_m :

$$\Delta P_m = \frac{200\pi \cdot T_m}{q_{mth} \cdot \eta_m} = \frac{200\pi \times 110}{602 \times 0.88} = 130.4 \text{ kgf/cm}^2$$

- 유압 모터 소요 유량 Q_m :

$$Q_m = \frac{q_{mth} \cdot N_m}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{602 \times 50}{1000 \times 0.94} = 32 \text{ l/min}$$

- 유압 모터 소요 동력(유체 동력) L_m :

$$L_m = \frac{\Delta P \times Q_m}{450} = \frac{130.4 \times 32}{450} = 9.3 \text{ PS}$$

롤러 구동용으로 선정된 유압 모터의 사양은 아래와 같다.

· 형식 : ME 600A

※ ME 600A의 정격 사양

행정 용적 : $602 \text{ cm}^3/\text{rev}$

정격 압력 : 280 bar

정격 출력 토크 : 268 kgf · m

정격 회전 속도 : 450 rpm

중 량 : 92 kgf

② 롤러 압하 장치

- 소요 압력 : 100 kgf/cm² 미만

- 소요 유량 : 30 l/min 미만(연속적으로 요구되지는 않음)

4. 유압식 크레인

유압식 크레인 구동부는 크레인 선회용 모터(slewing motor)부와 중량물 인양용 윈치 구동용 모터부로 구성된다. 여기에 사용되는 유압 모터의 사양은 아래와 같다.

① 선회용 유압 모터(slewing hyd. motor)

회전 속도 : 200 rpm (1/60로 감속하여 크레인 포스트 선회용 피니언 구동)

사용 압력 : 72.3 kgf/cm²

유압 모터 용량 : 101 cc/rev

최고 유량 : 22.4 l/min

이상의 요구 사항을 근거로 하여, 아래의 유압 모터로 선정하였다.

- 제작사 : Sumitomo 社
- 형식 : Orbit motor
- 모델 : H-100AA2 [정격사양 : 540 rpm, 90 kgf/cm², 101 cc/rev]

② 윈치 구동용 유압 모터

회전 속도 : 1900 rpm (1/90으로 감속하여 윈치 구동)

사용 압력 : 107 kgf/cm²

유압 모터 용량 : 65.5 cc/rev

최고 유량 : 138 l/min

이상의 요구 사양을 근거로 하여, 아래의 유압 모터를 선정하였다.

- 제작사 : Uchida 社
- 형식 : gear motor
- 모델 : GPM1AOC 63B1F

[정격사양 : 175 kgf/cm², 400~2700 rpm, 40 cc/rev]

③ 크레인 암(arm) 상하 이동용 실린더

- 실린더 직경 : head측 220 mm, rod 직경 125 mm, 스트로크 1503 mm

- 실린더 속도 : 6.14 cm/s [$A_{head} : 379.94 \text{ cm}^2$, $Q = 140 \text{ l/min}$]

이상의 요구 사양으로부터 실린더로 공급해야 할 유량은 다음과 같다.

- 소요 유량 : 140 l/min

④ 방향 변환 밸브

- 선회용 유압 모터 측 : Uchida 社, multiple control valve(D-T1)

5. 유압 회로도

이상 1~4의 과정에서는 안강망 어로시스템용 각종 장비들을 유압화(油壓化)에 의하여 모두 동력화하는 경우를 고려하여, 유압 액츄에이터들의 종류, 용량을 결정하였다.

다음 단계로서는, 이들 유압 액츄에이터들이 충분히 소정의 목적을 달성할 수 있으면서도, 시설비용이 저렴하고, 작업 인력 절감 효과 및 운용시의 에너지 효율이 우수한 유압회로를 설계할 필요가 있다.

여기서는 「제2절 1.가」에서 설명한 A type의 시스템(全油壓式)에 근거하여 다음 2가지 형태의 유압회로를 제안한다.

가. 액츄에이터 병렬 접속 방식 회로

이 경우는 사이드 드럼, 선수부 및 선미부 캡스턴 구동용 유압모터에 사용하는 밸브들이 모두 센터 블록(center block)형이고, 펌프로는 가변용량형 피스톤 펌프(DFR 레귤레이터, 또는 DR 레귤레이터 채용)로 하여 부하 유량이 영(zero)일 경우의 릴리프 밸브를 통한 바이패스 유량이 영(zero)이 되도록 한 것이 특징이다.

이 방식의 유압회로가 갖는 장점을 열거하면 아래와 같다.

㉠ 공통의 펌프로 모든 유압 액츄에이터들을 구동시키면서도 에너지 손실을 최소화할 수 있다.(특히 DFR 레귤레이터를 사용하면 릴리프 밸브 유량을 항상 0으로 할 수 있다.)

㉡ 공통의 펌프 사용으로 인하여 공간 활용률이 좋아지고, 유압회로를 컴팩트하게 구성할 수 있다.

한편, 이 방식이 갖는 단점으로는 다음과 같은 것들을 들 수 있다.

㉠ 비교적 고가의 펌프인 가변용량형 피스톤 펌프를 필요로 한다.

㉡ 유압 시스템의 초기 설정에 경험이 있는 기술자를 필요로 한다.

㉢ 원동기 기동시에 펌프 출구측에서의 압력 형성에 따른 부하 발생을 피하기 위한 무부하 기구가 필요하다.

이 방식을 사용할 경우 공통의 유압 펌프로부터 공급되는 압력유는 위에서 언급한 3개의 유압 모터를 구동시킴과 동시에, 유압 구동식 크레인, 유압 구동식 양망기까지를 모두 구동시키는 것이 가능하며, 유압 펌프의 구동이 주기관 출력의 일부를 활용하여 이루어지기 때문에 연료비 절감에도 유리한 방식이다.

이상과 같은 이 방식의 유압 시스템이 갖는 장·단점을 고려해 볼 때, 안강망 어선의 전 어로시스템을 유압 동력에 의하여 동력화하려 할 경우에 가장 적합한 방식임을 알 수 있다.

본 연구에서 제안하는 액츄에이터 병렬 접속형 유압회로를 그림 2-2-5에 나타낸다.

나. 액츄에이터 직렬 접속형

이 방식에서는 사이드 드럼, 선수부 및 선미부 캡스톤 구동용 유압 모터에 사용하는 밸브들을 센터 바이패스(center by-pass)형으로 선택하고, 펌프로는 정용량형 펌프(예 : 정용량형 고압 베인 펌프)를 2련으로 사용하는 것이 특징이다. 2개 펌프 중 1개로부터의 압력유는 선수부 캡스톤 쪽으로 공급되고, 나머지 1개로부터의 압력유는 선미부 캡스톤 쪽으로 공급되어 각각의 캡스톤을 구동하게 되며, 선수 및 선미부 캡스톤 쪽을 거친 압력유는 합류되어 사이드 드럼 구동용 유압 모터로 공급된다.

이 방식의 유압회로가 갖는 장점을 열거하면 아래와 같다.

㉠ 구동시킬 액츄에이터들의 요구 유량을 고려하여 회로 구성상의 조합을 잘 해줌에 따라서 에너지 손실이 적으면서도 시설비가 저렴한 유압 시스템 구성이 가능하다.

㉡ 비교적 저렴한 가격의 정용량형 펌프를 사용할 수 있다.

㉢ 원동기 기동시에 펌프 출구측에 과도한 부하가 걸리는 일이 없다.

또한, 이 방식이 갖는 단점을 열거하면 아래와 같다.

㉣ 정용량형 펌프를 사용하는 관계로, 여러 가지 액츄에이터에 압력유를 공급하는 유압원으로 이들 펌프를 공통적으로 사용할 경우, 해당 액츄에이터의 용량에 따라서 릴리프 밸브를 통하여 바이패스되는 유량이 달라지며, 상당한 에너지 손실이 초래될 수 있다.

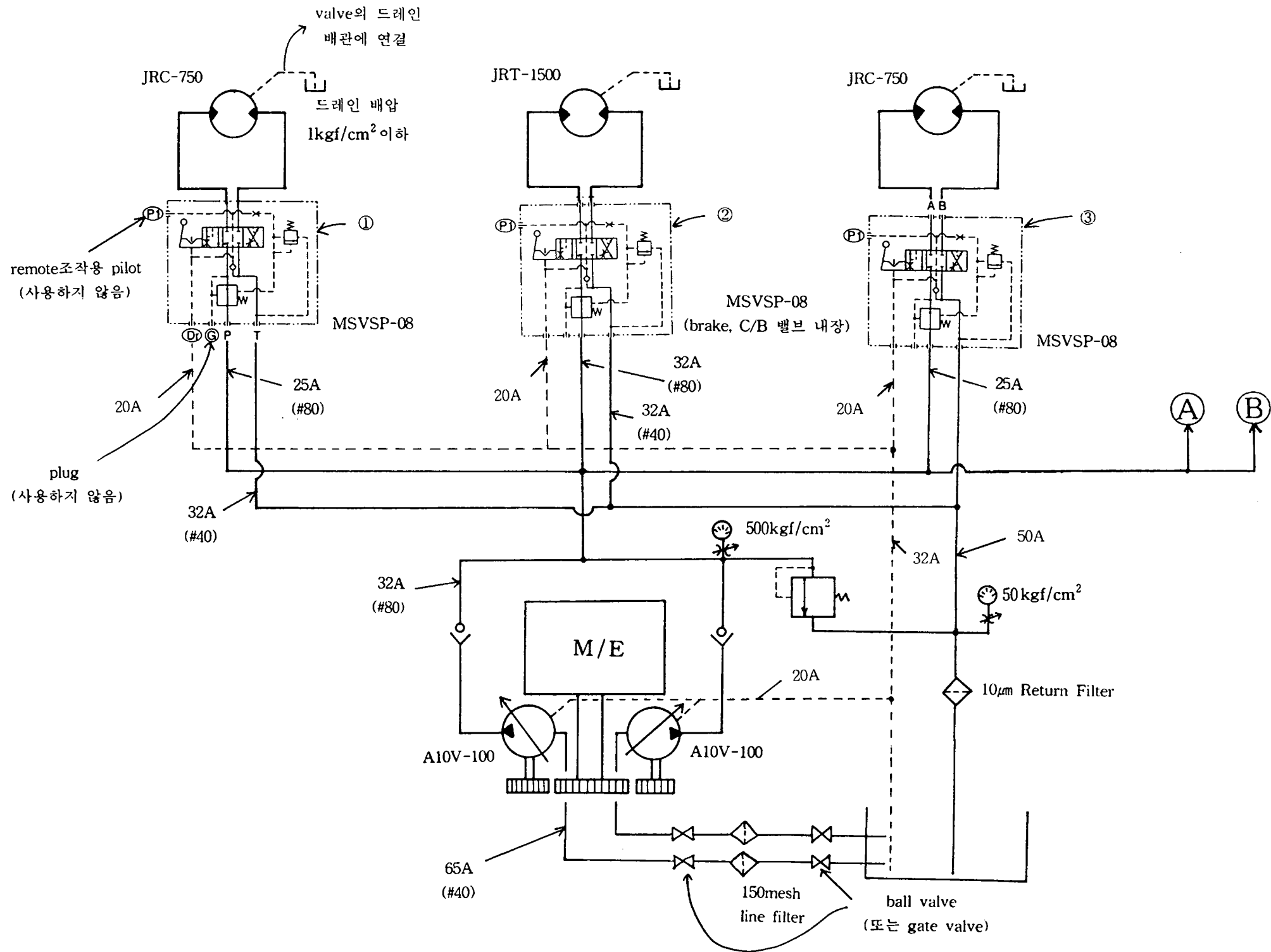
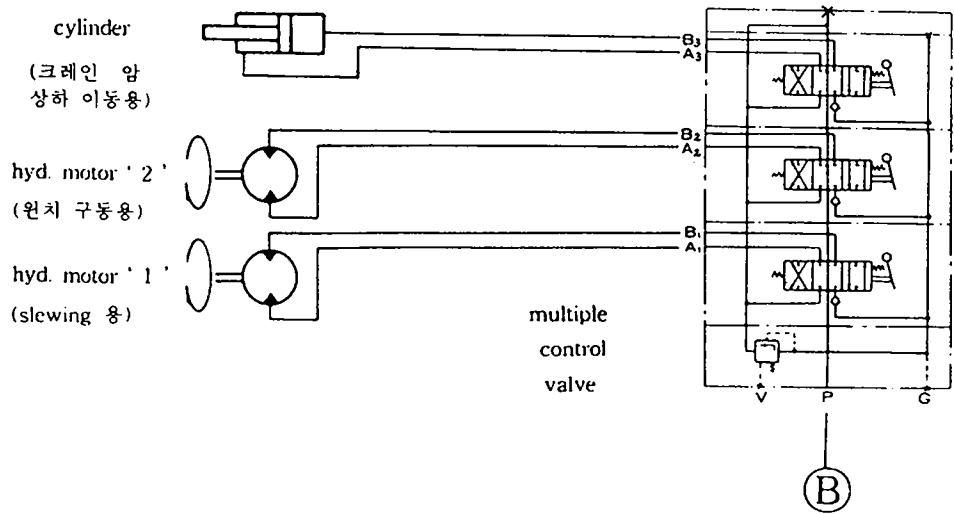
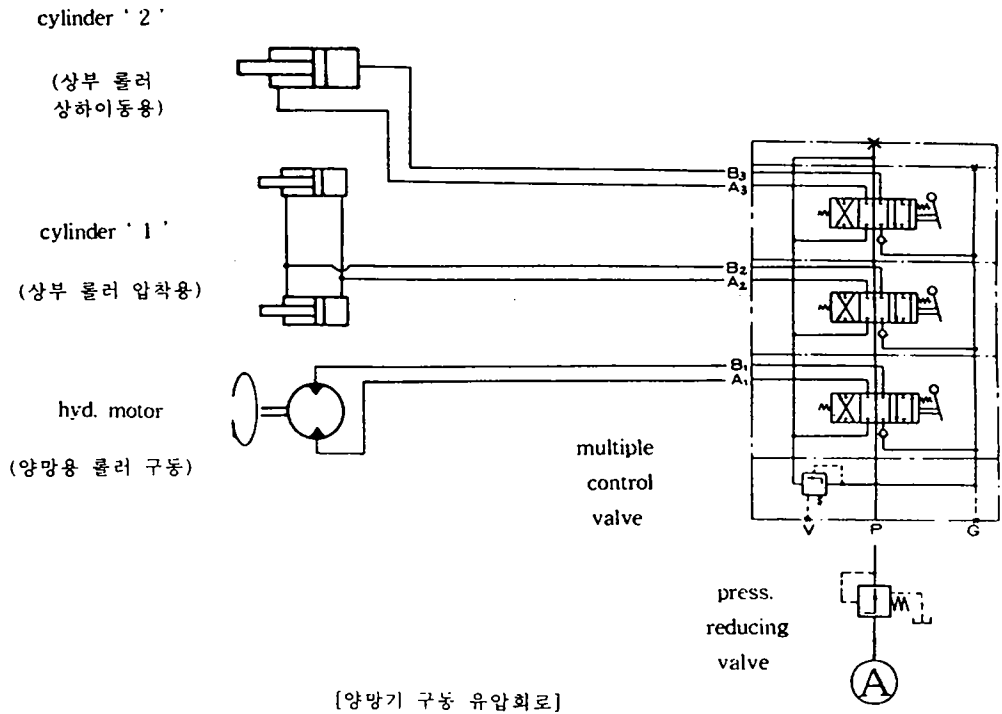


그림 2-2-5 안강망 어로시스템의 유압회로(액츄에이터 병렬 접속형)



㉔ 이 방식의 회로에서 양망기 구동에 필요한 유량은 특히 작으므로, 에너지 효율상의 문제를 고려하여, 별도의 양망기용 전동식 펌프 유닛을 구비하도록 설계하였으며, 이렇게 할 경우 기관실 내의 공간 효율면에서 불리하다.

이 방식에서는 선미부 캡스톤 쪽으로 공급되는 유압 관로에는 유압식 크레인 쪽으로 기름을 공급할 수 있는 다기능 밸브(㉔부)가 있으며, 크레인을 사용하지 않을 때는 밸브의 중심을 센터 바이패스(center by-pass)하여 크레인 압 상하 작동용 실린더, 크레인 원치 구동용 유압 실린더로 기름을 공급하는 다기능 밸브가 있으며, 다기능 밸브 가운데서 어느 하나의 밸브를 작동시킬 경우 여분의 기름은 릴리프 밸브를 경유하여 탱크로 바이패스된다. 직렬 접속형 유압 회로는 기존 안강망 어선에서 어로 장비의 부분적 유압 동력화에 활용하기에 적합한 방식임을 알 수 있다.

본 연구에서 제안하는 액츄에이터 직렬 접속형 유압회로를 그림 2-2-6에 나타내었다.

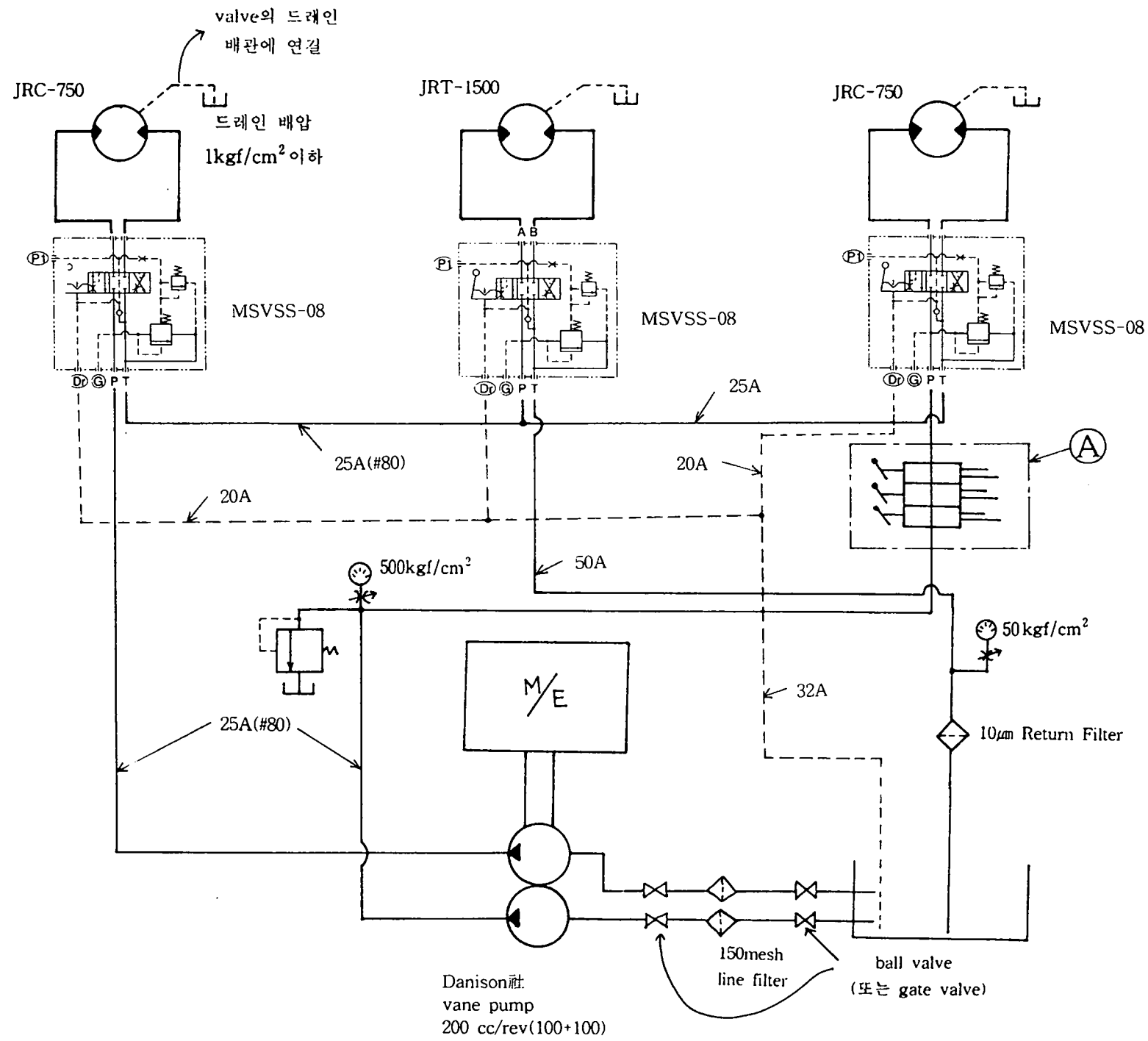
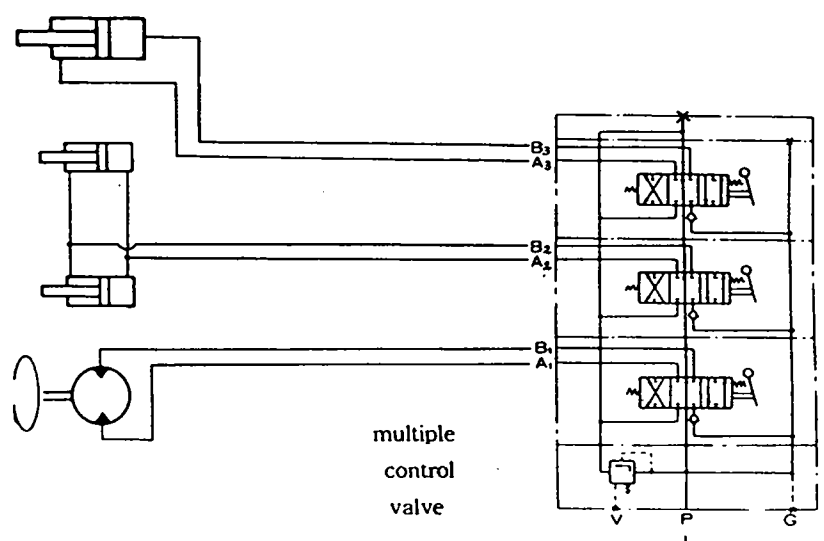


그림 2-2-6 안강망 어로시스템의 유압회로(액츄에이터 직렬 접속형)

cylinder ' 2 ' (상부 롤러 상하이동용)

cylinder ' 1 ' (상부 롤러 압착용)

hyd. motor (양방향 롤러 구동)



200V, 4P
7.5kW

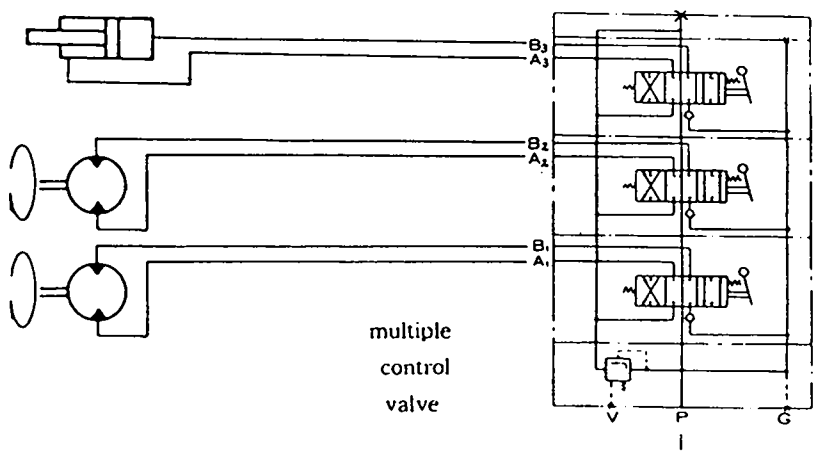
Danison vane pump
T16C005

[양반기 구동 유압회로]

cylinder (크레인 암 상하 이동용)

hyd. motor ' 2 ' (원치 구동용)

hyd. motor ' 1 ' (slewing 용)



multiple control valve

[크레인 구동 유압회로, ㉠부의 상세도]

6. 회로 내 압력 손실의 계산

이상 1~5의 과정을 통하여 안강망 어로 시스템용 유압 장치의 액츄에이터부, 제어 밸브, 유압 펌프 등을 포함하는 유압 회로를 설계하였다. 이러한 유압 회로에서 사용할 유압 펌프의 용량을 결정하려면 위에서 구한 액츄에이터 구동 소요 압력, 액츄에이터 소요 유량에 부가하여 유압 관로에서의 압력 손실을 구해 둘 필요가 있다.

유압 관로 내 압력 손실은 위의 5에서 제안한 유압 회로 가운데에서, 병렬 회로에 대하여 구하기로 한다. 병렬 회로에서는 공통의 펌프에서 공급되는 유압 동력을 ① 사이드 드럼 구동용 유압 모터, ② 선수·선미부 캡스ตัน 구동용 유압 모터, ③ 양망기 구동용 유압 모터 및 유압 실린더의 구동 장치들을 병렬로 연결시킨 관로계에 공급하게 된다. 이 시스템 내의 유압 구동 장치 가운데서 동력 소요가 큰 장치인 ①, ②의 장치는 동시에 사용하는 일이 없으므로 관로 내에서의 압력 손실 평가는 ①, ② 가운데서 압력 손실이 큰 쪽에 대해서만 평가해 두면 된다. ①, ② 가운데에서는 관로의 길이가 긴 ②의 장치에서 더욱 큰 압력 손실이 발생할 것이므로, ②의 관로계에서의 압력 손실을 구하기로 한다.

가. 밸브에서의 압력 손실

(예) Sumitomo 社 MSVSP size 08 船用 밸브인 경우

정격 압력 : 250 kgf/cm^2

정격 유량 : 150 l/min

배관 치수 : 외경 34.5 mm ($1 \frac{1}{4} \text{ "}$)

$$P \rightarrow A(B) \text{ 경로} : \Delta P_{V1} = 2.5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$A(B) \rightarrow T \text{ 경로} : \Delta P_{V2} = 1 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta P_V = \Delta P_{V1} + \Delta P_{V2} = 3.5 \text{ kgf/cm}^2$$

MSVSP08 밸브의 유압회로, 레버 조작각도 ~ 유량 특성을 그림 2-2-7에 나타낸다.

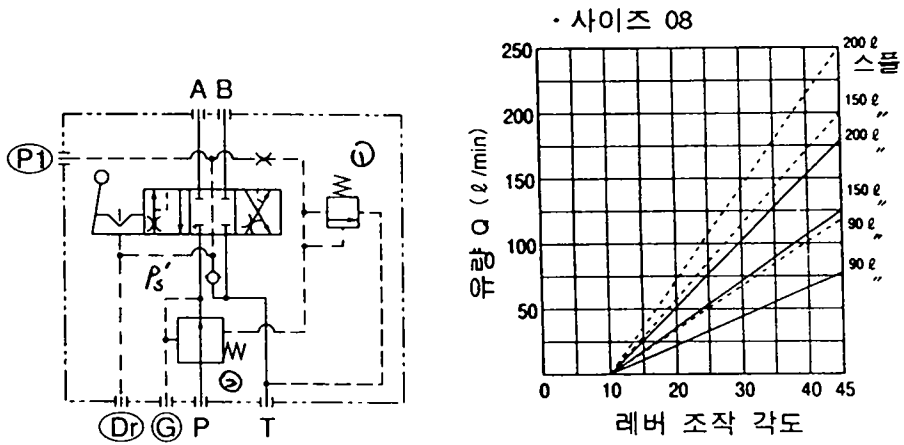


그림 2-2-7 박용 밸브 내부 압력 손실, Sumitomo 社 MSVSP size 08

나. 배관에서의 압력 손실 (관로 내경 : 25 mm)

여기서는 유압펌프로부터 선수부(또는 선미부)까지의 유압관로내 관마찰 압력손실을 평가하기로 한다.

$$V_l = \frac{Q_m \times 10^{-3}}{60} \cdot \frac{4}{\pi \cdot D_i^2} = \frac{96.5 \times 10^{-3} \times 4}{60 \times 3.14 \times 0.025^2} = 3.28 \text{ m/s}$$

(단, 선수부 또는 선미부 캡스턴 감속비를 $\varepsilon = 1/2$ 로 고려)

$$\text{레이놀즈 수 } Re = \frac{V_l \cdot D_l}{\nu} = \frac{3.28 \times 0.025}{60 \times 10^{-6}} = 1367.3$$

(단, 작동유의 동점도는 60 cSt로 간주함)

$$\text{관마찰계수 } \lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1367.3} = 0.0468$$

관로의 길이는 압력관로와 기름 회귀관로를 합쳐서 30m, 관로상에 90° 엘보가 10개소 있는 것으로 간주할 때, 압력 손실 ΔP_l 은

$$\begin{aligned} \Delta P_l &= \left(\lambda \frac{l}{D_l} + 10 \varepsilon \right) \frac{V_l^2}{2 \times 9.8} \nu \\ &= \left(0.0468 \times \frac{30}{0.025} + 10 \times 1.12 \right) \times \frac{3.28^2}{2 \times 9.8} \times 890 \\ &= 3.3 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

(단, 90° 엘보에서의 손실 계수 ε 은 1.12로 고려함)

다. 회로상의 총 압력 손실

$$\begin{aligned} \Delta P_p &= \Delta P_v + 2\Delta P_l = 3.5 + 3.3 \\ &= 6.8 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

7. 유압 펌프

위의 6에서 구한 압력 손실을 고려하여, 안강망 어로시스템용 유압 회로 (병렬식)에서의 펌프의 소요 압력 및 소요 유량을 구하면 아래와 같다.

- 펌프 소요 압력(최고치)

$$P_p = \Delta P_m + \Delta P_p = 224.9 + 6.8 = 231.7 \text{ kgf/cm}^2$$

($\epsilon = 1/3.0$ 일 때)

$$192.8 + 6.8 = 199.6 \text{ kgf/cm}^2$$

($\epsilon = 1/3.5$ 일 때)

$$168.7 + 6.8 = 175.5 \text{ kgf/cm}^2$$

($\epsilon = 1/4.0$ 일 때)

· 펌프 소요 유량

① 사이드 드럼 구동시 : $Q_{p1} = 145.8 \text{ l/min}$ ($\epsilon = 1/3.0$)

$$170.1 \text{ l/min} \quad (\epsilon = 1/3.5)$$

$$194.4 \text{ l/min} \quad (\epsilon = 1/4.0)$$

② 선수부 및 선미부 캡스턴 구동시 :

$$Q_{p2} = 193.0 \text{ l/min} \quad (\epsilon = 1/2.0)$$

$$241.2 \text{ l/min} \quad (\epsilon = 1/2.5)$$

$$289.6 \text{ l/min} \quad (\epsilon = 1/3.0)$$

③ 양망기 구동시 : $Q_{p3} = 32 \text{ l/min}$

④ crane 구동시 : $Q_{p4} = 138 \text{ l/min}$

→ 단독 사용을 가정, 양망기와는 동시도 고려

· 펌프의 선정

위의 각 액츄에이터 ①~④는 동시에 구동하는 것으로는 고려하지 않아도 되며,

① 사이드 드럼의 감속비 $\varepsilon = 1/3.0$, ② 선수·미 캡스턴 감속비 $\varepsilon = 1/2.0$ 로 선택할 때의 펌프 용량을 아래와 같이 산정하기로 한다.

㉠ 주기관 연동 구동식일 경우의 주기관 회전속도에 따른 펌프의 행정 용적은 다음과 같이 구해진다.

· 주기관의 회전 속도를 1,500 rpm으로 고려

$$q_{th} = \frac{1000 \cdot Q_p}{N_r \cdot \eta_v} = \frac{1000 \times 193.0}{1500 \times 0.9} = 142.3 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

· 주기관의 회전 속도를 1,300 rpm으로 고려

$$q_{th} = \frac{1000 \cdot Q_p}{N_r \cdot \eta_v} = \frac{1000 \times 193.0}{1300 \times 0.9} = 165.0 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

· 주기관 회전속도를 1100 rpm으로 고려

$$\rightarrow \text{펌프의 행정용적} : q_{th} = 195 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

㉢ 발전기 구동 디젤 엔진인 경우(정격 회전속도 : 1750 rpm인 경우)

→ 펌프의 행정 용적은 다음과 같이 구해진다.

$$q_{th} = \frac{1000 \cdot Q_p}{N_r \cdot \eta_v} = \frac{1000 \times 193.0}{1750 \times 0.9} = 122.5 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

본 연구의 실선 적용 실험에서는 주기관 연동식, 기관회전속도 1,300 rpm을 고려하여 다음과 같이 유압펌프를 선정한다.

◎ Uchida社 A10V-100DFR3RP8D 펌프 2대를 병렬 운전하는 형태로 결정

{	정격 압력	: 250 kgf/cm ² (최고압력 315 kgf/cm ²)
	최고 회전 속도	: 2100 rpm
	중량	: 55 kgf
	행정 용적	: 0~200 cm ³ (0~100 cm ³ × 2), 가변용량식

· 펌프의 regulator

Uchida社 A10V 펌프의 DRF 레귤레이터(load sensing 기능 보유)를 선정한다. 이 레귤레이터를 사용함으로써 펌프는 항상 각 부하 액츄에이터가 필요로 하는 유량만을 송출하게 되어 손실 유량이 0이 되며, 열발생으로 인한 에너지 손실이 매우 적고 정숙한 운전이 가능하다.

제 4 절 B type(전동식) 안강망 어로 시스템의 설계

본 연구에서 제안하는 안강망 어로 시스템의 자동화 기법 중 B type은 안강망 어로 장치들의 동력원을 전력에 의존하는 방법이다. 이 방법의 가장 큰 장점은 원격제어 (Remote control) 회로의 구성이 용이하다는 것이다.

이 형식의 어로시스템의 각 장치들의 구성을 다음과 같이 하는 것을 제안한다.

사이드 드럼은 삼상유도 전동기에 속도 제어용 인버터를 부착하여 회전수 제어가 가능하도록 하고, 감속기를 거쳐 회망하는 사이드 드럼의 회전수가 되게 한다. 선수 및 선미부의 캡스턴은 감속기 (20 : 1) 전동식 캡스턴으로 하고, 양망기는 전동-유압식으로 하며, 선수 중앙부에 설치될 크레인도 전동-유압식 크레인으로 한다.

1. 전동식 사이드 드럼의 설계

가. 전동기의 선정

- 드럼 소요 토크 T_d ;

$$T_d = F * \frac{D_d}{2} = 7500 * \frac{0.341}{2} = 1278.75 \quad \text{kg} \cdot \text{m}$$

- 드럼 회전속도 ; 0~60 rpm(40 rpm에서 까지 소요토크 발생)
- 드럼 소요 동력 L_d ;

$$L_d = T_d * \omega = \frac{1278.75 * 2\pi * 40}{75 * 60} = 71.41 \quad \text{ps}$$

- 감속기 감속비 ; 1/20
- 전동기

- 회전속도 ; 1200rpm

- 소요 토크 T_m ;

$$T_m = T_d * \epsilon * \frac{1}{\eta_r} = 1278.75 * \frac{1}{20} * \frac{1}{0.9} = 71.04 \quad \text{kg} \cdot \text{m}$$

- 형식 ;

농형 유도 전동기를 이용할 경우 기동시 큰 토크를 낼 수 있도록 2차 축의 bar를 저항이 큰 것(순동에서 신주로 대체)으로 특수 제작한 것을 이용해야 함

최대 토크를 저속(600 rpm)에서 출력되게 할 때 최대 출력은

$$HP = \frac{T_m \cdot \omega}{\eta} = 71.04 * \frac{2\pi * 600}{60 * 75 * 0.9} \doteq 66.12 \quad \text{ps} \rightarrow 55\text{kW}$$

(여유있게)

표 2-4-1 3상 유도전동기 사양

구분	내 용
전원	220/380 V / 60 Hz
정격 출력	55 KW
부하 토크	46 Kg.m
정격 전류	186 A
회전수	1160 rpm

나. 감속기 설계

앞에서 선정된 감속비 1/20을 내기 위해서 스퍼기어(spur gear)로써 2단 감속을 하는 것으로 한다.

(감속기의 구조 등 상세한 내용은 제 4절 참조).

다. 인버터 선정

선정된 3상 유도 전동기의 회전 속도를 제어 하는 데는 여러 가지 방법이 있을 수 있으나 본 연구에서는 현재 널리 시판되고 있는 인버터 중에서 60kW용량을 가지며 주파수 제어가 4Hz에서 60Hz 까지 가능한 것으로 속도 제어를 하기로 한다.

본 장치에 적합한 인버터의 사양은 다음과 같다.

표 2-4-2 사이드 드럼 구동 전동기용 인버터 사양

구분	내 용	비 고
대상 모터	55 kW 3상 유도전동기	
정격출력 용량	76 KVA	
정격출력 전류	199 A	
최대출력 전류	320 A	
전원전압 및 주파수	3상3선식 200-240V/ 50-60Hz	
전원 허용 범위	180-240 V, 주파수 $\pm 5\%$	
제어방식	정현파 PWM방식, 전압제어방식	
주파수 제어 범위	0 - 60 Hz	
주파수 정도	아날로그방식 : 최고주파수 $\pm 0.5\%$	
주파수 설정 분해능	아날로그 설정시 0.02Hz	
주파수 설정 신호	가변저항 볼륨 5K Ω , 등	
가감속 시간	0.1 - 360 sec	
제동 토크	정격 토크의 150 %(단시간 정격)	
모터 보호 기능	전자 서말에 의해과부하 검출	
순간전류 보호	정격전류의 200%에서 0.01초 정지	
과부하 보호	정격출력전류의 150%에서 1분간 운전 후 정지	
과전압 보호	컨버터 직류전압 400V 이상에서 정지	
부족전압 보호	컨버터 직류전압 250V 이하에서 정지	
방열판 가열 보호	Thermo-switch에 의해 보호	
사용 장소	옥내	
주위 온도	-10 ~ 45도	
습도	상대습도90%이하(이슬이 맺히지않을 것)	
진동	0.5 G이하	

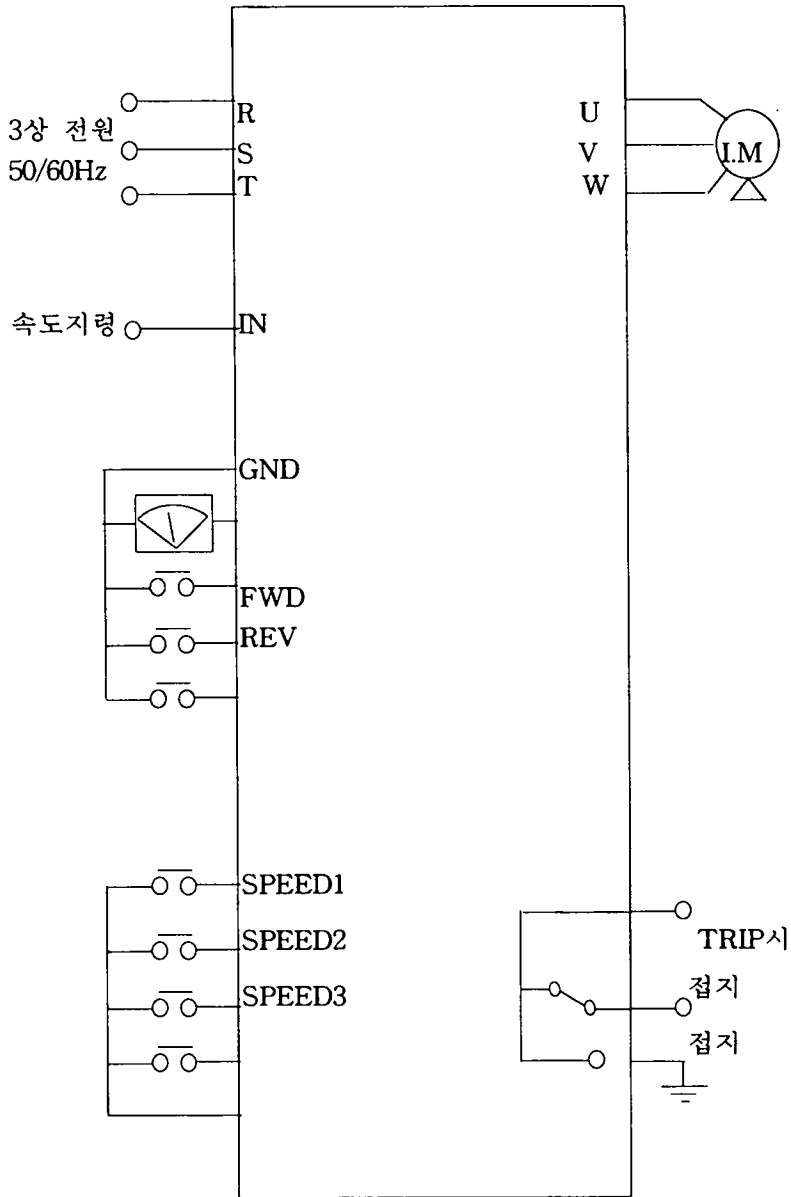


그림 2-4-1 인버터 회로 결선

2. 선수·선미부 캡스턴

가. 전동기 선정

- 드럼 소요 토크 T_d ;

$$T_d = F * \frac{D_d}{2} = 1750 * \frac{0.341}{2} = 298.4 \quad \text{kgf} \cdot \text{m}$$

- 드럼 회전속도 N_d ; 60 rpm

- 감속기 감속비 ε ; 1/20

- 감속기 전달 효율 η_r ; 0.9

- 드럼의 출력 L_d ;

$$L_d = T_d \cdot \omega = 298.4 \times \frac{2\pi \times 60}{75 \times 60} = 24.99 \quad \text{ps}$$

- 전동기

- 회전수 ; $\frac{N_d}{\varepsilon} = 60 * 20 = 1200 \quad \text{rpm}$

- 극수 ; 6극

- 소요 토크 ; $T_d * \varepsilon = 298.4 * \frac{1}{20} = 14.92 \quad \text{kgf} \cdot \text{m}$

- 출력 ; $\frac{L_d}{\eta \cdot \eta_r} = \frac{24.99}{0.9 \cdot 0.9} \doteq 30.85 \quad \text{ps} \doteq 25\text{kW}(\text{여유있게})$

나. 감속기 설계

전동기 회전수 1200 rpm을 요구되는 드럼의 회전속도 60 rpm 으
로 낮추기 위하여 1/20 의 감속기를 bevel-herical 기어 및 스피어 기어를
이용하여 2단 감속으로 설계하였다.(구조 등은 제2장 5절 참조)

다. 제어 회로

선수·선미부 전동기의 원격제어 회로는 다음과 같다.

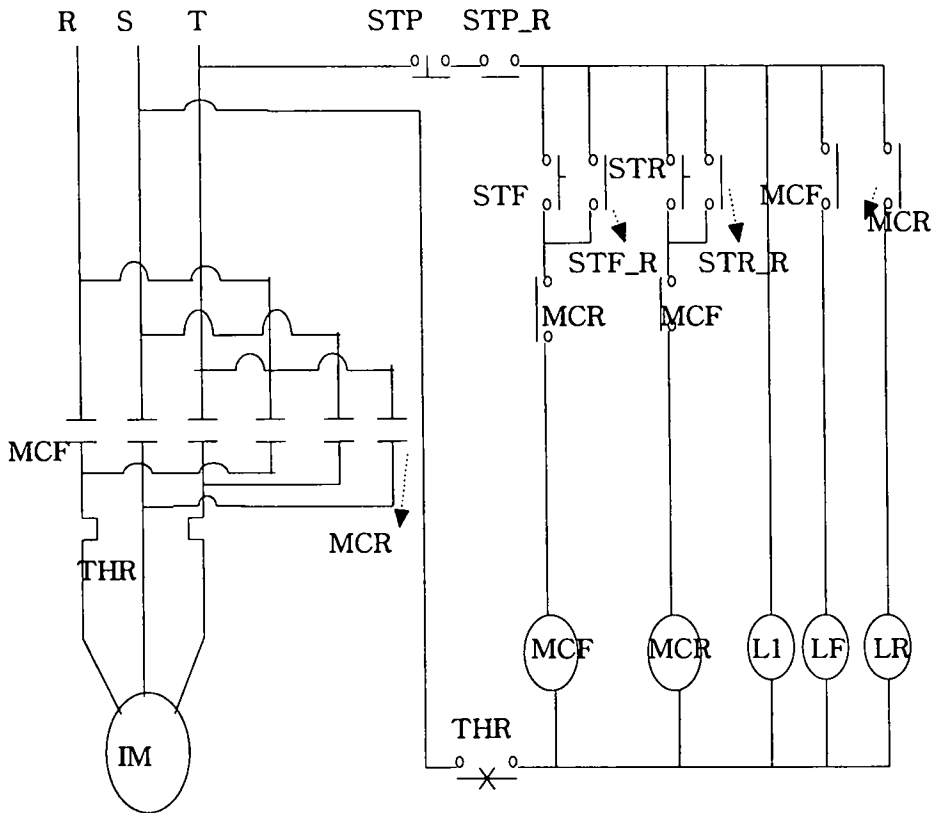


그림 2-4-2 Syquence control circuit

그림에서의 각 기호는 다음과 같다.

R,S,T : 3상

MCF : magnetic contact for forward

MCR : magnetic contact for reverse

STP : stop

STP_R : stop at remote control

STF : start for forward

STF_R : start for forward at remote control

STR : start for reverse

STR_R : start for reverse at remote control

THR : thermal relay

L1 : voltage source lamp

LF : forward lamp

LR : reverse lamp

IM : induction motor

앞회로의 전자 접촉기를 기동시키기 위한 원격제어신호(전동기 정역운전 신호)는 80196 마이크로 프로세서로써 발생되며, 그 인터페이스 회로는 다음과 같다.

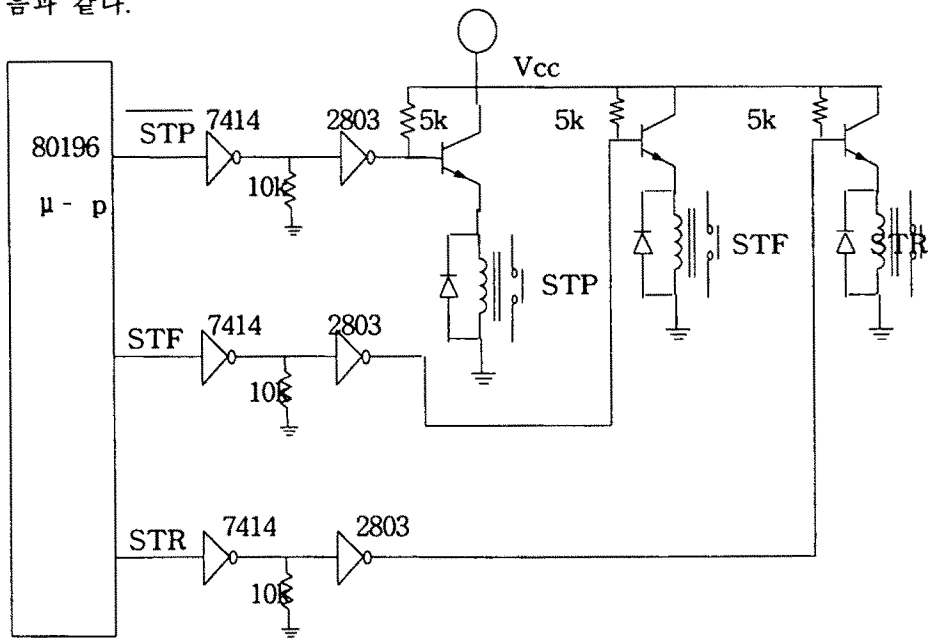


그림 2-4-3 Interface circuit for driving the MC

그림 중의 STP, STF, STR로 표시된 릴레이는 앞 그림(시퀀스 회로) 중의 접점 STP_R, STF_R, STR_R에 해당하는 것이다.

또한 릴레이 코일과 병렬로 설치된 다이오드는 릴레이의 차단시 유기되는 큰 기전력의 흡수를 위한 free wheeling diode이다.

3. 전동 유압식 양망기

본 연구에 이용된 양망기는 본 연구의 공동 연구원인 풍원기계 대표 「양주원」 씨가 특허받은 「안강망 어망 수거장치」(특허번호 제 120436호)를 응용하도록 한다. 이 양망기의 소요동력은 다음과 같다.

- 소요동력 : L= 7.5 kW (제2장 3절 참조)

4. 전동 유압식 크레인

전동 유압식 크레인을 구동하기위한 동력은 다음과 같다.

- 소요동력 : L= 22.5 kW (제2장 3절 참조)

5. 발전기 용량

안강망 어로 시스템을 B type 으로 할 경우는 어로 장비 구동용 발전장치가 필요하다.

이 발전장치의 출력은

- ① 사이드 드럼 구동 동력(55kW)
- ② 선수부 캡스턴 구동동력(25kW)
- ③ 선미부 캡스턴 구동동력(25kW)
- ④ 양망기 구동동력(7.5kW)
- ⑤ 크레인 구동동력(22.5kW)

들의 합으로 된다.

즉,

$$L_{total} = 55 + 25 + 25 + 7.5 + 22.5 \\ = 135kW$$

이고, 최대 동시가동율을 85% 정도로 가정하면, 소요동력은 135 X 0.85 = 108kW이므로 다음 표와 같은 4극 125 kW 정도의 발전기를 선정한다.

표 2-4-3 발전기의 사양

구 분	제 원	비 고
동기 속도	1800 RPM	
정격출력	125 KW	155 kVA
극 수	4극	
여자방식	자여자	AVR 기능 있음

6. 발전기 구동용 보기 선정

앞에서 계산된 4극 155 kVA 의 발전기를 구동하기 위한 보기로는 다음과 같은 정격을 가진 디젤 기관을 선정한다.

표 2-4-4 보기의 사양

구 분	제 원	비 고
사이클	4	
기통수	6	
연료분사방식	직접분사	
정격회전수	1800 RPM	
정격출력	190 HP	
시동방식	START MOTOR	DC 24 V
냉각방식	수냉식	

제5절 안강망 어로시스템 구조부 설계

제1장의 그림 1-1-1의 안강망 어선의 어로장비 배치도에서 ①은 사이드 드럼 ②는 선수 캡스틴 ③꺠로우스 ④문형 포스트를 나타낸다.

사이드 드럼 ①은 기관실 상단을 관통하는 축에 그림 2-5-1과 같이 좌·우현에 드럼이 설치되어 있고, 그림 1-1-2와 같이 동력이 전달되어 구동된다.

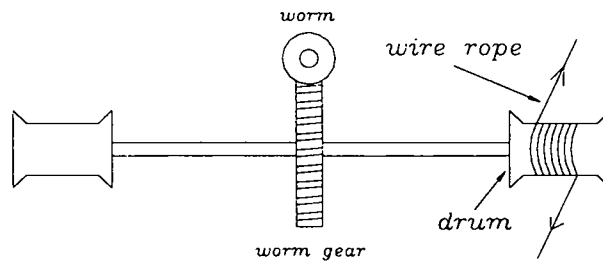


그림 2-5-1 사이드 드럼

선수 캡스틴 ②는 수동·전동(그림 2-5-2)·유압구동 등 다양하게 쓰여진다. 선미 캡스틴은 거의 수동이고 동력이 필요한 경우는 좌현쪽의 사이드 드럼을 쓰고 있다.

꺠로우스 ③은 뜰음줄을 끌어 올린 후, 전개장치의 험줄을 감아 올릴 때 안내역할을 하고 전개장치의 범포는 돛을 포개 것처럼 포개어져 꺠로우스에 매달리게 된다. 문형 포스트 ④는 투·양망시 또는 하역시 원치 또는 데릭 포스트가 없으므로 이들 작업시 보조용으로 사용된다.

이절에서는 본 연구에서 검증된 투·양망시 와이어로프에 걸리는 최대인장력을 사용해서 사이드 드럼 및 선·수미 캡스틴 주요부의 설계사양을 제시하고, 양망기는 협동기업에서 이미 개발한 것을 그대로 이 시스템에 도

입한다. 그리고 유압 크레인을 설계하여 설계사양과 제작도면을 부록에 제시한다.

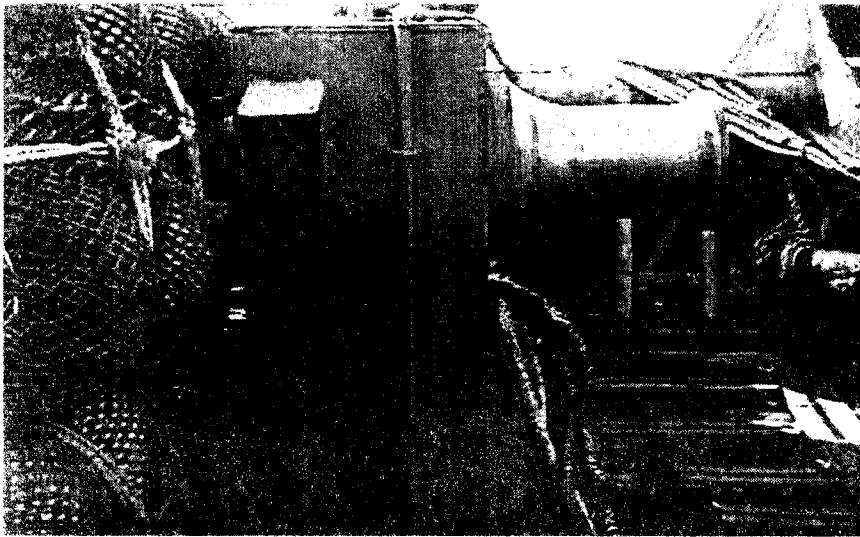


그림 2-5-2 전동식 선수 캡스턴

1. 사이드 드럼(side drum)

사이드 드럼은 선수쪽 브릿지 바로 아래의 상갑판상에 설치할 수 있으나, 현재와 같이 기관실 상단을 관통하는 구조로 하는 것이 기존 선박의 개조의 용이성 및 구조물의 안정성에 도움이 되리라 판단되어, 현재 기존선박에 사용하고 있는 구조를 개조하여 설계한다.

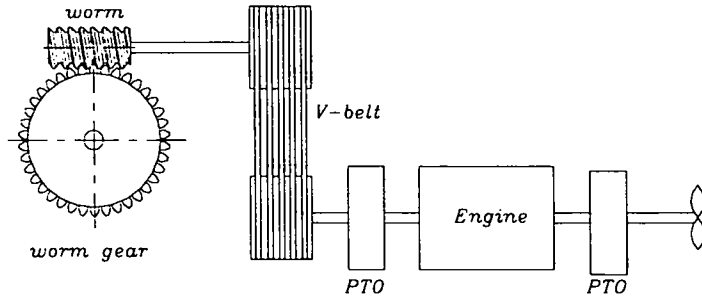


그림 2-5-3 사이드 드럼 동력전달계통

사이드 드럼의 설계 개략도는 그림 2-5-3과 같고, 사이드 드럼축과 기관실 벽 또는 감속기어 벽 등의 설계치수에 대한 검토를 한다.

가. 사이드 드럼 축

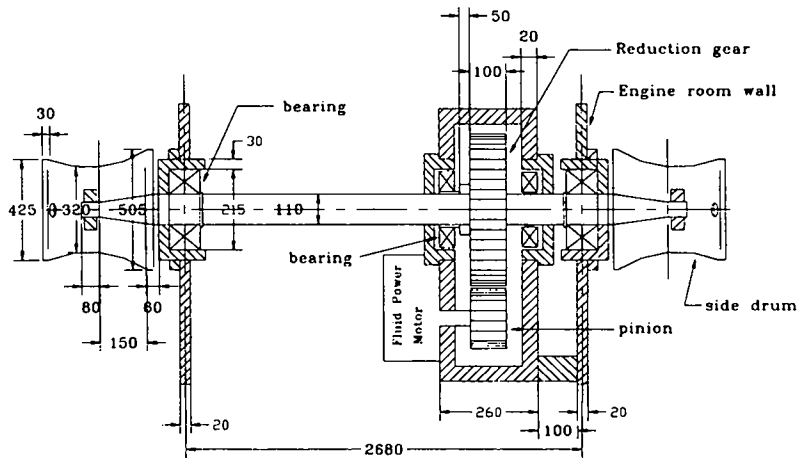


그림 2-5-4 사이드 드럼

그림 2-5-4에서 축의 재질은 S45C(N)이고, 감속기어(TN=90, W=120kgf)는 주강이며, 피니언(TN=26, W=17kgf, D=177.8 ϕ)의 재질은 S45C(QT)이

다. 드럼은 주물에 황동을 라이닝한 것을 쓴다.

축의 사양을 검토하기 위하여 그림 2-5-4의 각 베어링의 위치와 오른쪽 드럼에 앞서 산정한 최대 인장력(7.5 t)이 작용하는 경우도 가정하면 그림 2-5-5와 같이 나타낼 수 있다.

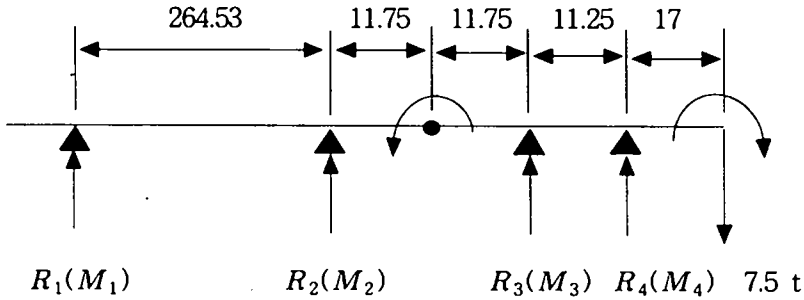


그림 2-5-5 사이드 드럼축계의 개략

각 베어링 위치에서 반력들은

$$R_1 = 0.003 \text{ t}, R_2 = -0.93 \text{ t}, R_3 = 2.501 \text{ t}, R_4 = 5.926 \text{ t}$$

각 베어링 위치에서 굽힘응력들은

$$M_1 = 0 \text{ t-cm}, M_2 = 0.854 \text{ t-cm}, M_3 = -20.927 \text{ t-cm}, M_4 = 127.5 \text{ t-cm}$$

축중심을 지나는 직경에 대한 단면계수 S_D 는

$$S_D = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 11^3}{32} = 130.67 \text{ cm}^3$$

오른쪽 드럼의 기관실 벽면 베어링 위치에서 축은 최대굽힘 모멘트(M_4)가

작용하고, 이 경우 축의 굽힘응력 σ_s 는

$$\sigma_s = \frac{M_4}{S_D} = \frac{127.5}{130.67} = 0.976 \text{ t/cm}^2 < 1.84 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_s 는 비틀림과 전단력에 의한 응력들을 각각 τ_T 와 τ_F 라고 하

면,

$$\begin{aligned}\tau_s &= \tau_T + \tau_F = \frac{T}{Z_p} + \frac{4}{3} \frac{F}{A} = \frac{16T}{\pi d^3} + \frac{4}{3} \times \frac{4F}{\pi d^2} \\ &= \frac{16 \times 7.5 \times 17.1}{\pi \times 11^3} + \frac{4}{3} \frac{4 \times 7.5}{\pi \times 11^3} = 0.491 + 0.105 \\ &= 0.596 \text{ ton/cm}^2 < 1.06 \text{ ton/cm}^2\end{aligned}$$

조합응력 σ_c 는

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \sqrt{0.976^2 + 3 \times 0.079^2} = \sqrt{0.971} \\ &= 0.985 \text{ t/cm}^2 < 1.84 \text{ t/cm}^2\end{aligned}$$

나. 축 지지부 판

재질 SS400이고, 항복응력 $\sigma_y = 2.5 \text{ t/cm}^2$

오른쪽지지 베어링 위치에서 베어링 응력 σ_{sb}' 는

$$\begin{aligned}\sigma_{sb}' &= F / (27.5 \times 10) = 7.5 / (27.5 \times 10) \\ &= 0.011 \text{ t/cm}^2 < 0.9 \times 0.8 \sigma_y (= 1.8 \text{ t/cm}^2)\end{aligned}$$

다. 감속기어

(1) 감속기어

그림 2-5-5에서 감속기어의 재질은 단강(5% 니켈강 열처리)이고, 평차차이며 외경 $D_o = 590.5 \text{ mm}$, 잇수 $N = 91$, 피치원의 직경 $D_p = 177.9 \text{ mm}$, 치폭 $B = 100 \text{ mm}$ 이다. 감속기어 축의 회전수 60 rpm일 경우 감속기어의 강도를 검토한다.

우선 기어의 접선력 F_G 는 사이드드럼에 걸리는 최대인장력을 $F = 7.5 \text{ t}$ 으로 하고 드럼의 직경 $D_s = 340 \text{ mm}$ 라고 하면

$$F \times \frac{D_s}{2} = F_G \times \frac{D_p}{2}$$

$$\therefore F_G = F \times \frac{D_s}{2} \times \frac{2}{D_p} = 7.5 \times 340 / 577.9 = 4.413 \text{ t}$$

강도에 대한 안전압력을 F_s 라고 하면

$$F_s = \frac{Y \times X \times S_b \times M}{10} = \frac{0.73 \times 0.46 \times 2100 \times 6.35}{10} = 447.8 \text{ kgf/cm}$$

여기서 Y (강도계수)=0.73, X (속도계수)=0.46 (60 rpm일 경우), S_b (굽힘응

력계수)=2100 kgf/cm², M (모듈)= $\frac{D_o}{N+2}=6.35$

치폭 $B=100$ mm에 안전하게 걸릴 수 있는 힘을 F_t 라고 하면

$$F_t = F_s \times B = 447.8 \times 10 = 4478 \text{ kgf} = 4.478 \text{ t}$$

그러므로 사이드드럼에 최대인장력이 걸려도 충분히 견딜 수 있다.

(2) 피니언 기어

그림 2-5-5에서 피니언 기어의 재질은 단강(5 % 니켈 탄소담금질)이고, 외경 $D_o'=177.8$ mm, 잇수 $N'=26$, 피치원의 직경 $D_p'=165.1$ mm, 치폭 $B=110$ mm이다. 피니언이 210 rpm일 경우 피니언의 강도를 검토한다. 기어에 걸리는 접선력 $F_G=4.413$ t으로 감속기어와 같고, 강도에 대한 안전압력을 F_s' 라고 하면

$$F_s' = \frac{Y \times X \times S_b \times M}{10} = 428.8 \text{ kgf/cm}$$

여기서 $Y=0.73$, $X=0.37$ (200 rpm 근방), $S_b=2500$ kgf/cm²,

$M=6.35$ 이다.

안전하게 기어에 걸 수 있는 접선방향의 하중 F_t' 는

$$F_t' = F_s' \times B = 428.8 \times 11 = 4.717 \text{ t}$$

따라서 감속기어의 하중을 충분히 견딜 수 있다.

2. 선수·선미 캡스턴

가. 유압구동식 선수·선미 캡스턴

(1) 드럼 축 및 지지부 강도

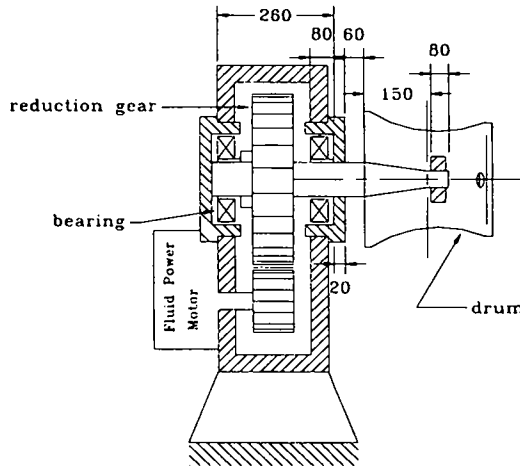


그림 2-5-6 선·수미 캡스턴

선수·선미 캡스턴은 동일용량으로 구조도 동일하게 설계한다. 설계사양의 개략은 그림 2-5-6과 같고, 드럼의 와이어로프에 걸리는 최대 인장력 (1.75 t)을 가정하면, 그림 2-5-7과 같이 나타낼 수 있다.

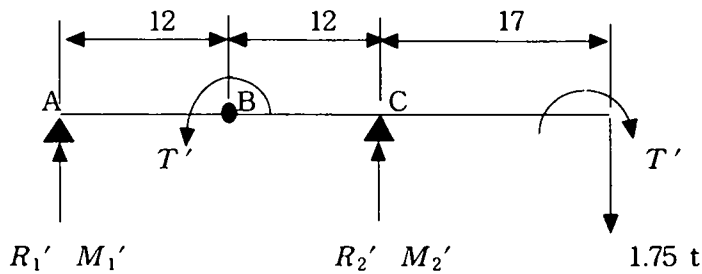


그림 2-5-7 캡스턴 드럼 축계의 개략

각 베어링 부의 반력 R_1' , R_2' 와 굽힘모멘트 M_1' , M_2' 는

$$R_1 = 12.99 \text{ t}, \quad R_2 = -1.24 \text{ t},$$

$$M_1 = 0, \quad M_2 = 29.75 \text{ t-cm}$$

드럼 축의 C 단면에서의 굽힘모멘트 M_2 에 의한 굽힘응력 σ_s' 는 축의 직경($\phi 110$)에 대한 단면계수 $S_D = 130.67 \text{ cm}^3$ 이므로,

$$\sigma_s' = \frac{M_2}{S_D} = \frac{29.75}{130.67} = 0.23 \text{ t/cm}^2 < 1.84 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_s' 는

$$\begin{aligned} \tau_s' &= \tau_T' + \tau_F' = \frac{T'}{Z_p} + \frac{4}{3} \frac{F}{A} = \frac{16T'}{\pi d^3} + \frac{4}{3} \frac{4F}{\pi d^2} \\ &= \frac{16 \times 1.75 \times 17.1}{\pi \times 11^3} + \frac{4}{3} \frac{4 \times 2.99}{\pi \times 11^2} = 0.115 + 0.042 \\ &= 0.157 \text{ t/cm}^2 < 1.06 \text{ ton/cm}^2 \end{aligned}$$

조합응력 σ_c' 는

$$\begin{aligned} \sigma_c' &= \sqrt{0.23^2 + 3 \times 0.031^2} = \sqrt{0.155} \\ &= 0.394 \text{ t/cm}^2 < 1.84 \text{ t/cm}^2 \end{aligned}$$

축지지부 판의 재질 SS400일 경우, 베어링 응력 σ_{s_b}' 는

$$\begin{aligned} \sigma_{s_b}' &= F / (27.5 \times 10) = 1.75 / (27.5 \times 10) \\ &= 0.01 \text{ t/cm}^2 < 1.8 \text{ t/cm}^2 \end{aligned}$$

(2) 감속기어의 강도

(가) 감속기어

그림 2-5-6에서 감속기어의 재질은 주강이고, 잇수 $N=78$, 피치원의 직

경 $D_p=495.3$ mm, 모듈 $M=6.35$, 치폭 $B=100$ mm

감속기어에 걸리는 최대접선력 F_G 는 드럼에 걸리는 최대인장력 $F=1.75$

t 으로 하고 드럼의 직경을 $D_s=340$ mm 이라 하면

$$F \times \frac{D_s}{2} = F_G \times \frac{D_p}{2}$$

$$\therefore F_G = F \times \frac{D_s}{2} \times \frac{2}{D_p} = 1.75 \times 340 / 495.3 = 1.201 \text{ t}$$

강도에 대한 안전압력을 F_s 라고 하면

$$F_s = \frac{Y \times X \times S_b \times M}{10} = \frac{0.72 \times 0.46 \times 1300 \times 6.35}{10} = 273.4 \text{ kgf/cm}$$

여기서 Y (강도계수)=0.72, X (속도계수)=0.46 (60 rpm), $S_b=1300$ kgf/
 cm^2 이다.

치폭 $B=100$ mm에 안전하게 걸릴 수 있는 하중을 F_t 라고 하면

$$F_t = F_s \times B = 273.4 \times 10 = 2.734 \text{ t}$$

따라서 캡스턴 드럼에 최대인장력이 걸려도 충분히 견딜 수 있다.

(나) 피니언 기어

그림 2-5-6에서 피니언 기어의 재질은 S45C(열처리)이고, 외경 $D_o'=177.8$ mm, 잇수 $N'=26$, 피치원의 직경 $D_p'=165.1$ mm, 치폭 $B=110$ mm이다.

피니언이 180 rpm으로 회전할 경우 피니언의 강도를 검토한다. 피니언에 걸리는 접선력은 앞에서의 감속기어의 $F_G=1.201$ t과 같고, 강도에 대한 안전압력을 F_s' 라고 하면

$$F_s' = \frac{Y \times X \times S_b \times M}{10} = 253.7 \text{ kgf/cm}^2$$

여기서, $Y=0.72$, $X=0.37$, $S_b=1500 \text{ kgf/cm}^2$, $M=6.35$

안전하게 기어에 작용할 수 있는 하중 F_i' 는

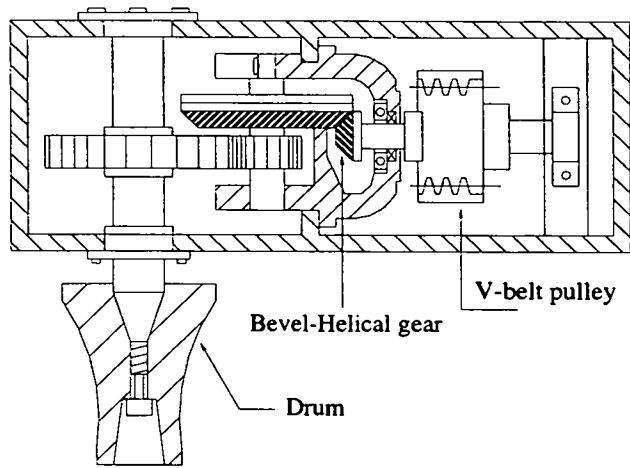
$$F_i' = F_s' + B = 253.7 \times 11 = 2.791 \text{ t}$$

따라서 감속기어에 하중을 충분히 전달할 수 있다.

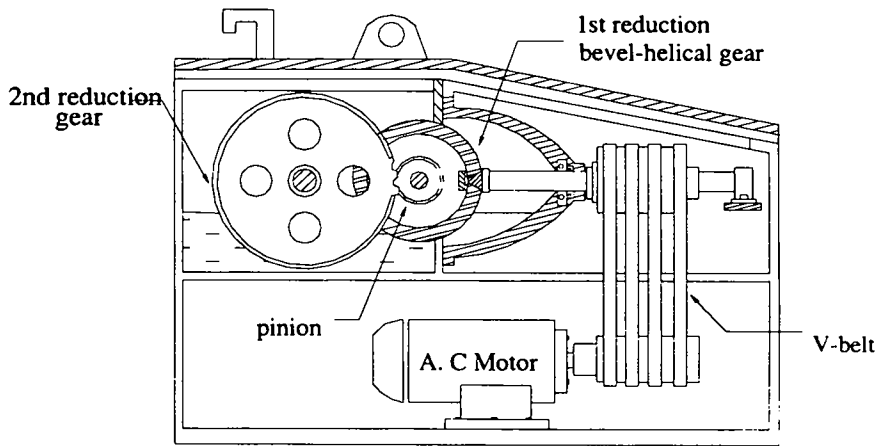
나. 전동식 · 선수 · 선미 캡스턴

그림 2-5-7은 협동기업이 이미 개발하여 실선에 채용하고 있는 구조로 20 kW, 6극, 1200 rpm의 전동기로 브이 벨트로 헬리컬-베벨기어축에 동력을 전달하고 1/20의 2단 감속을 거쳐, 캡스턴드럼을 60 rpm으로 회전시키도록 하고 있다.

실선사용에서 문제점이 보고되고 있지 않으므로 그대로 본 연구의 일부 시스템에 도입한다.



(a)

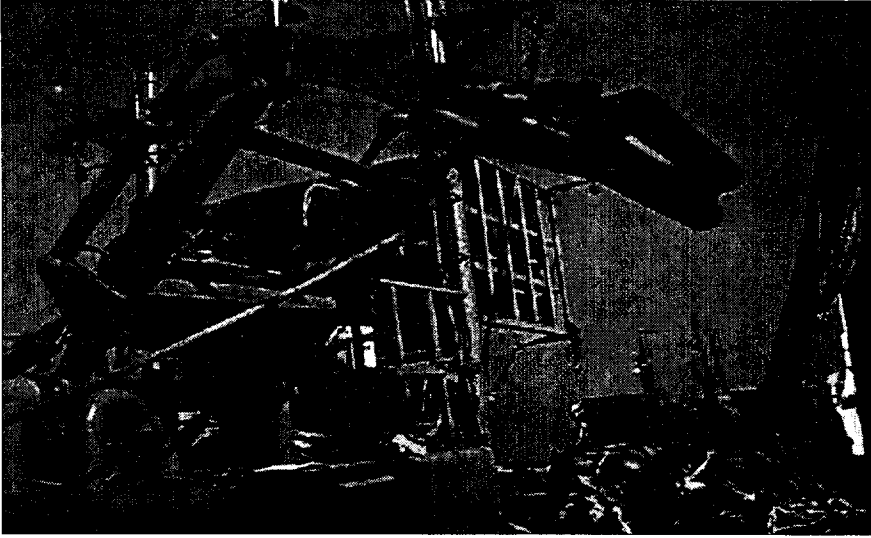


(b)

그림 2-5-7 전동식 선수·선미 캡스틴

3. 양망기

양망기는 제1장에서 비교한 바와 같이 본 연구의 협동기업 풍원기계가 개발한 횡롤러형 양망기가 직립볼롤러형 등의 타사 제품에 비하여 우수하므로 그대로 채용한다. 단, 유압동력은 본 연구에서 제시하는 유압시템을 사용할 수 있도록 한다. 양망기의 형상은 그림 2-5-8의 (a), (b)에 나타내었다.



(a)



(b)

그림 2-5-8 횡롤러형 양망기

4. 유압 크레인(crane)

현재 안강망어선에는 크레인이 설치되어 있지않다. 윈치도 설치되어 있지 않아 투양망시 또는 하역작업시 매우 불편한 실정이다. 이들에 대한 대응으로 그림 1-1-1의 ④에 나타낸 문형 포스트와 사이드 드럼을 사용하고 있다. 그러므로 불필요한 인력이 필요하고, 작업능률도 좋지 않고, 안전사고의 위험도 항상 존재하는 것으로 조사되고있다.

따라서 안강망 어선에 적합한 크레인을 설계하여 제시할 필요가 있고, 이를 제작하여 실선에 설치하므로서 상기의 문제를 해소할 수 있다.

이하 설계에 관한 사항을 제시한다.

가. 설계기준

(1) 전체사양

(가) 최대작업반경(W_{R1}) = 8000 mm

(나) 최소작업반경(W_{R1}) = 2100 mm

(다) 최대권상하중 = 5.0 ton

(2) 하중, 각종계수 및 풍속

(가) 권상하중(LL) = 5.0 t

(나) 권상장치 하중(LS) = 0.3 t

(다) 집(Jib) 자중(W_j) = 1.38 t

(라) 작업계수(M) = 1.05

(마) 충격계수(ψ) = 1.25

(바) 작업풍속 = 16 m/s

(사) 휴지시 풍속 = 55 m/s

(3)적용코드

(가) 구조 : ASD, JIS, B8821

(나) 기계 : FEM

(4) 재질 및 허용응력

(가) 재질(SS400)의 허용응력은 표 2-1과 같다.

표 2-5-1 두께에 따른 응력

두께(t) mm	항복응력(σ_y) t/cm ²	기본허용응력 t/cm ²		
		인장 $\sigma_y/1.5$	압축 $\sigma_y/(1.5 \times 1.15)$	전단 $\sigma_y/(1.5 \times \sqrt{3})$
$t \leq 16$	2.5	1.67	1.45	0.96
$16 < t \leq 40$	2.4	1.6	1.39	0.92
$t > 40$	2.2	1.47	1.27	0.84

(나) 기타 SCM440, S45C 및 S35C에 대해서는 다음과 같다.

표 2-5-2 각종 허용응력 σ_a σ_u

하중 범위	재질		허용응력			인장강도 σ_u	항복강도 σ_y
			전단 ($\sigma_a/\sqrt{3}$)	굽힘 (σ_a)	조합 (σ_a)		
CASE I ↓ CASE II	SCM440	QT	1.84	3.18	3.18	10.0	8.5
		N					
	S45C	QT	1.28	2.23	2.23	7.0	5.0
		N	1.06	1.84	1.84	5.8	3.5
CASE III	SCM440	QT	2.57	4.46	4.46	10.0	8.5
		N					
	S45C	QT	1.80	3.12	3.12	7.0	5.0
		N	1.49	2.58	2.58	5.8	3.5
S35C	QT	1.49	2.58	2.58	5.8	4.0	
	N	1.34	2.32	2.32	5.2	3.1	

$$\sigma_a = \frac{\sigma_u}{N \cdot v_R}$$

σ_a : permissible stress

σ_u : ultimate stress

N : Coeff. due to the group of mechanism(2m) = 1.12

v_R : safety coeff. due to load case

v_R $\left\{ \begin{array}{l} \text{case I \& II ; 2.8} \\ \text{case III ; 2.0} \end{array} \right.$

(5) 각 부재력

그림 2-5-9는 유압크레인의 형상과 부재력의 위치를 나타내고 있다. 부재력을 전체좌표계와 국부좌표계로 계산한 값을 표 2-5-3과 표 2-5-4에 각각 나타낸다.

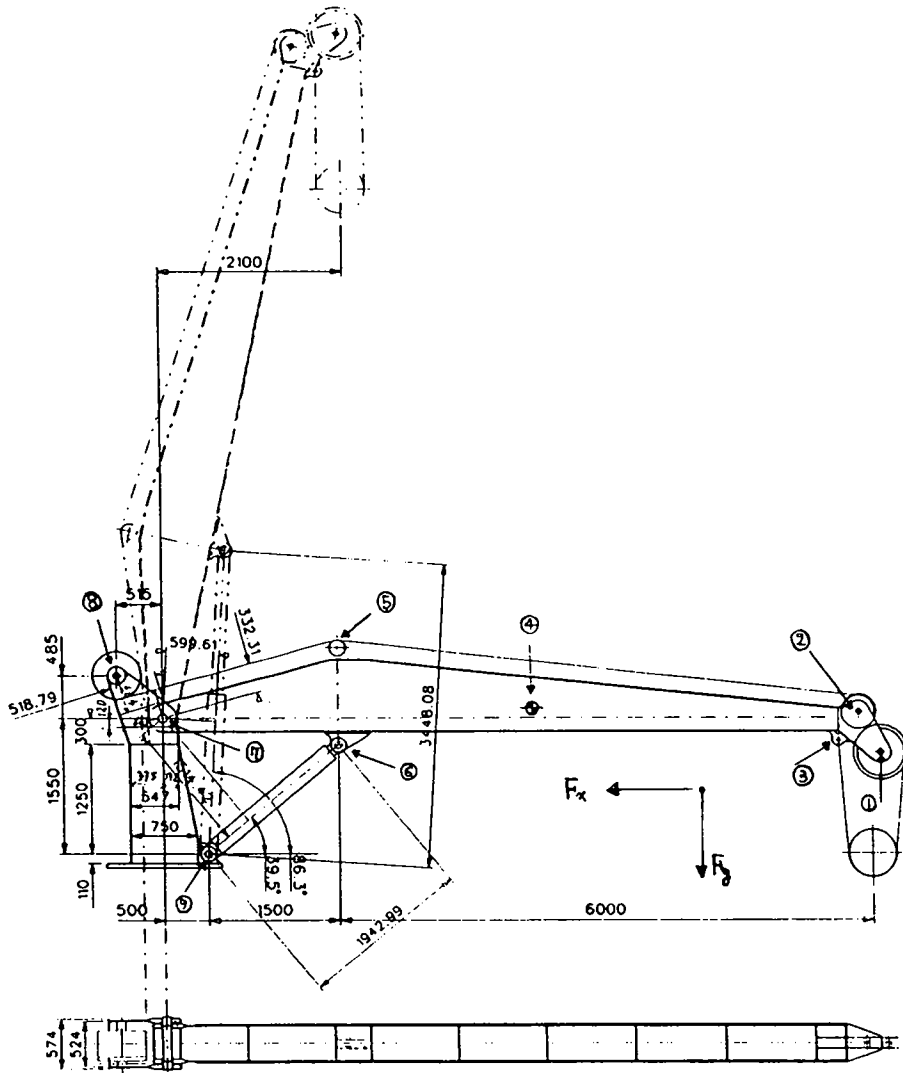


그림 2-5-9 유압 크레인(좌표계)

표 2-5-3 전체좌표계

부재 위치	Fx(t)		Fy(t)		비 고
	Max. W/R	Min W/R	Max. W/R	Min. W/R	
①	-2.46	-3.09	-0.73	-5.00	집결단 1 슈브
②	-1.31	2.04	-2.36	-1.78	집결단 2 슈브
③	0.28	0.00	-3.47	-3.48	EQ. Lug
④	0.00	0.00	-1.50	-1.50	지브자중
⑤	0.10	1.51	-1.28	-0.15	Guide 슈브
⑥	34.41	1.63	25.51	25.10	집시린더 핀
⑦	-31.02	-2.09	-16.20	-13.19	집핀
⑧	3.36	3.45	0.91	-0.43	권상 드럼
⑨	-34.41	-1.63	-25.51	-25.1	본체시린더핀

표 2-5-4 국부좌표계

부재 위치	Fx(t)		Fy(t)		비 고
	Max. W/R	Min W/R	Max. W/R	Min. W/R	
①	-1.41	-5.50	-2.15	-2.08	집결단 1 슈브
②	-0.53	0.52	2.65	-2.65	집결단 2 슈브
③	0.28	-3.40	-3.47	-0.72	EQ. Lug
④	0.00	-1.42	-1.50	-0.31	지브자중
⑤	0.53	0.53	1.28	-1.28	Guide 슈브
⑥	34.41	24.94	25.51	-3.61	집시린더 핀
⑦	-31.02	-15.67	-16.02	1065	집핀
⑧	3.36	3.45	0.91	-0.43	권상 드럼
⑨	-34.41	-1.63	-25.51	-25.10	본체시린더핀

나. 크레인 각부의 설계 기본계산

(1) 실린더에 작용하는 힘

집(jib)의 최대 및 최소의 작업반경에서 집실린더(jib cylinder)에 작용하는 힘은 다음과 같다.

(가) 최대 작업반경

집편에서의 최대모멘트(M_{p1})

$$\begin{aligned} M_{p1} &= M \{ (LS+LL)\Psi \times W_{R1} + W_j \times L_{j1} \} \\ &\quad - M \times \Psi \times (LS+LL)/2 \times 33.2 \\ &= 1.05 \{ (0.3+5.0) \times 1.25 \times 800 + 1.38 \times 425 \} \\ &\quad - 1.05 \times 1.25 \times (0.3+5.0) \times 0.5 \times 332 \\ &= 6065.4 \text{ t-cm} \end{aligned}$$

실린더에 작용하는 힘(F_{c1})

$$F_{c1} = M_{p1}/L_{n1} = 6065.4 / 151.4 = 40.1 \text{ t}$$

(나) 최소작업반경

집편에서의 모멘트(M_{p2})

$$\begin{aligned} M_{p2} &= 1.05 \times \{ (0.3+5.0) \times 1.25 \times 210 + 1.38 \times 81 \} \\ &\quad - 1.05 \times 1.25 \times (0.3+5.0) \times 0.5 \times 18 \\ &= 1515.6 \text{ t-cm} \end{aligned}$$

실린더에 작용하는 힘(F_{c2})

$$F_{c2} = 1515.6 / 59.96 = 25.2 \text{ t}$$

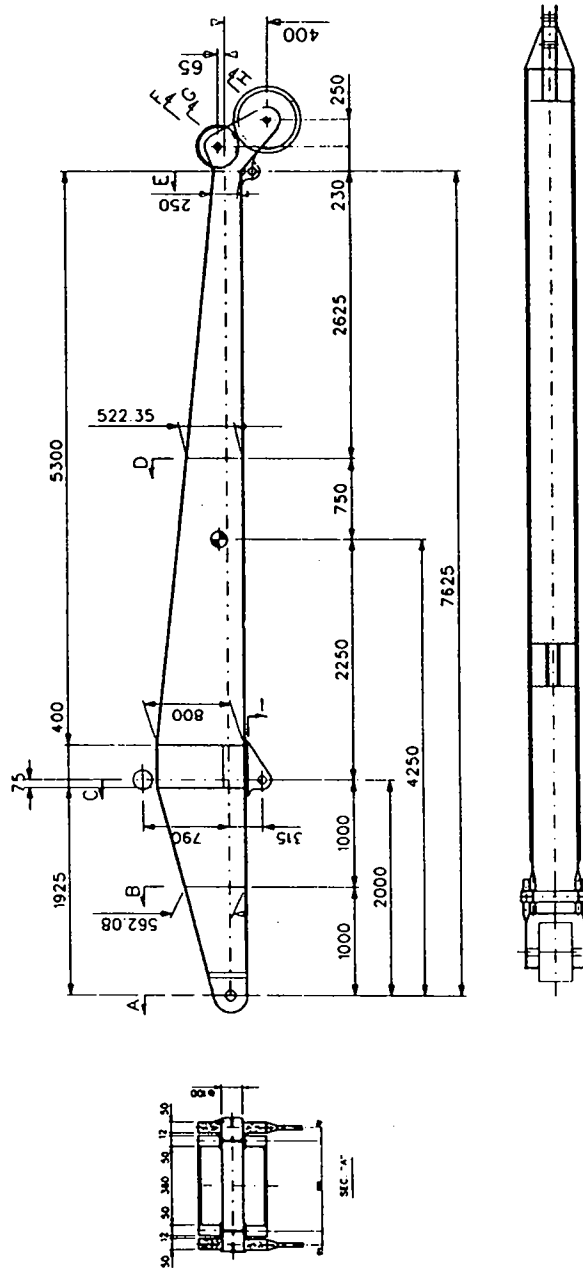


그림 2-5-10 집의 각 단면의 위치

(2) 각 단면부의 계산

그림 2-5-10은 집의 각 단면의 위치를 나타내고 있다. 각 단면에서의 응력을 검토하면 다음과 같다.

(가) 단면 "A"

집의 회전관성력 F_i , 로프의 경사력을 F_r , 로프의 경사각 $\theta_f=1^\circ$ 라고 하면,

$$F_r = M \times \Psi \times (LS + LL) / 2 \times \sin \theta_f = 1.05 \times 1.25 \times (0.3 + 5.0) / 2 \times \sin 1^\circ \\ = 0.06 \text{ t}$$

집을 0.5 rpm으로 회전시킬 경우, 집 끝단의 속도 V_1 과 집 중심의 속도 V_2 는

$$V_1 = 0.5 \times 2\pi \times 8 = 25.1 \text{ m/min}$$

$$V_2 = 0.5 \times 2\pi \times 4.25 = 13.4 \text{ m/min}$$

집 선단에서의 회전방향의 힘 F_{i1} 과 집 중심위치의 회전방향의 힘 F_{i2} 는 JIS B8821을 참고하면

$$F_{i1} = 0.006\sqrt{V_1} \times (LS + LL) = 0.006\sqrt{25.1} \times (0.3 + 5.0) = 0.16 \text{ t}$$

$$F_{i2} = 0.006\sqrt{13.4} \times 1.38 = 0.03 \text{ t}$$

그림 2-5-11의 단면 "A"와 그림 2-5-10에서

$$M_c = (F_r + F_{i1}) \times 800 + F_{i2} \times 425 = (0.06 + 0.16) \times 800 + 0.03 \times 425 \\ = 188.8 \text{ t-cm}$$

M_c 로 인한 편에 작용하는 힘을 F_s 라 하면,

$$F_s = M_c / 41 = 4.60 \text{ t}$$

집위에 작용하는 풍력을 F_w 라 하면

$$F_w = AqC_f = 5.2 \times 0.0157 \times 1.55 = 0.13 \text{ t}$$

여기서, $A = 5.2 \text{ m}^2$ (유효면적), $C_f = 1.55$ (형상계수)

$$q = 0.163 V_s^2 = 0.163 \times 16^2 = 0.0157 \text{ t/m}^2 \quad (V_s : \text{작업풍속})$$

풍력 F_w 로 인한 모멘트를 M_w 라 하면,

$$M_w = F_w \times d = 0.13 \times 425 = 55.3 \text{ t-cm}$$

결국 풍력에 의해서 핀에 작용하는 힘 F_{sw} 는

$$F_{sw} = M_w / 41.0 = 55.3 / 41.0 = 1.35 \text{ t}$$

① CASE I

표 2-2의 CASE I의 경우에 대해서 검토한다.

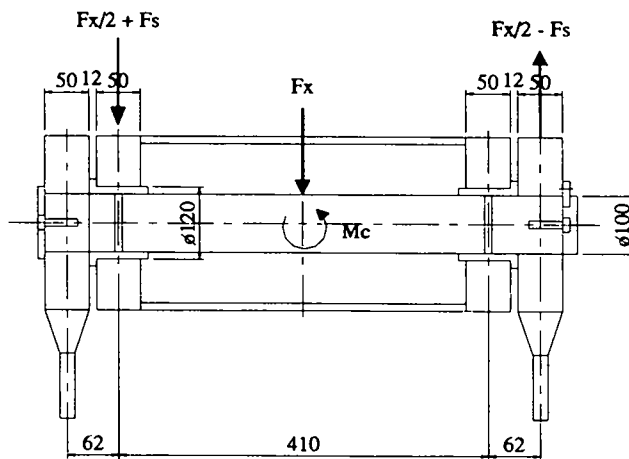


그림 2-5-11 단면 "A"

그림 2-5-11을 간단히 나타내면 다음과 같다.

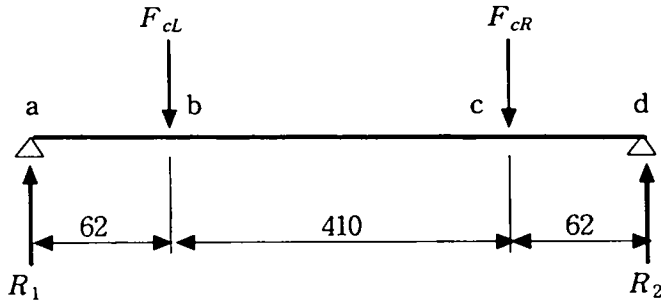


그림 2-5-12 집편에서의 작용하중

여기서 F_{cL} 과 F_{cR} 은 다음과 같고,

$$F_{cL} = \sqrt{(F_x/2 + F_s)^2 + (F_y/2)^2} = \sqrt{(31.02/2 + 4.6)^2 + (16.2/2)^2}$$

$$= \sqrt{470.02} = 21.7 \text{ t}$$

$$F_{cR} = \sqrt{(F_x/2 - F_s)^2 + (F_y/2)^2} = \sqrt{(31.02/2 - 4.6)^2 + (16.2/2)^2}$$

$$= \sqrt{184.64} = 13.6 \text{ t}$$

$$R_1 = \frac{21.7 \times 472 + 13.6 \times 62}{534} = 20.76 \text{ t}$$

$$R_2 = 14.54 \text{ t}$$

집편의 재질을 S35C QT(HB 201-269)로 하고, 직경을 $\phi 100$ 으로 할 경우 응력을 검토한다.

그림 2-5-12의 "b" 점에서 굽힘모멘트 M_b 는

$$M_b = R_1 \times 6.2 = 20.76 \times 6.2 = 128.7 \text{ t-cm}$$

단면계수 Z 는

$$Z = \frac{\pi}{32} \times 32^3 = 98.2 \text{ cm}^3$$

b 점에서의 굽힘응력 σ_{bb} 는

$$\sigma_{bb} = \frac{M_b}{Z} = \frac{128.7}{98.2} = 1.31 \text{ t/cm}^2 < 1.85 \text{ t/cm}^2$$

b 점에서의 전단응력 τ_b 는

$$\tau_b = \frac{R_1}{\frac{\pi}{4} \times 10^2} \times \frac{4}{3} = \frac{20.76}{78.54} \times \frac{4}{3} = 0.35 \text{ t/cm}^2 < 1.07 \text{ t/cm}^2$$

b 점에서의 조합응력 σ_{cb} 는

$$\sigma_{cb} = \sqrt{1.31^2 + 3 \times 0.26^2} = \sqrt{1.9189} = 1.39 \text{ t/cm}^2 < 1.85 \text{ t/cm}^2$$

상기의 응력들을 표 2-2의 허용응력의 범위를 모두 만족하고있다.

b 점에서 집판의 재질을 SS400으로 할 때, 베어링 응력 σ_{Bb} 는

$$\begin{aligned} \sigma_{Bb} &= \frac{F'_{cL}}{(\text{폭} \times \text{외경})} = \frac{21.7}{(5 \times 12)} \\ &= 0.36 \text{ t/cm}^2 < 0.9 \times 0.4 \times 2.2 (= 0.79) \text{ t/cm}^2 \end{aligned}$$

파단응력 σ_T 는

$$\sigma_T = \frac{21.7}{(5 \times 15)} = 0.29 \text{ t/cm}^2 < 0.9 \times 0.65 \times 2.2 (= 1.28) \text{ t/cm}^2$$

이들도 표 2-5-1에 의한 허용응력의 범위를 만족하고 있다.

② CASE II (풍력고려)

CASE II의 경우는 F_{cL}' 과 F_{cR}' 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_{cL}' &= \sqrt{(F_x/2 + F_s + F_{sw})^2 + (F_y/2)^2} \\ &= \sqrt{(31.02/2 + 4.6 + 1.35)^2 + (16.2/2)^2} = \sqrt{526.14} = 22.9 \text{ t} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{cR}' &= \sqrt{(F_x/2 - F_s - F_{sw})^2 + (F_y/2)^2} \\ &= \sqrt{(31.02/2 - 4.6 - 1.35)^2 + (16.2/2)^2} = \sqrt{157} = 12.5 \text{ t} \end{aligned}$$

반력 R_1' , R_2' 는

$$R_1' = \frac{22.9 \times 472 + 12.5 \times 62}{534} = 21.7 \text{ t}, \quad R_2' = 13.7 \text{ t}$$

CASE I 과 같은 재질, 같은 치수일 경우 b 점에서의 굽힘모멘트 M_{bb}' 는

$$M_{bb}' = R_1' \times 6.2 = 21.7 \times 6.2 = 134.5 \text{ t-cm}$$

$$Z = 98.2 \text{ cm}^3$$

굽힘응력 σ_{bb}' 는

$$\sigma_{bb}' = \frac{134.5}{98.2} = 1.37 \text{ t/cm}^2 < 1.85 \text{ t/cm}^2$$

b 점에서의 전단응력 τ_b' 는

$$\tau_b' = \frac{R_1'}{\frac{\pi}{4} \times 10^2} \times \frac{4}{3} = \frac{21.7}{78.54} \times \frac{4}{3} = 0.37 \text{ t/cm}^2 < 1.07 \text{ t/cm}^2$$

b 점에서의 조합응력 σ_{cb}' 는

$$\sigma_{cb}' = \sqrt{1.37^2 + 3 \times 0.28^2} = \sqrt{2.1121} = 1.45 \text{ t/cm}^2 < 1.85 \text{ t/cm}^2$$

CASE I 과 마찬가지로 집판(Jib plate)의 재질을 SS400으로 할 경우

b 점에서 베어링응력 σ_{Bb}' 는

$$\begin{aligned} \sigma_{Bb}' &= \frac{F_{cl}'}{(5 \times 12)} = \frac{22.9}{60} \\ &= 0.38 \text{ t/cm}^2 < 0.9 \times 0.4 \times 2.2 (= 0.79) \text{ t/cm}^2 \end{aligned}$$

파단응력 σ_T' 는

$$\sigma_T' = \frac{22.9}{(5 \times 15)} = 0.31 \text{ t/cm}^2 < 0.9 \times 0.65 \times 2.2 (= 1.28) \text{ t/cm}^2$$

(나) 단면 "B" (최대 작업반경)

그림 2-5-10의 단면 "B"에서의 응력상태를 검토한다.

하중(LS + LL + w_s)로 인한 단면 "B"에서의 굽힘모멘트 M_{ZB} 는 표 2-5-3

의 부재력들을 이용하면

$$\begin{aligned}
M_{ZB} &= F_{y1} \times 710.5 + F_{x1} \times 50.7 + F_{y2} \times 685.5 + F_{x2} \times 4.2 + F_{y3} \times 662.5 \\
&\quad - F_{x3} \times 36.7 + w_s \times 325 + F_{y4} \times 100 \\
&\quad - F_{x4} \times 68.3 - F_{y5} \times 100 - f_{x5} \times 42.2 \\
&= 0.73 \times 710.5 + 2.46 \times 50.7 + 2.36 \times 685.5 + 1.31 \times 4.2 \\
&\quad + 3.47 \times 662.5 - 0.28 \times 36.7 + 1.45 \times 325 + 1.28 \times 100 \\
&\quad - 0.10 \times 68.3 - 25.51 \times 100 - 34.41 \times 42.2 \\
&= 1144.59 \text{ t-cm}
\end{aligned}$$

여기서 $w_s = \text{작업계수} \times \text{자중} = 1.05 \times 1.38 = 1.45 \text{ t}$

단면계수 S_Z (부록 I 참조)는

$$S_Z = 2986.5 \text{ cm}^3$$

하중 (LS + LL + w_s)로 인한 단면 "B"에서의 굽힘모멘트 σ_B

$$\sigma_B = M_B / S_Z = 1144.59 / 3251.8 = 0.35 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 (τ_B)는

$$\tau_B = \left(\sum_1^5 F_{yi} + w_s \right) / 86.7 = -16.22 / 86.7 = -0.19 \text{ t/cm}^2 < 0.96 \text{ t/cm}^2$$

축방향 응력 (σ_{aB})

$$\sigma_{aB} = \sum_1^5 F_{xi} / 178.8 = -31.02 / 178.8 = -0.17 \text{ t/cm}^2$$

최대작업반경에서 회전방향의 관성력 $F_{il} = 0.16 \text{ t}$ 으로 인한 굽힘응력 σ_B 는

$$M_B' = 0.16 \times 700 = 112 \text{ t-cm}$$

$$S_y = 2275.4 \text{ cm}^3 \text{ (부록 I 참조)}$$

$$\sigma_B' = M_B' / S_y = 112 / 2275.4 = 0.05 \text{ t/cm}^2$$

(다) 단면 "C" (최대 작업반경)

그림 2-5-10 단면 "C"에서의 응력상태를 검토한다.

하중(LS + LL + w_s)로 인한 단면 "C"에서의 굽힘모멘트 M_{ZC} 는

$$\begin{aligned}M_{ZC} &= F_{y1} \times 610.5 + F_{x1} \times 65 + F_{y2} \times 585.5 + F_{x2} \times 17.5 \\ &\quad + F_{y3} \times 562.5 - F_{x3} \times 51 + w_s \times 225 \\ &= 0.73 \times 610.5 + 2.46 \times 65 + 2.36 \times 585.5 + 1.31 \times 17.5 \\ &\quad + 3.47 \times 562.5 - 0.28 \times 51 + 1.45 \times 225 \\ &= 4274.12 \text{ t-cm}\end{aligned}$$

단면 "C"에서 Z 축에 대한 단면계수 S_Z (부록 I 참조)

$$S_Z = 5170.6 \text{ cm}^3$$

하중(LS + LL + w_s)로 인한 굽힘응력 σ_c 는

$$\sigma_c = M_{Zd}/S_Z = 4274.12/5170.6 = 0.83 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_c 는

$$\tau_c = (\sum_i^3 F_{yi} + w_s)/124.8 = (6.56 + 1.45)/124.8 = 0.06 \text{ cm}^2$$

축방향 응력 σ_{ac}

$$\begin{aligned}\sigma_{ac} &= (F_{x1} + F_{x2} - F_{x3})/216.8 = (2.46 + 1.31 - 0.28)/216.8 \\ &= 0.02 \text{ t/cm}^2\end{aligned}$$

최대작업반경에서 관성력 $F_{il} = 0.16 \text{ t}$ 에 의한 굽힘응력 $\sigma_{c'}$

$$M_{c'} = F_{il} \times 600 = 0.16 \times 600 = 96 \text{ t-cm}$$

$$S_y = 2963.7 \text{ cm}^3 \text{ (부록 I 참조)}$$

$$\sigma_{c'} = M_{c'}/s_y = 96/2963.7 = 0.03 \text{ t/cm}^2$$

조합응력비 R 은

$$R = \frac{0.83}{1.45} + \frac{0.02}{1.45} + \frac{0.03}{1.45} = 0.59 < 1$$

(라) 단면 "D" (최대 작업반경)

그림 2-5-10의 단면 "D"에서의 응력상태를 검토한다.

하중(LS + LL + w_s)로 인한 단면 "D"에서의 굽힘모멘트 M_{ZD} 는

$$\begin{aligned} M_{ZD} &= F_{y1} \times 310.5 + F_{x1} \times 51.12 + F_{y2} \times 285.5 + F_{x2} \times 4.62 \\ &\quad + F_{y3} \times 262.5 - F_{x3} \times 37.12 + w_s \times 155.0 \\ &= 0.73 \times 310.5 + 2.46 \times 51.12 + 2.36 \times 285.5 + 1.31 \times 4.62 \\ &\quad + 3.47 \times 262.5 - 0.28 \times 37.12 + 0.47 \times 155.0 \\ &= 2005.58 \text{ t-cm} \end{aligned}$$

여기서 집자중 $w_s = 0.47 \text{ t}$

단면 "D"에서 Z축에 대한 단면계수 S_Z (부록 I 참조)

$$S_Z = 2978.3 \text{ cm}^3$$

하중(LS + LL + w_s)로 인한 "D" 단면의 굽힘응력 σ_D 는

$$\sigma_D = M_{ZD}/S_Z = 2005.58/2978.3 = 0.67 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_D 는

$$\begin{aligned} \tau_D &= (F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + w_s)/80.8 \\ &= (0.73 + 2.36 + 3.47 + 0.47)/80.8 = 0.09 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

축방향 응력 σ_{aD} 는

$$\begin{aligned} \sigma_{aD} &= (F_{x1} + F_{x2} - F_{x3})/172.8 = (2.46 + 1.31 - 0.28)/172.8 \\ &= 0.02 \text{ t/cm}^2 \end{aligned}$$

관성력 F_{il} 에 의한 굽힘응력은

$$M_i = F_{il} \times 300 = 0.16 \times 300 = 48 \text{ t-cm}$$

$$S_y = 2167.5 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_D' = 48/2167.5 = 0.02 \text{ t/cm}^2$$

(마) 단면 "E" (최소 작업반경)

그림 2-5-10의 단면 "E"에서의 표 2-4의 국부좌표계에서 응력상태를 검토한다.

단면 "E"에서의 굽힘모멘트 M_{ZE} 는

$$\begin{aligned} M_{ZE} &= F_{x1} \times 36.5 + F_{y1} \times 48 - F_{x2} \times 13 + F_{y2} \times 23 \\ &= 5.5 \times 36.5 + 2.08 \times 48 - 0.52 \times 13 + 2.65 \times 23 \\ &= 424.5 \text{ t-cm} \end{aligned}$$

단면계수 S_z (부록 I 참조)

$$S_z = 1190.2 \text{ cm}^3$$

단면 "E"에서의 굽힘응력 σ_E 는

$$\sigma_E = 424.5/1190.2 = 0.36 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_E 는

$$\tau_E = (5.1 + 1.8)/31.8 = 0.22 \text{ t/cm}^2 < 0.96 \text{ t/cm}^2$$

축방향 응력 σ_{aE} 는

$$\sigma_{aE} = (5.0 + 1.78)/128.8 = 0.05 \text{ t/cm}^2$$

(바) 단면 "F" (최소 작업반경)

그림 2-5-10의 단면 "F"에서의 응력상태를 검토한다.

단면 "F"에서의 굽힘모멘트 M_{ZF} 는

$$\begin{aligned}M_{ZF} &= F_{y1} \times 49.2 + F_{x1} \times 1.9 + F_{y2} \times 3.7 + F_{x2} \times 17.4 \\ &= 2.08 \times 49.2 + 5.5 \times 1.9 + 2.65 \times 3.7 + 0.52 \times 17.4 \\ &= 131.64 \text{ t-cm}\end{aligned}$$

Z축에 대한 단면계수 S_z (부록 I 참조)는

$$S_z = 932.7 \text{ cm}^3$$

이때, 동 단면에서 굽힘응력 σ_F 는

$$\sigma_F = 131.64 / 932.7 = 0.14 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_F 는

$$\tau_F = (2.08 + 2.7) / 85.4 = 0.06 \text{ t/cm}^2$$

축방향 응력 σ_{aF} 는

$$\sigma_{aF} = (5.63 - 0.54) / 129.4 = 0.04 \text{ t/cm}^2$$

최소 작업반경에서 회전방향의 관성력 F_{il} 은

$$F_{il} = 0.006\sqrt{V} \times (LS + LL) = 0.08 \text{ t}$$

여기서, $V = 0.5 \text{ rpm} \times 2\pi \times 2$ (반경) = 6.28 m/min

회전관성력에 의한 모멘트와 응력을 각각 M_F' 와 σ_F' 라고 하면

$$M_F' = 0.08 \times 49.2 = 3.94 \text{ t-cm}$$

"F" 단면에서 y축에 대한 단면계수 S_y 는

$$S_y = 467.4 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_{F'} = 3.94/467.4 = 0.01 \text{ t/cm}^2$$

회전관성력으로 인한 전단력 $\tau_{F'}$ 는

$$\tau_{F'} = 0.08/44 \text{ t/cm}^2$$

(사) 단면 "G" (최소 작업반경)

그림 2-5-10의 단면 "G"에서의 응력상태를 검토한다.

단면 "G"에서의 굽힘모멘트 M_{ZG} 는

$$\begin{aligned} M_{ZG} &= F_{y1} \times 49.2 + F_{x1} \times 2.28 \\ &= 2.08 \times 49.2 + 5.5 \times 2.28 = 114.9 \text{ t-cm} \end{aligned}$$

단면 "G"에서 Z축에 대한 단면계수 S_z (부록 I 참조)는

$$S_z = 937.1 \text{ cm}^3$$

굽힘응력 σ_G 는

$$\sigma_G = 114.9/937.1 = 0.12 \text{ t/cm}^2 < 1.67 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_G 는

$$\tau_G = 2.08/86 = 0.024 \text{ t/cm}^2$$

축방향 응력 σ_{aG} 는

$$\sigma_{aG} = 5.63/128 = 0.044 \text{ t/cm}^2$$

최소 작업반경에서 회전방향의 관성력 F_{il} 은

$$\begin{aligned} F_{il} &= 0.006\sqrt{V} \times (LS + LL) \\ &= 0.006 \times \sqrt{6.28} \times 5.3 = 0.08 \text{ t} \end{aligned}$$

여기서, $V = 0.5 \times 2\pi \times 2 = 6.28 \text{ m/min}$

회전관성력 F_{H1} 에 의한 굽힘모멘트와 응력을 각각 M_G' 와 σ_G' 라고 하면,

$$M_G' = 49.2 \times 0.08 = 3.9 \text{ t-cm}$$

$$\sigma_G' = M_G' / S_y = 3.9 / 446.7 = 0.01 \text{ t/cm}^2$$

회전관성력으로 인한 전단력 τ_G' 는

$$\tau_G' = 0.08 / 42 = 0.003 \text{ t/cm}^2$$

(아) 단면 "H"

① 핀 판(pin plate)

재질 SS400이고, 항복응력 $\sigma_y = 2.5 \text{ t/cm}^2$ 이다.

그림 2-5-12에서 R_1 과 R_2 는 각각 3.0 t 정도이고, 파단응력 σ_{tH} 는

$$\sigma_{tH} = R_1 / \{(12 - 3.0) \times 1\} = 3.0 / 9.0$$

$$= 0.33 \text{ t/cm}^2 < 0.9 \times 0.65 \times \sigma_y \text{ (1.46 t/cm}^2\text{)}$$

그리고 A, C 부분에서 베어링 응력 σ_A , σ_B 라고 하면

$$\sigma_A = \sigma_B = R_1 / (6 \times 1)$$

$$= 3 / 6 = 0.5 \text{ t/cm}^2 < 0.9 \times 0.8 \times \sigma_y \text{ (1.8 t/cm}^2\text{)}$$

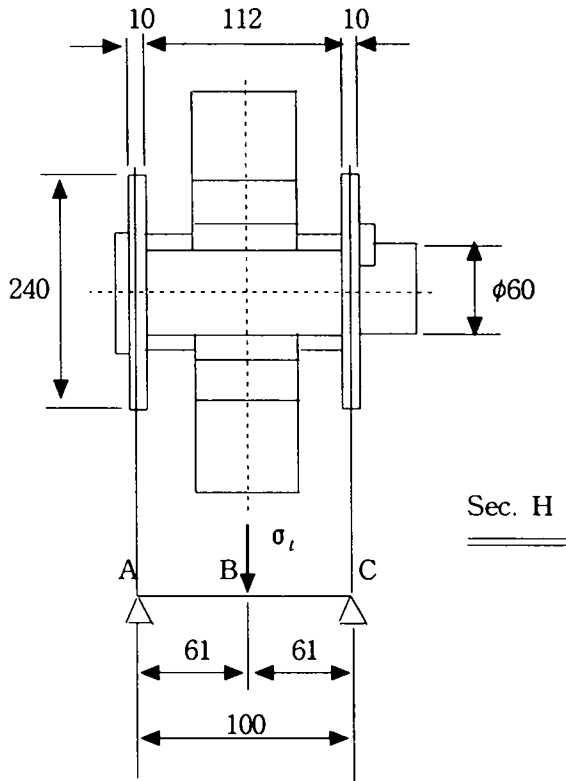


그림 2-5-13 쉬브핀

② 핀(pin)

쉬브핀의 재질은 S35C(N)이고, 그림 2-5-13의 단면 B에서 굽힘응력 M_{BH} 에 의한 굽힘응력 σ_H 는

$$M_{BH} = 3 \times 6.1 = 18.3 \text{ t-cm}$$

$$Z = \pi \times 6^3 / 32 = 21.2 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_H = M_{BH} / Z = 18.3 / 21.2 = 0.86 \text{ t/cm}^2 < 1.65 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_H 는

$$\tau_H = \frac{4}{3} \times \frac{R_1}{A} = \frac{4}{3} \times 3.0 / \left(\frac{\pi}{4} \times 6^2 \right) = 0.14 \text{ t/cm}^2 < 0.95 \text{ t/cm}^2$$

(자) 단면 "I"

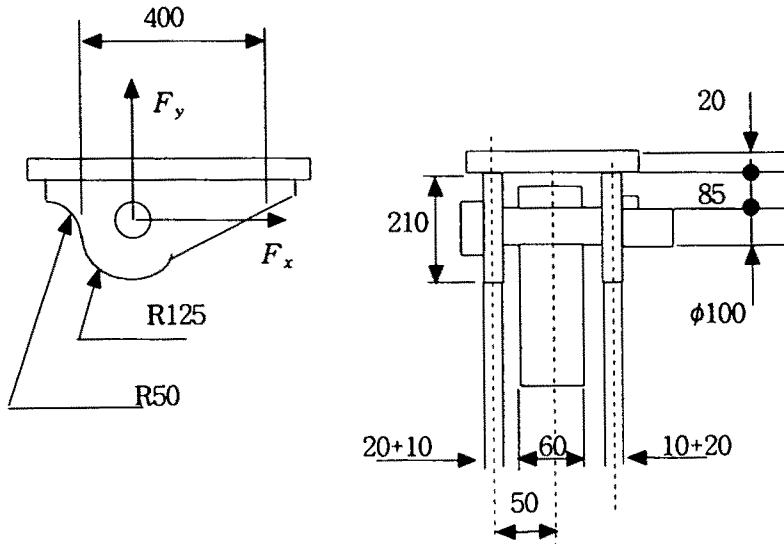


그림 2-5-14 집실린더 핀과 브라켓

표 2-1-3에 의하면 $F_x = 34.1 \text{ t}$, $F_y = 25.51 \text{ t}$

$$F_c = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{1834.8} = 42.8 \text{ t}$$

① 브라켓

브라켓(bracket)의 재질을 SS400으로 할 경우, 베어링응력(bearing stress) σ_{br} 는

$$\begin{aligned} \sigma_{br} &= 0.5 \times F_y / (10 \times 2) \\ &= 1.07 \text{ t/cm}^2 < 0.9 \times 0.8 \times 2.5 (= 1.8 \text{ t/cm}^2) \end{aligned}$$

축방향응력 σ_{ax} 는

$$\begin{aligned} \sigma_{ax} &= 0.5 \times F_y / (40 \times 2) = 0.5 \times 25.51 / 80 \\ &= 0.16 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2 \end{aligned}$$

굽힘모멘트 M_{bl} 에 의한 굽힘응력 σ_I 는

$$M_{bl} = 0.5 \times F_x \times 13.5 = 0.5 \times 34.41 \times 13.5 = 232.3 \text{ t-cm}$$

$$S_z = \frac{1}{6} \times 2 \times 40^2 = 533 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_I = M_{bl} / S_z = 232.3 / 533.3$$

$$= 0.44 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_I 는

$$\tau_I = 0.5 \times F_x / (2 \times 40) = 0.5 \times 34.41 / 80$$

$$= 0.2 \text{ t/cm}^2 < 0.96 \text{ t/cm}^2$$

조합응력비를 R 이라고 하면,

$$R = \frac{0.16}{1.45} + \frac{0.33}{1.45} = 0.34 < 1$$

② 편

편의 재질을 S35C(N)으로 하면,

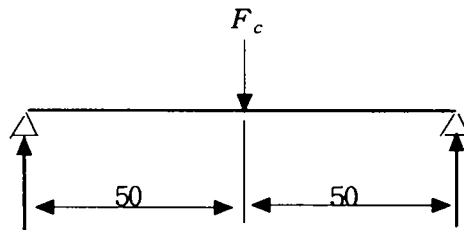


그림 2-5-15 집편의 하중

그림 2-5-15의 중앙에서의 모멘트를 M_{pC} 라 하고, 굽힘응력 σ_I' 는

$$M_{pC} = 0.5 \times 42.8 \times 5 = 107 \text{ t-cm}$$

$$Z = \frac{\pi}{32} \times d^3 = \frac{\pi}{32} \times 10^3 = 98.2 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_I' = M_{p0}/Z = 107/98.2 = 1.09 \text{ t/cm}^2 < 1.84 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_H' 는

$$\tau_H' = \frac{4}{3} \times F_s / \left(\frac{\pi}{4} \times 10^2 \right) = \frac{4}{3} \times 0.5 \times 42.8 / 78.5$$

$$= 0.36 \text{ t/cm}^2 < 0.95 \text{ t/cm}^2$$

조합응력 σ_c' 는

$$\sigma_c' = \sqrt{1.09^2 + 3 \times 0.27^2} = 1.41 \text{ t/cm}^2 < 1.84 \text{ t/cm}^2$$

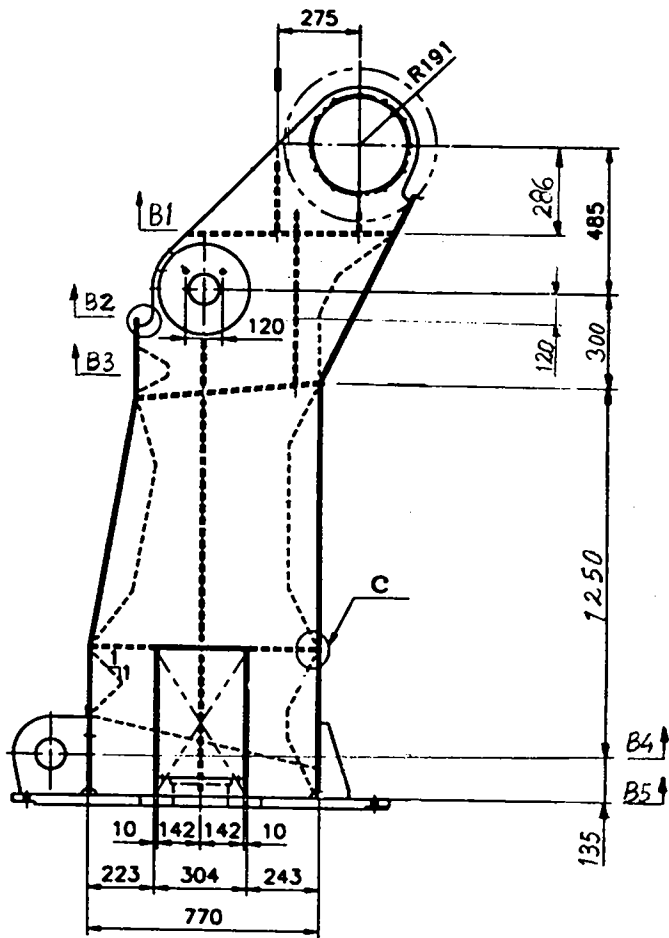


그림 2-5-16 크레인 본체

(차) 단면 "B1"

그림 2-5-16는 크레인 본체를 나타내고, 단면 "B1"에서의 응력상태를 검토한다. "B1"에서의 굽힘모멘트 M_{B1} 은

$$\begin{aligned} M_{B1} &= F_{x8} \times 28.6 + F_{y8} \times 12.5 \\ &= 3.36 \times 28.6 + 0.91 \times 12.5 = 107.5 \text{ t-m} \end{aligned}$$

"B1" 단면에서의 단면계수 $S_z = 1385.2 \text{ cm}^3$ (부록 I 참조)이므로 굽힘응력 σ_{B1} 은

$$\sigma_{B1} = M_{B1}/S_z = 107.5/1385.2 = 0.08 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

(카) 단면 "B2"

그림 2-5-16의 단면 "B2"에서의 굽힘모멘트 M_{B2} 은

$$\begin{aligned} M_{B2} &= F_{x7} \times 12 - F_{y7} \times 29.8 + F_{x8} \times 60.8 + F_{y8} \times 22.3 \\ &= 31.02 \times 12 - 16.2 \times 29.8 + 3.36 \times 60.5 + 0.91 \times 22.3 \\ &= 113.1 \text{ t-cm} \end{aligned}$$

"B2" 단면에서의 단면계수 $S_z = 1825.5 \text{ cm}^3$ (부록 I 참조)이므로 굽힘응력 σ_{B2} 은

$$\sigma_{B2} = 113.1/1825.5 = 0.06 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

축방향 응력 σ_{a2} 는

$$\sigma_{a2} = (0.91 + 16.2)/178 = 0.1 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_{B2} 는

$$\tau_{B2} = (31.02 + 3.36)/120.6 = 0.29 \text{ t/cm}^2 < 0.96 \text{ t/cm}^2$$

(타) 단면 "B3"

그림 2-5-16의 단면 "B3"에서의 굽힘모멘트 M_{B3} 은

$$\begin{aligned}M_{B3} &= F_{x7} \times 30 - F_{y7} \times 11.15 + F_{x8} \times 78.5 + F_{y8} \times 40.35 \\ &= 31.02 \times 30 - 16.2 \times 11.15 + 3.36 \times 78.5 + 0.91 \times 40.35 \\ &= 1050.4 \text{ t-cm}\end{aligned}$$

"B3" 단면에서의 단면계수 $S_z = 4103.3 \text{ cm}^3$ (부록 I 참조)이므로 굽힘응력

σ_{B3} 는

$$\sigma_{B3} = M_{B3} / S_z = 0.26 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

축방향 응력 σ_{a3} 는

$$\sigma_{a3} = (0.91 + 16.2) / 224.2 = 0.08 \text{ t/cm}^2$$

전단응력 τ_{B3} 는

$$\tau_{B3} = (3.36 + 31.02) / 109.4 = 0.31 \text{ t/cm}^2 < 0.96 \text{ t/cm}^2$$

(파) 단면 "B4"

그림 2-5-16의 단면 "B4"에서의 굽힘모멘트 M_{B4} 는

$$\begin{aligned}M_{B4} &= F_{x7} \times 155 + F_{x8} \times 203.5 + F_{y8} \times 51.5 \\ &= 31.02 \times 155 + 3.36 \times 203.5 + 0.91 \times 51.5 = 5538.7 \text{ t-cm}\end{aligned}$$

"B4" 단면에서의 단면계수 $S_z = 7827.7 \text{ cm}^3$ (부록 I 참조)이므로 굽힘응력

σ_{B4} 는

$$\sigma_{B4} = 0.71 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

(하) 단면 "B5"

그림 2-5-16의 단면 "B5"에서의 굽힘모멘트 M_{B5} 는

$$\begin{aligned}M_{B5} &= F_{x7} \times 168.5 + F_{x8} \times 217 + F_{y8} \times 51.5 - F_{x9} \times 13.5 + F_{y9} \times 50 \\ &= 31.02 \times 168.5 + 3.36 \times 217 + 0.91 \times 51.5 - 34.41 \times 13.5 + 25.51 \times 50 \\ &= 6813.8 \text{ t-cm}\end{aligned}$$

"B5" 단면에서의 단면계수 $S_z = 7827.7 \text{ cm}^3$ (B4의 경우와 동일)이므로 굽힘
응력 σ_{B5} 는

$$\sigma_{B5} = M_{B5} / S_z = 6813.8 / 7827.8 = 0.87 \text{ t/cm}^2 < 1.45 \text{ t/cm}^2$$

다. 크레인의 설계도면

앞 절의 설계 치수의 응력을 검토한 결과 각 코드의 규격에 만족하므로
이를 토대로 도면을 생성하여 주요부분(지적 소유권 보호 고려)만 부록 II
에 제시하였다.

5. 주기관 축계와 유압펌프간의 동력전달

제1장에서 그림 1-1-2와 같은 벨트에 의한 동력전달은 많은 문제점을 안고 있으므로, 여기서는 새로운 동력 전달기구를 제시한다.

본 연구에서는 주로 유압동력의 사용을 제안하고 있으므로 주기관 선수부 축계의 유압펌프의 구동을 위한 동력전달계를 A10V 펌프를 2개 설치할 경우는 그림 2-5-17과 같이, 데니스슨 펌프 1개로 설치할 경우는 그림 2-5-18과 같이 구성한다.

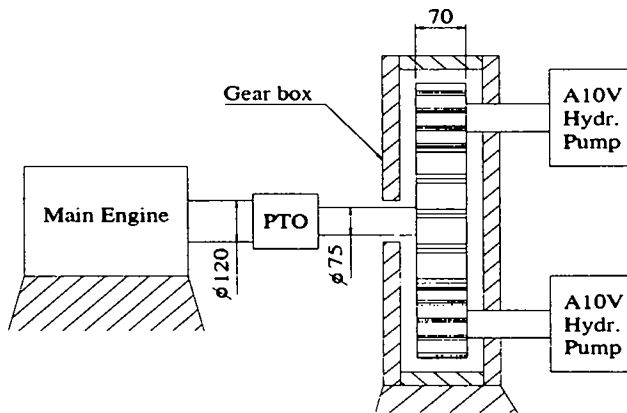


그림 2-5-17 A10V 펌프의 동력전달

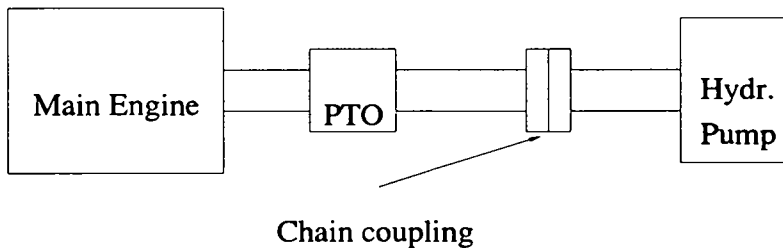


그림 2-5-18 데니스슨 펌프의 동력전달

그림 2-5-17의 동력전달은 펄치차의 1:1로 하고, PTO 축의 기어는 열박
음하고, 각 기어의 재질은 S45C, 잇수 $N=27$, 피치원 직경 $D_p=171.4$
mm, 외경 $D_o=184.15$ mm, 치폭 $B=70$ mm이다.

각 펌프가 85 HP 정도씩 동력을 발생시키려면, 각 펌프축에 걸리는 토오
크 T_p 는

$$T_p = \frac{H}{\omega} = \frac{75 \times 85 \times 60}{2\pi \times 1200} = 50.73 \text{ kgf-m}$$

기어에 걸리는 접선력 F_G 는

$$F_G = T \times \frac{2}{D_p} = 50.73 \times \frac{2}{0.174} = 591.95 \text{ kgf}$$

강도면에서의 안전압력 F_s 는

$$F_s = \frac{Y \times X \times S_b \times M}{10} = \frac{0.66 \times 0.25 \times 1500 \times 6.35}{10} = 157.16 \text{ kgf/cm}^2$$

여기서 Y (강도계수) = 0.66, X (속도계수) = 0.25 (1200 rpm),

$$S_b = 1500 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (S45C인 경우)}, M(\text{모듈}) = \frac{D_p}{N} = 6.35$$

기어에 걸 수 있는 안전하중 F_t 라 하면

$$F_t = F_s \times B = 157.16 \times 7 = 1100.13 \text{ kgf}$$

상기의 접선력보다 충분히 여유가 있음을 알 수 있다.

제 6 절 안강망 어로 시스템의 원격 제어부 설계

현재 안강망 어로 작업선에서 이용되고 있는 주 기관(main engine)의 속도제어는 아주 전근대적이고, 비효율적인 방법을 이용하고 있다. 즉, 주기의 회전수를 변경하고자 할 때에는 브리지(bridge)에서 선장(어로장)이 텔레그래프로 기관실에 속도 지령을 내리면 기관장이 이 신호에 대응하는 조작을 행하여 기관의 회전수를 바꾸고 있다. 이러한 방법을 아직까지 이용하고 있다는 사실은 컴퓨터 등과 같은 최첨단 전자 장비들이 대단히 개발되어 있는 현 상황에서 도저히 이해하기 힘든 점이다.

그러므로 본 연구에서는 이러한 수동적인 주기 회전수 제어 계통을 마이크로 프로세서와 DC 서보 모터를 이용하여 간단하면서도, 신뢰성이 높고 조작이 간편한 주기 원격 제어 시스템을 구축한다.

자동제어의 액추에이터로 널리 이용되는 것으로는 전기 서보 시스템, 유압식 및 공기압식 서보 시스템 등이 있는데, 이 중에서 서보 모터는 소형이면서도 큰 토크를 얻을 수 있고, 토크와 전류가 비례하여 응답성과 안정성이 매우 우수하다. 서보 모터에는 AC 서보 모터와 DC 서보 모터가 있고, DC 서보 모터는 브러시가 있기 때문에 불꽃이 발생하는 문제점이 있기는 하나 제어가 용이하기 때문에 우주 관측용 장치의 위치제어 및 안테나 위치제어 등에 아직도 많이 이용되고 있다.

이 DC 서보 모터를 구동하기 위하여는 SCR 또는 파워 트랜지스터(power transistor)등의 전력소자가 많이 이용되고 있는데, 최근 반도체 산업의 급속한 발달로 고속의 스위칭이 가능한 파워 트랜지스터가 개발되어 디지털적으로 Power Tr의 펄스 폭을 제어하는 PWM(pulse width modulation)방식이 많이 연구되어 지고 있다.

그리고 제어기에 대한 요구로서는 단순히 대상물을 제어하는 수준을 넘어 제어기 설계와 제작의 용이성, 제어 프로그램의 호환성, 여러 다른 계측 제어기기나 상위 컴퓨터와의 정보교환의 가능성 등을 들 수 있다. 이러한 요구를 충족시킬 수 있는 것이 디지털 제어기이며, 이 디지털 제어기는 현재 널리 이용되고 있다. 디지털 제어는 아날로그 제어에 비해 정확하고 외부 잡음에 강한 장점이 있음에도 불구하고, 동작속도, 인터페이스 및 메모리 용량의 한계성으로 실시간 제어를 할 때 문제점 또한 무시할 수 없는 실정이다. 이와같은 문제를 해결하기 위하여 다양한 마이크로 프로세서가 제어용으로 개발되고 있다. 현재 많이 사용되고 있는 범용 마이크로 프로세서들은 외부의 신호를 계측하고 제어 신호를 출력시키기 위하여 별도로 A/D, D/A 변환장치를 필요로 한다. 또한 범용 마이크로 프로세서는 상위 시스템과 정보교환을 위한 통신장치가 별도로 필요하게 되어, 부피가 커질 뿐 만아니라 가격 또한 상승한다. 그런데 제어 전용으로 만들어진 원칩 마이크로 콘트롤러(One-chip microcontrollers) 들은 위의 문제점을 해결 할 수 있도록 개발되어 있다. 현재 제어용으로 만들어진 인텔(Intel)사의 원칩 마이크로 콘트롤러는 8비트로 8048, 8049, 8051 등이 있으며, 16비트로 8095, 8096, 8097, 80196 등이 있다. 이 중 본 연구에서 이용하려는 원칩 마이크로 콘트롤러 i80196kc은 외부와 통신을 하기위해 직렬포트가 있고, 외부의 아날로그 값을 읽어들이기 위해 분해능이 10 비트인 A/D 변환장치도 8채널이 준비되어 있다. 또한 디지털 값을 아날로그 값으로 변환(PWM방식)하여 외부로 내보내기 위해서 1개의 D/A 채널을 포함하고 있어 제어용으로 많이 사용되고 있으며 앞으로 더욱 많이 이용 될 것으로 전망된다.

서보 모터를 제어하기 위한 제어 알고리즘에는 여러가지 있으며, 종전에는 PID 제어 방식이 널리 이용되어 왔으나, 앞서 설명한 제어 전용 마이

크로 프로세서를 이용함으로써 복잡한 제어 알고리즘도 용이하게 실현 가능하게 되었다.

본 연구에서는 원칩 마이크로 콘트롤러를 제어기로 이용하고 DC 서보 모터의 특성을 고려하여, 비교적 제어 알고리즘이 간단한 PD 제어 알고리즘으로 DC 서보 모터의 위치를 행하여 주기관의 속도지령을 원격 제어하는 시스템을 구축한다. 이 제어 알고리즘의 연산을 위해서는 제어 전용 16비트 원칩 마이크로 콘트롤러 i80196kc를 이용한다. 그리고 DC 서보 모터를 구동하는 방법으로 파워트랜지스터를 이용한 PWM 방식을 사용한다. 그리고 파워트랜지스터 베이스에 PWM 파형을 가하기 위해서는 8비트 마이크로 프로세서 i8085 를 사용하여 구동회로를 구성하고, 파워 트랜지스터 베이스 구동용으로는 미쯔비시사의 하이브리드형 IC, 파워 트랜지스터는 도시바사의 제품을 이용하였다.

그리고 선박추진계통(통상 마린 기어라고 칭함)의 제어 및 안강망 어로 장비 등의 원격제어를 위해 **솔레노이드 코일** 및 **공기압식 액츄에이터**를 이용한 **2위치 및 3위치 원격제어장치**를 고안, 설계하였으며, 이러한 모든 액츄에이터들은 원칩 마이크로 콘트롤러(80196kc)에 의해 통제된다.

1. 주기관 원격제어 시스템 구축

본 연구에서 구축한 기관제어 시스템의 블록 선도는 그림 7과 같고, 이 블록 선도에서의 전후진 신호, rpm지령치, PTO ON/OFF 신호는 본 연구를 위하여 80196마이크로 프로세서를 이용하여 자작한 제어 전용 컴퓨터, 2위치 및 3위치 원격 제어 장치를 이용하였다. 여기에 이용된 마이크로 프로세서는 기관의 제어 뿐만 아니라, 다음에 이어서 설명될 안강망 어로 시스템의 원격 제어 시스템의 구축에도 공통으로 이용된다.

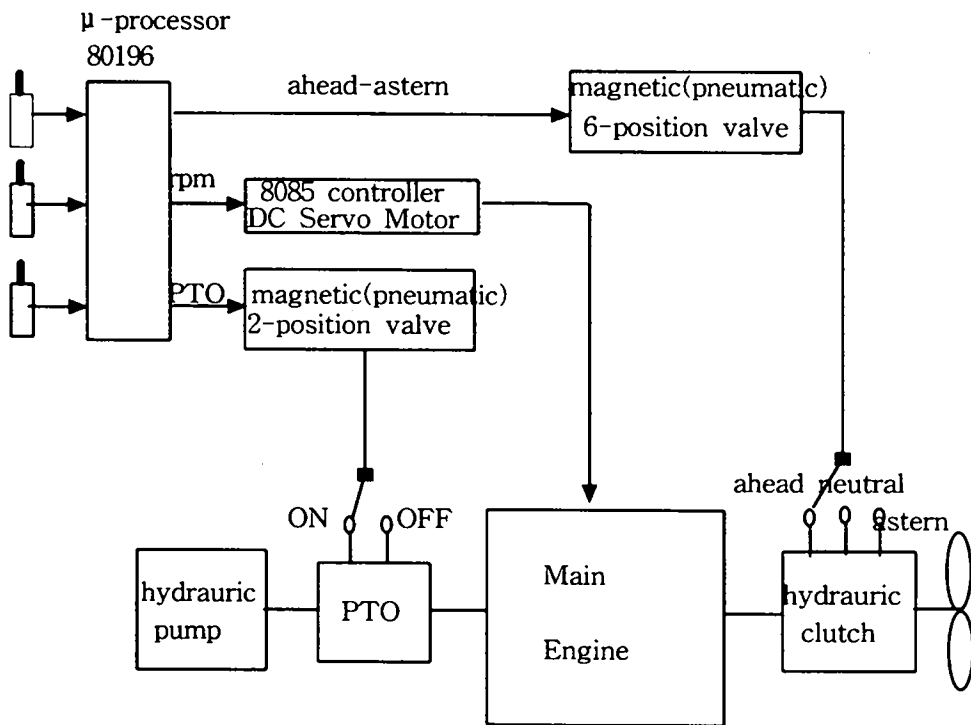


그림 2-6-1 Block Diagram of Engine control System

2. 2위치 및 3위치 원격 제어 장치(전기식)

PTO나 박용밸브 등을 원격제어하기 위해서는 원격제어용 케이블이나 기

계적인 링크(link)장치를 이용해 왔다.

본 연구에서는 솔레노이드 코일, 스프링 및 전자접촉기를 이용한 3위치
원격제어용 기구를 고안하여 사용한다. 그 개략적인 그림은 다음과 같다.

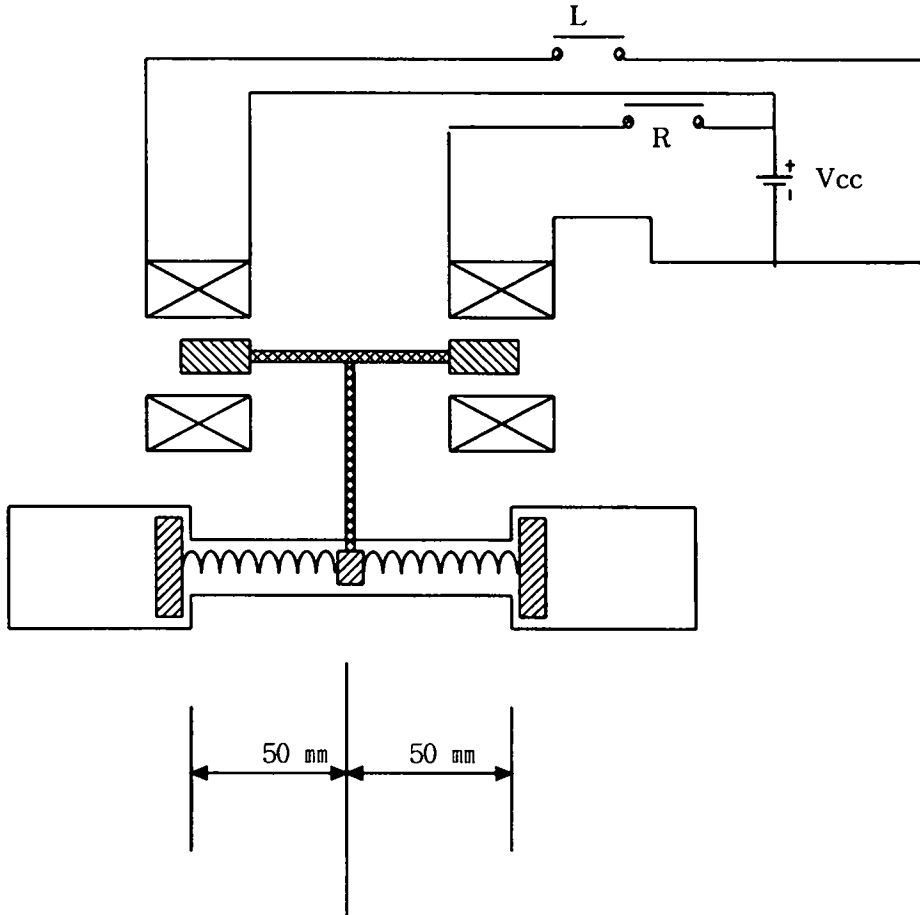


그림 2-6-2 3위치 원격제어 장치

그리고 2 위치원격 제어 장치는 3위치 원격제어 장치 보다 간단하며, 그
개략도는 다음 그림과 같다.

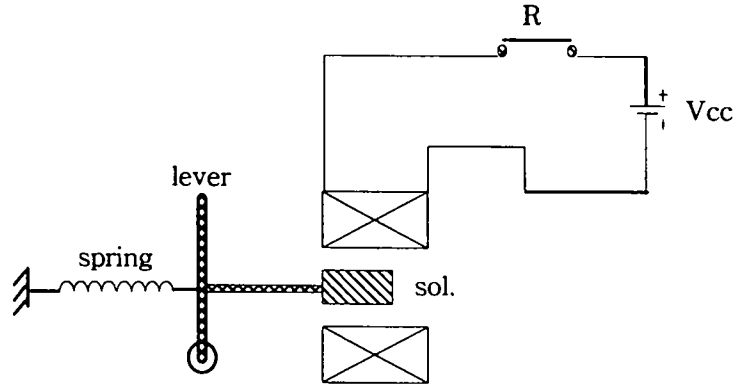


그림 2-6-3 2 위치 원격 제어 장치

원격제어해야 할 박용밸브 조작 레버 끝단의 변위는 200mm 정도이고, 힘은 대략 1Kgr 미만이므로 조작행정이 중립에서 좌우로 약 30mm 정도되는 점에 조작력을 가한다고 할 때의 요구되는 힘은 약 6.7Kgr이다. 따라서 표2-6-5와 같은 제원을 갖는 솔레노이드 코일을 2개 선정하면 충분하다.

2위치 원격제어 장치도 같은 원리로 하여 표2-6-1와 같은 솔레노이드 코일 1개를 이용하였다.

표 2-6-1 솔레노이드 코일의 사양

구 분	내 용
전 원 전 압	AC 220V
정 격 전 류	3A
전 자 력	10Kgf
스 트 로 크	30 mm

3. 2위치 및 3위치 원격 제어 장치(공기압식)

공기압 실린더를 이용하여 2위치 또는 3위치 원격제어 장치를 제작할 경우, 솔레노이드 코일을 이용하는 경우와 같이 요구되는 행정과 힘을 각각 30mm, 6.7Kgr라 하자. 공기압 실린더의 행정이 30mm 이고, 단면적이 1cm² 이상의 것을 선정할 경우, 공기압을 10Kgr/cm² 정도로 하면 조작레버를 작동시키는 힘이 10Kgr이 되어 요구하는 조작력 6.7Kgr 보다 크고, 여유가 있어 충분하다.

그리고 공기압 실린더를 3위치 제어하기 위해서는 5포트 3위치 전자밸브를 이용하면 되고, 2위치 제어를 위해서는 5포트 2위치 전자밸브를 이용하면 된다.

5포트 3위치 전자밸브를 이용할 경우, 중립의 위치에서는 입구출 포트 P가 출구측 포트 A, B에 공통으로 연결되는 PAB접속을 함으로써, 중립위치로 되돌아 올 수 있게 된다.

압축 공기 펌프는 소형의 220V 단상 유도 전동기로서 구동되며, 공기압의 제어는 압력 센서에 의해 전동기를 단속함으로써 이루어 지도록 한다. 이때 유의할 점은 짧은 기간내에 너무 빈번한 전동기의 반복 운전을 피하기 위해서 불감대 영역이 요구 된다는 점이다.

그림2-6-4은 2위치 원격제어 장치이고, 그림2-6-5은 3위치 원격 제어 장치이다.

그리고 표2-6-2및 표2-6-3는 사용된 공기압 실린더 및 제어밸브의 제원을 표시하고 있다.

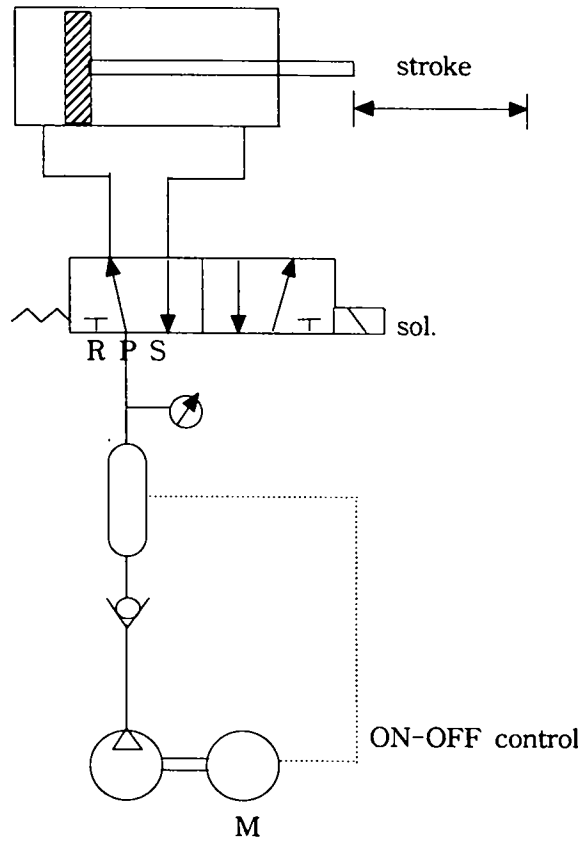


그림 2-6-4 2위치 원격제어 장치(공기압식)

표 2-6-2 2위치 원격 제어장치(공기압식) 제원

구 분	내 용
실린더 단면적	1 cm ² 이상
실린더 스트로크	50 mm
솔레노이드 밸브	형식 : 5포트 2 위치 제어 : 전자식
작동공기압	10 Kg/cm ²

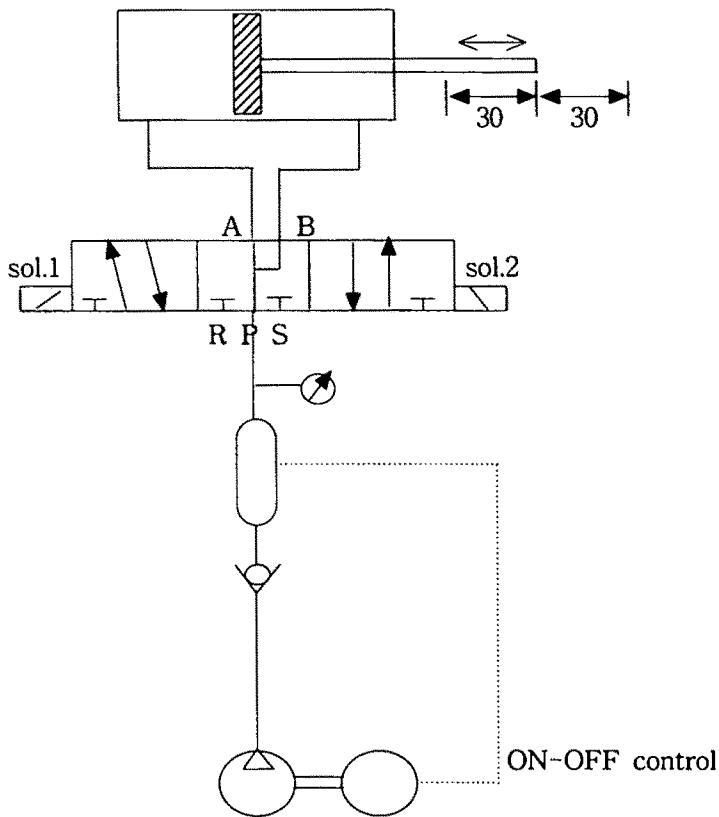


그림 2-6-5 3위치 원격제어 장치(공기압식)

표 2-6-3 3위치 원격 제어장치(공기압식) 제원

구 분	내 용
실린더 단면적	1 cm ² 이상
실린더 스트로크	60 mm
솔레노이드 밸브	형식 : 5포트 3 위치 제어 : 전자식 중앙위치흐름 : PAB접속
작동공기압	10 Kgf/cm ²

4. 주기관 속도 제어 장치

가. DC 서보 모터의 모델링

직류 모터 제어에는 전기자 제어와 계자 제어의 두 가지 방법이 있는데 본 연구에서는 제어 특성이 우수한 전기자 제어 방식을 이용하였고, 모터의 단자전압 e_a 와 각 위치 θ 의 관계는 아래와 같은 미분 방정식으로 표현된다.

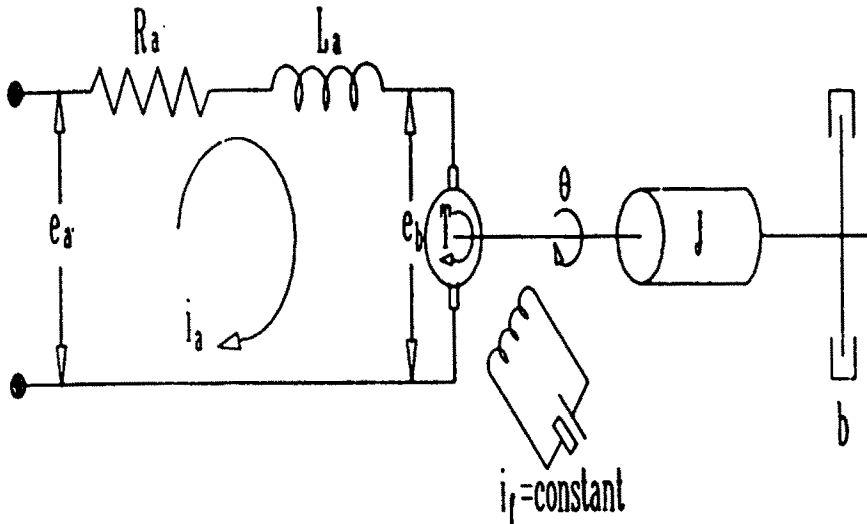


그림 2-6-6 Circuit of DC motor

위 그림에서 단자 전압 e_a 와 각 위치 θ 에 대한 미분 방정식은

$$e_a(t) = e_b(t) + i_a(t)R_a + L_a \frac{di_a(t)}{dt} \quad (2-6-1)$$

$$e_b(t) = K_b \frac{d\theta(t)}{dt} \quad (2-6-2)$$

$$T_L(t) = J_a \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + b \frac{d\theta(t)}{dt} \quad (2-6-3)$$

$$T_L(t) = K_i I_a(t) \quad (2-6-4)$$

위 식들을 라플라스 변환하여 인가전압 $e_a(s)$ 에 대한 각 위치 $\theta(s)$ 의 전달함수 식으로 표시하면 식 (2-6-5)와 같다.

$$\frac{\theta(s)}{e_a(s)} = \frac{K_i}{s[L_a J_m s^2 + (L_a b + R_a J)s + R_a b + K_i K_b]} \quad (2-6-5)$$

L_a 가 아주 적으면 식 (2-6-5)은 식 (2-6-6)로 간소화 될 수 있다.

$$\frac{\theta(s)}{e_a(s)} = \frac{K}{s(\tau s + 1)} \quad (2-6-6)$$

여기서 $K = K_i / (R_a b + K_i K_b)$, $\tau = R_a J / (R_a b + K_i K_b)$ 이다. 식 (2-6-6)에서 단자전압 e_a 를 제어입력 u 라고 하고, 출력값과 기준값의 오차를 상태(state) x_1 , 속도를 상태 x_2 로 상태 방정식으로 나타내면 아래와 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & \frac{1}{\tau} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K}{\tau} \end{bmatrix} \quad (2-6-7)$$

식 (2-6-6)에 대한 블록선도는 그림 2-6-7이다.

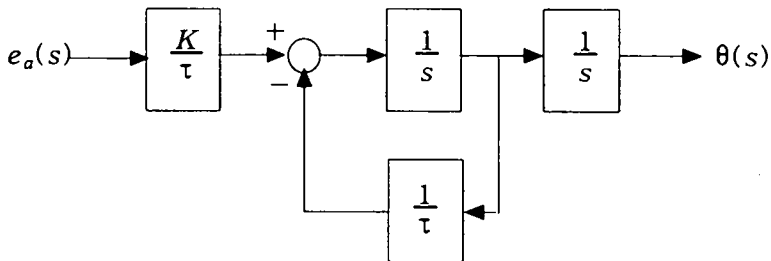


그림 2-6-7 Block diagram of servo motor

나. 제어기의 설계

본 연구에서는 비교적 제어 알고리즘이 간단하고 산업 현장에서 널리 이용되고 있는 PD 제어기를 이용하여 가바너의 위치 조정용 DC 서보 모터를 제어하고자 한다.

PD 제어기의 전달함수는 다음 식과 같다.

$$G_{pd}(s) = K_p(1 + T_d s)$$

이 PD 제어기를 이용하여 구성된 제어 시스템의 블록 선도는 다음 그림과 같다.

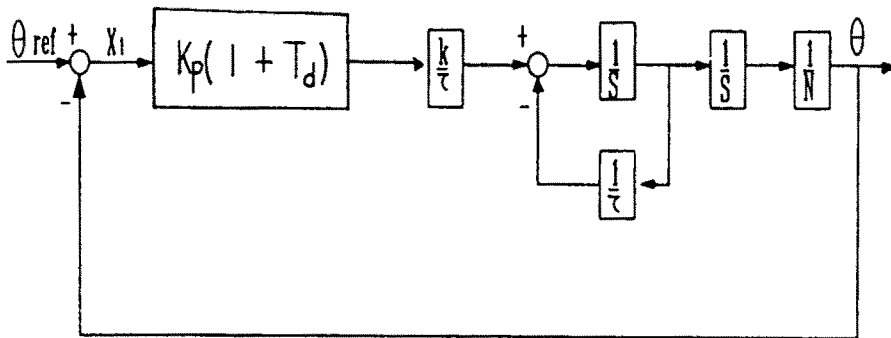


그림 2-6-8 Block diagram of control system

다. 하드웨어 구성

본 연구에서는 제어 전용 마이크로 프로세서인 i80196kc를 이용하여 제어용 마이크로 컴퓨터를 설계 제작하였다.

16비트 원칩 마이크로 콘트롤러 i80196kc은 내부에 D/A, A/D 변환 장치를 포함하고 있어 별도로 외부에 D/A, A/D 변환 장치를 필요로 하지 않는다. 이 원칩 마이크로 콘트롤러는 채널 0(CHO)으로 기준 입력을, 채널

1(CH1)은 포텐쇼 메타(potential meter)로부터 위치를, 채널 2(CH2)는 타코 제너레이터(tacho generatr)로 부터 속도를 측정한다. 이때 속도는 양방향성이므로 연산증폭기를 이용하여 원칩 마이크로 콘트롤러가 읽어 들일 수 있는 범위의 전압으로 변환한다. 채널 0에서 채널 2까지 측정한 기준입력, 현재위치, 속도값으로부터 PD 제어 알고리즘에 의해 제어입력 u 를 계산한다. 이때 계산된 최적 제어입력 u 는 I/O 포트(P1.0-P1.7)로 구동회로에 출력한다. 구동회로에 이용된 i8085는 I/O(i8255) 포트로부터 제어 입력 u 값을 넘겨 받고, 이때 넘겨받은 값으로부터 이에 상응하는 PWM파형을 생성하여 i8255를 통하여 파워 트랜지스터의 각 베이스(base) 구동부에 인가한다. 이때 베이스 구동회로는 각각이 파워트랜지스터 베이스를 구동하고, 모터의 최단 시간 위치제어를 행한다. 본 연구에서 이용된 전체 하드웨어(회로)는 그림2-6-9와 같고, 그림2-6-10은 PCB의 실제 모양을 나타낸 것이다.

그리고 그림2-6-11은 주 기관의 속도 지령치에 대응하는 연료분사펌프의 래크 위치를 설정하는 위치 제어 시스템의 블록선도를 표시하고 있다.

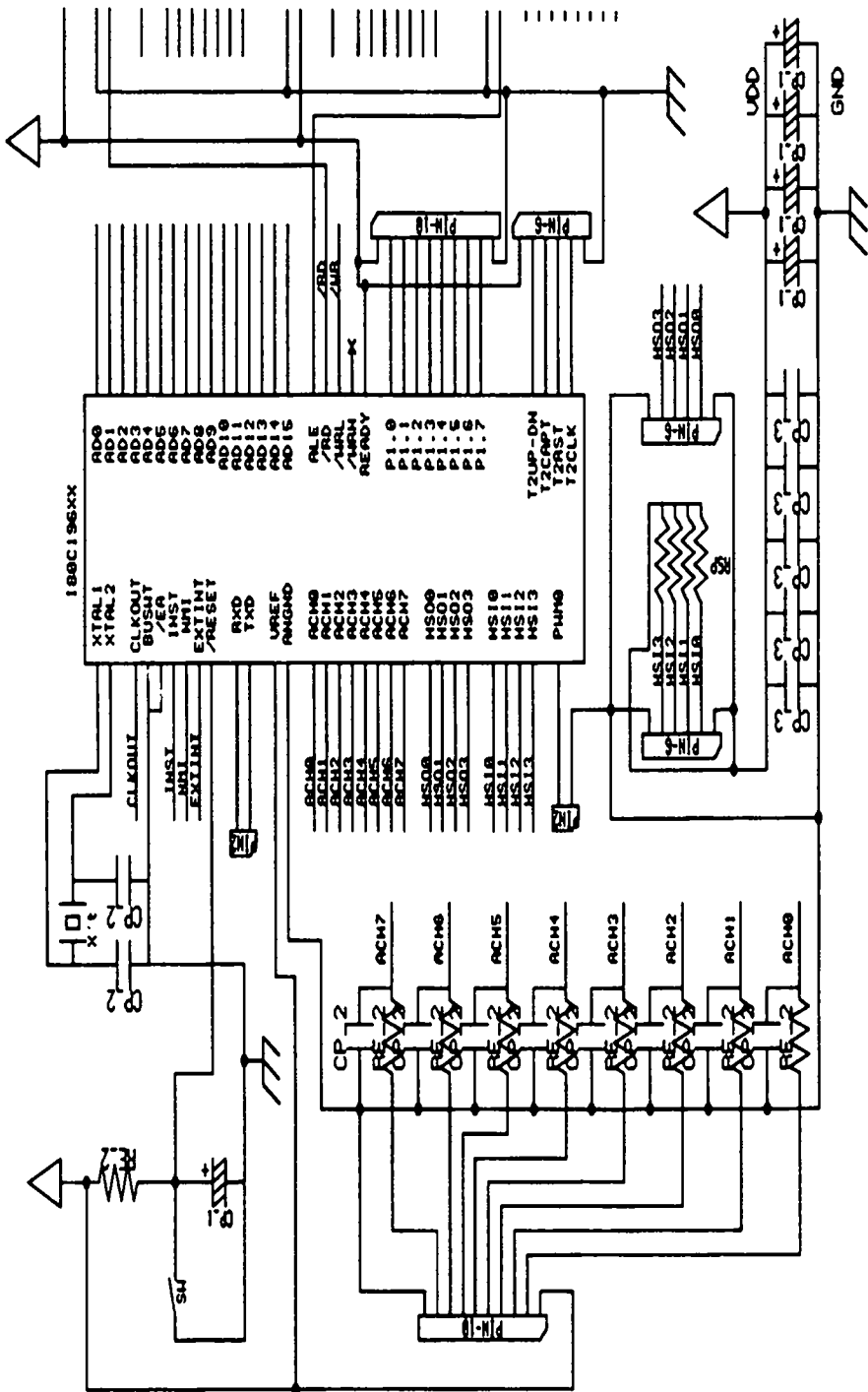


그림 2-6-9의 (a)

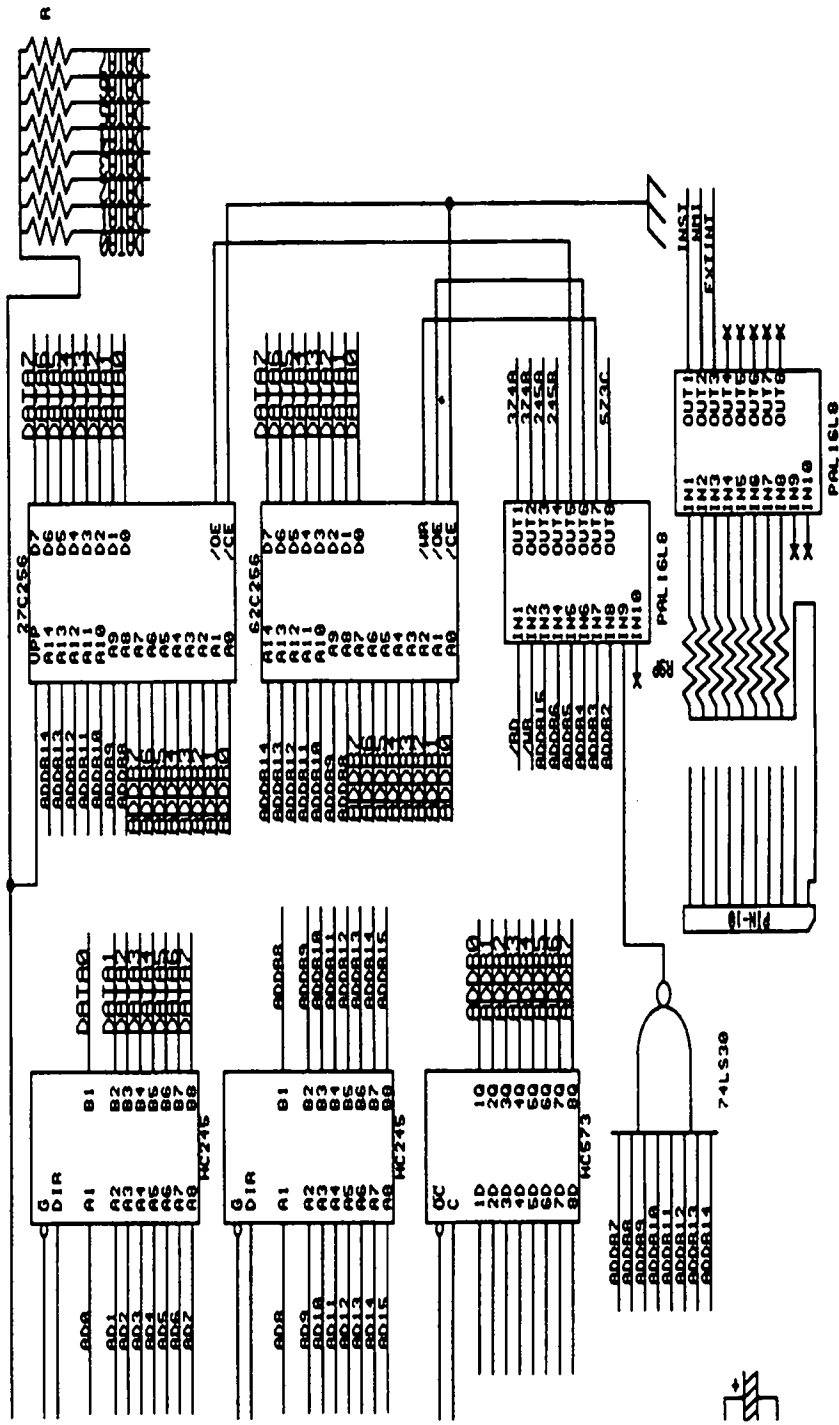


그림 2-6-9의 (b)

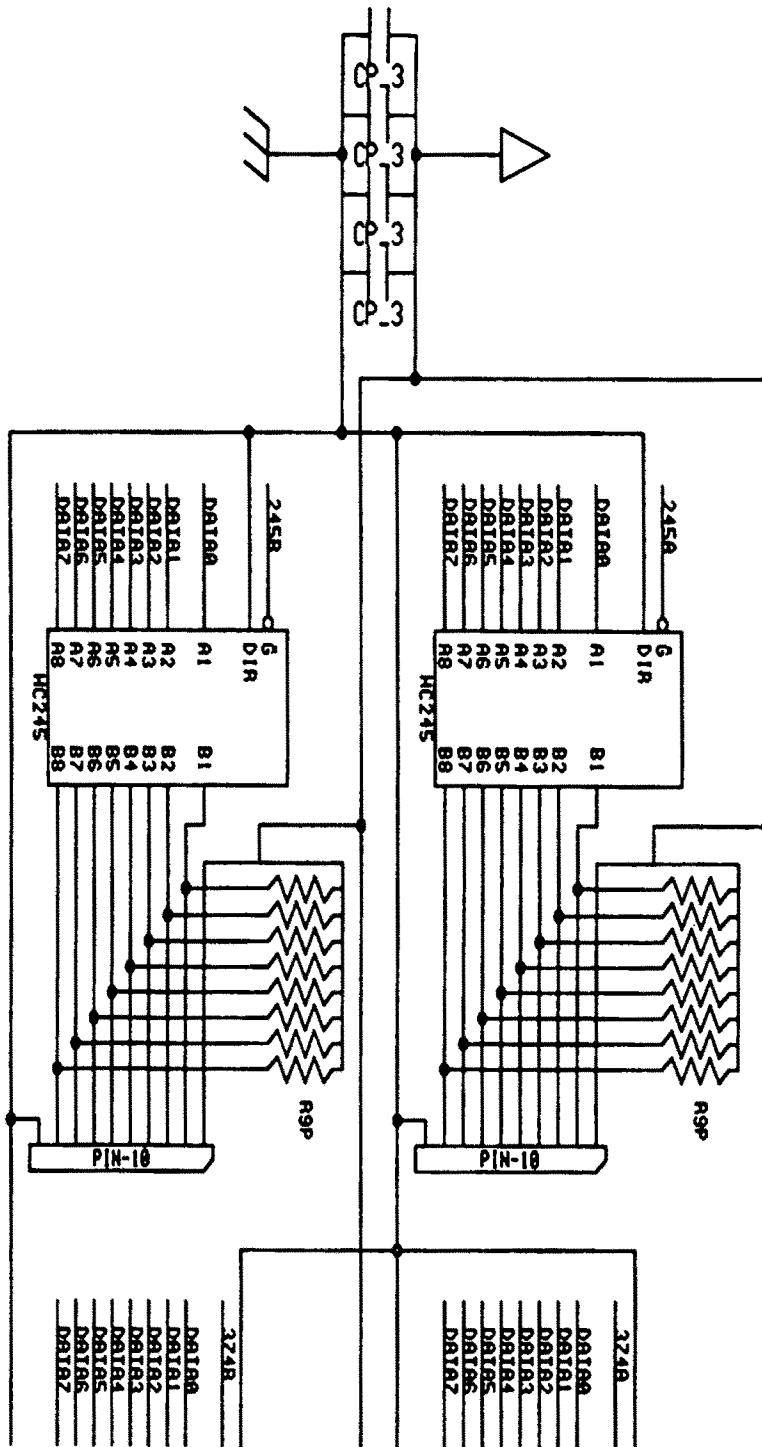


그림 2-6-9의 (c)

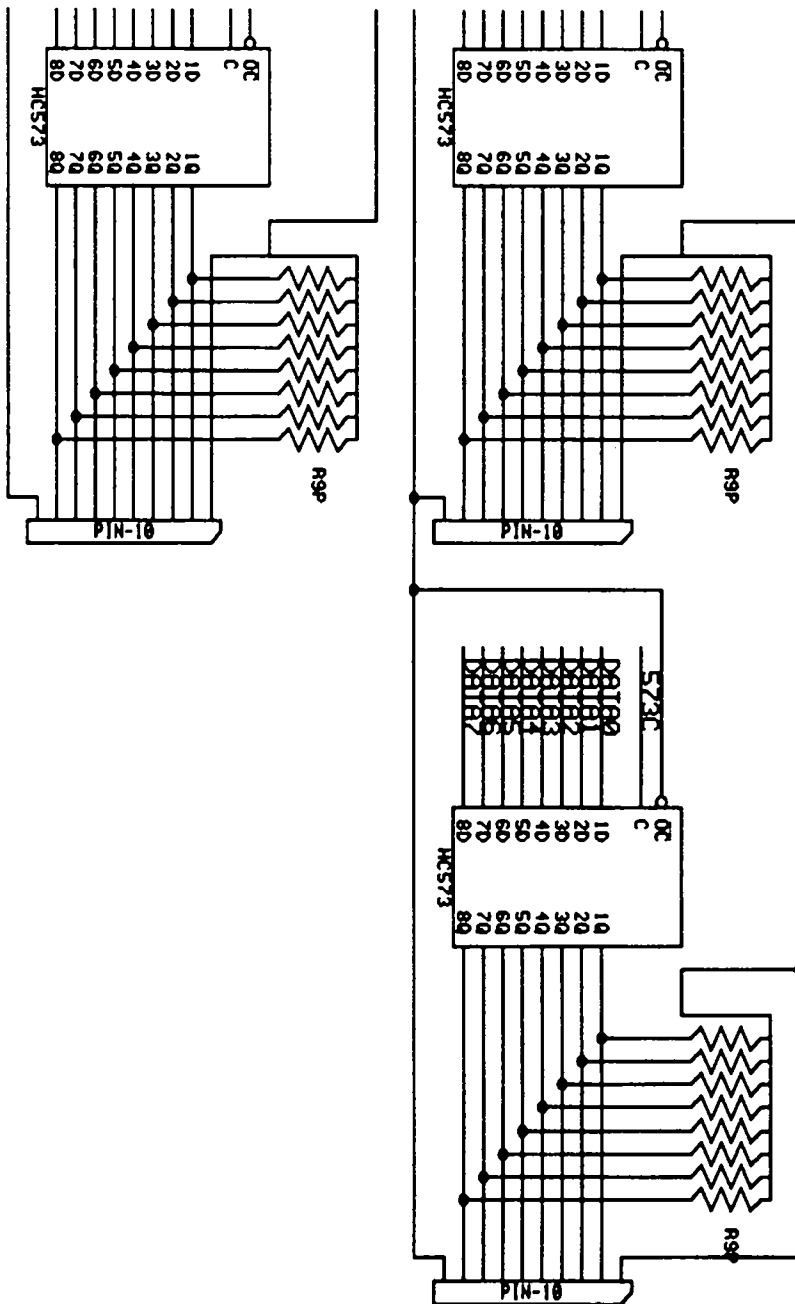


그림 2-6-9의(d)

그림 2-6-9 Circuit of micro-computer system

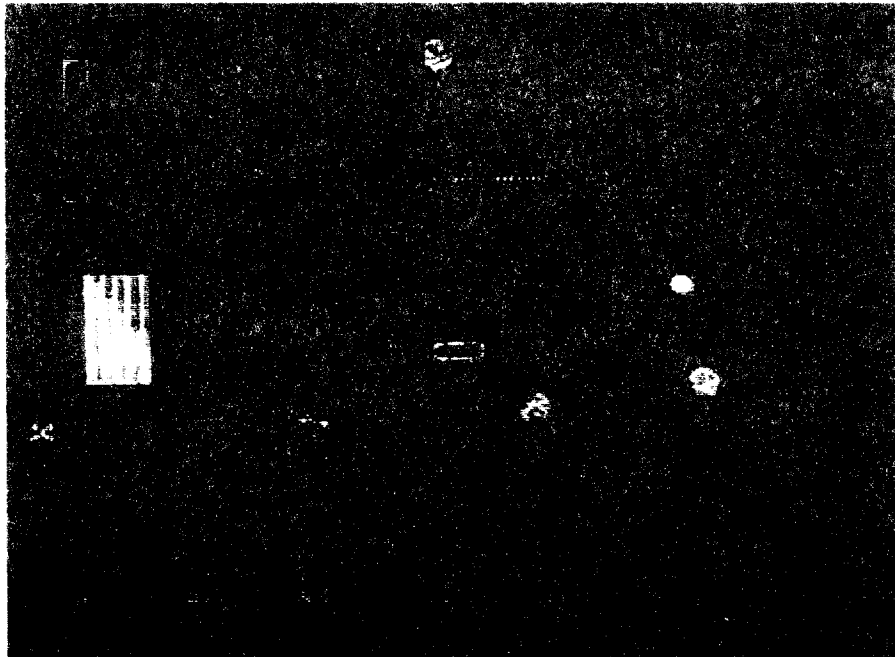
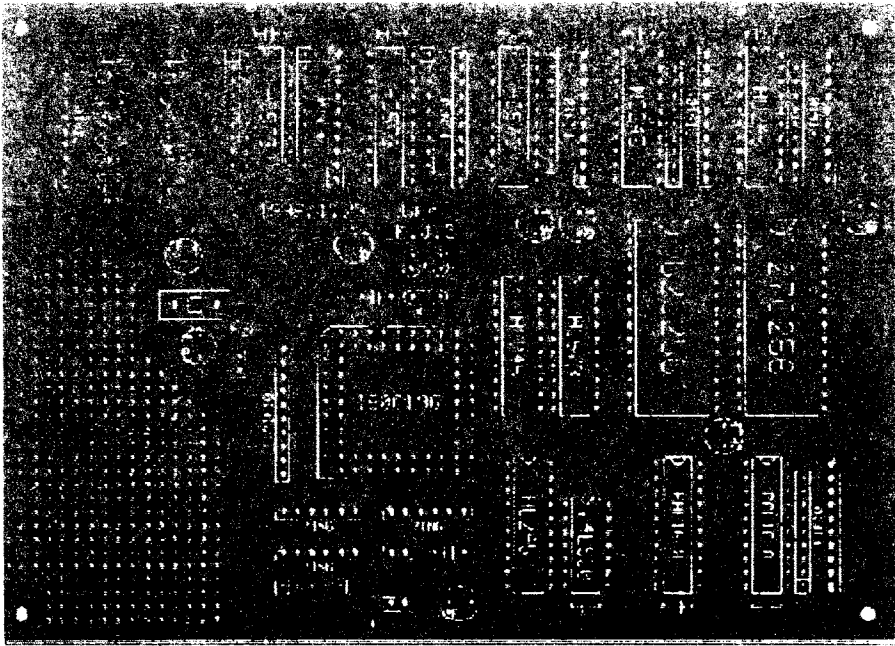


그림 2-6-10 PCB board

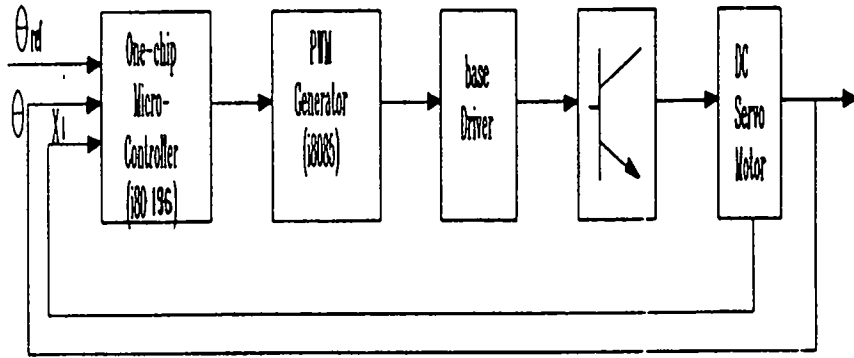


그림 2-6-11 Block diagram of position control system

① 제어 전용 원칩 마이크로 컨트롤러

앞에서 설계된 PD제어 알고리즘에 따라 연산을 행하고 제어입력을 구하여 PWM 파형 발생 전용 마이크로 프로세서(i8085)에 출력하기 위해 이용된 제어전용 원칩 마이크로 컨트롤러 i80196kc은 아래와 같은 기능을 보유하고있다.

- ㄱ. 256바이트의 RAM.
- ㄴ. 8비트로 구성된 I/O포트 5개.
- ㄷ. 샘플링과 홀딩기능을 가지고 외부의 아날로그 값을 디지털 값으로 변환하는 10비트의 A/D 변환 장치 8채널(12MHz에서 변환시간이 22μs).
- ㄹ. 디지털 값을 아날로그 값으로 PWM 출력하는 D/A 변환 장치 1개.
- ㅁ. 고속으로 데이터를 수수할 수 있는 HSI(High Speed Input) 및, HSO (High Speed Output) 내장.

브. 다른 주변기기나 상위 컴퓨터와 통신을 할 수 있는 비동기식 3개 모드와 동기식 1개 모드를 갖는 시리얼 포트 1개.

스. 2개의 16비트 카운터와 타이머.

오. 소프트웨어 타이머 4개.

등이 있다. 이처럼 i80196kc 마이크로 콘트롤러는 범용 마이크로 프로세서들이 갖고 있지 않는 여러 부분을 많이 포함하고 있다. 본 연구에서는 일반적인 퍼스널 컴퓨터에서 행하던 제어방식에서 벗어나 제어용으로 개발된 원칩 마이크로 콘트롤러 i80196kc를 이용하여 DC 서보 모터의 위치 제어를 행한다. 이용된 제어 프로그램의 플로 차트는 그림2-6-12와 같다.

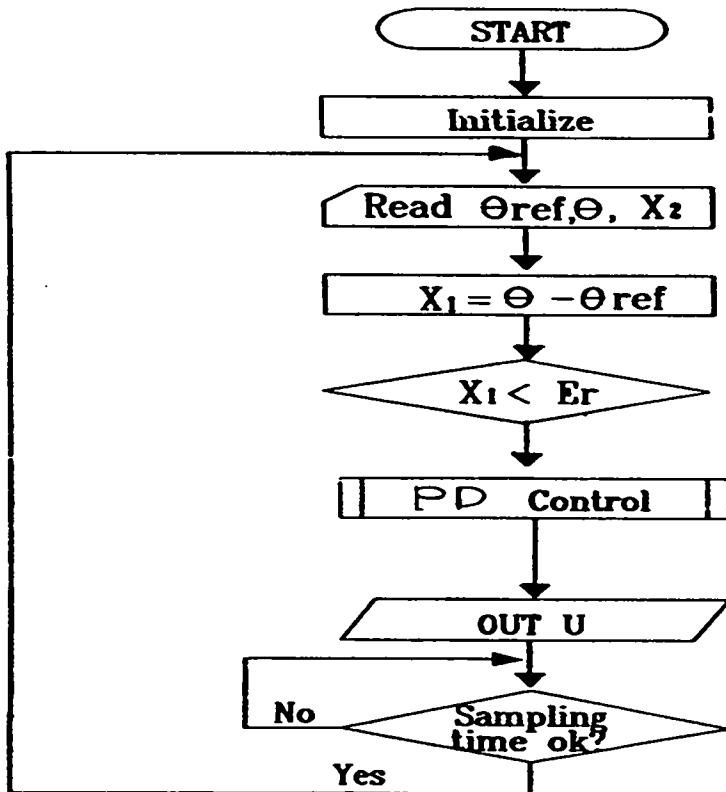


그림 2-6-12 Flow chart of control Algorithm

② PWM 발생 방법 및 PWM 파형 발생 디지털 회로

㉞ PWM 발생

파워 트랜지스터의 증폭 회로에는 선형 동작을 이용하는 방법과, 포화-컷 오프 (saturation-cut off)영역을 이용하는 두 가지 방법이 있는데 후자의 방법이 PWM 구동 방법으로서 전자의 방법에 비하여 전력 손실이 적다.

DC 서보 모터를 PWM으로 구동하는 방식에는 1개의 전원으로 구동되는 단방향 구동방식, 양방향으로 구동을 하기 위한 H형 브리지 구동방식, 2개의 전원으로 구동되는 양방향 구동 방식 등이 있다. 본 연구에서 DC 서보 모터 위치제어를 하기 위한 구동 방법은 양방향 구동을 위한 H형 브리지 방식을 채택하였고, 그 회로는 그림2-6-13과 같다. 그림에서 보는 바와같이 DC 서보 모터에 정회전을 하기위하여는 Tr4는 On하여 Tr1에 펄스의 폭을 인가하게 되면 모터는 정회전을 하게 되고, 이 때의 Tr2, Tr3는 Off의 상태로 남아있게 된다. 또한 모터를 역회전하기 위해 Tr3을 On상태에서 Tr2에 펄스의 폭을 인가하도록 한다. 이 때 Tr1,Tr4는 Off의 상태로 남아있게 된다. 표2-6-4은 마이크로 프로세서(i8085)에서 PWM신호를 발생시키기 위한 데이터 구성표이다. 또한 모터가 정회전에서 역회전으로 운전할 경우에 있어서, Tr1은 On, Tr3는 Off로 파워 트랜지스터 베이스에 동시에 신호를 가하면 파워 트랜지스터의 시간지연으로 인하여 동시 도통으로 파괴된다. 따라서 이것을 피하기 위해 약간의 데드 타임(Dead Time)이 필요로 하게 되므로, 본 연구에서는 200 μ sec의 시간 지연을 두어 파워 트랜지스터 파괴를 방지하였다. 그리고 모터가 정회전 할 경우에 있어서

전류의 흐름도는 그림2-6-13의(a)와 같고, 모터가 역회전할 경우에 있어서 전류의 흐름도는 그림2-6-13의(b)와 같다.

표 2-6-4 Output of Base Driver

	정 회 전	역 회 전
Tr1	On, Off 반복	Off
Tr2	Off	On, Off 반복
Tr3	Off	On
Tr4	On	Off

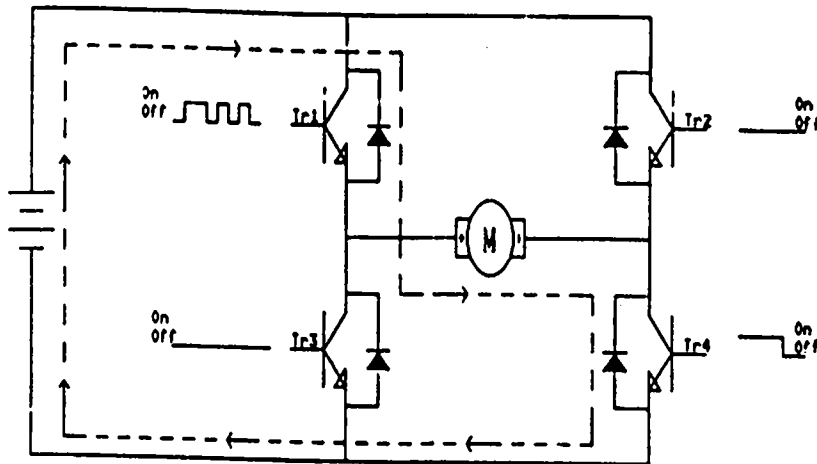


그림 2-6-13의(a) A clockwise

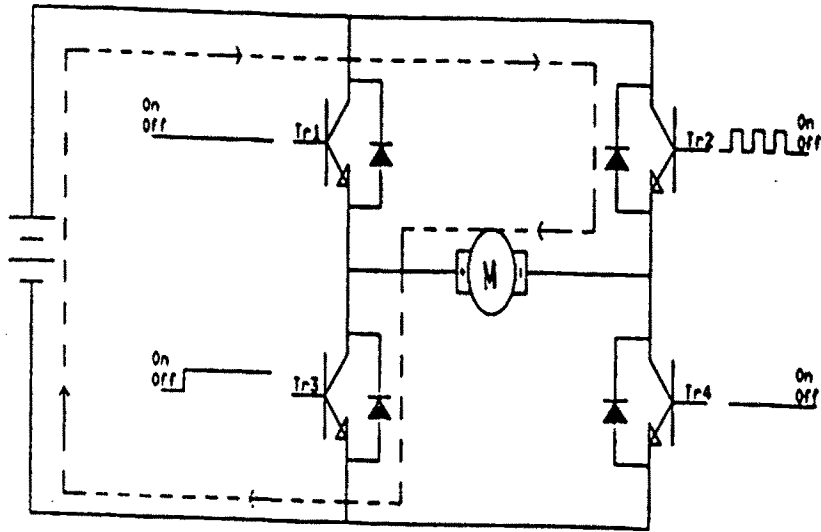


그림 2-6-13의(b) A counterclockwise

그림 2-6-13 H형 브리지

⊕ PWM 파형 발생 디지털 회로

과거에는 PWM 파형을 발생하기 위해서 변조파와 반송파를 연산 증폭기(OP Amp.)로 구성된 비교기에 가하여 파형을 형성하는 아날로그 방법이 많이 이용되어 왔으나, 최근에는 마이크로 프로세서의 급속한 발전으로 마이크로 프로세서를 이용한 PWM 구동 방식이 널리 채용되어 오고있다. 따라서 본 연구에서는 8비트(i8085) 마이크로 프로세서를 이용하여 PWM 파형을 생성하도록 하였으며 그 회로는 그림2-6-14와 같다. 그림2-6-14에서 보는 바와 같이 외부와 데이터 수수를 위하여 I/O전용 IC인 8255가 이용되었으며, PWM 발생 프로그램 저장을 위해서는 EPROM(2764)이 이용되었다. 이 EPROM에 저장된 PWM 파형 발생 프로그램의 플로 차트는 그림2-6-15와 같다.

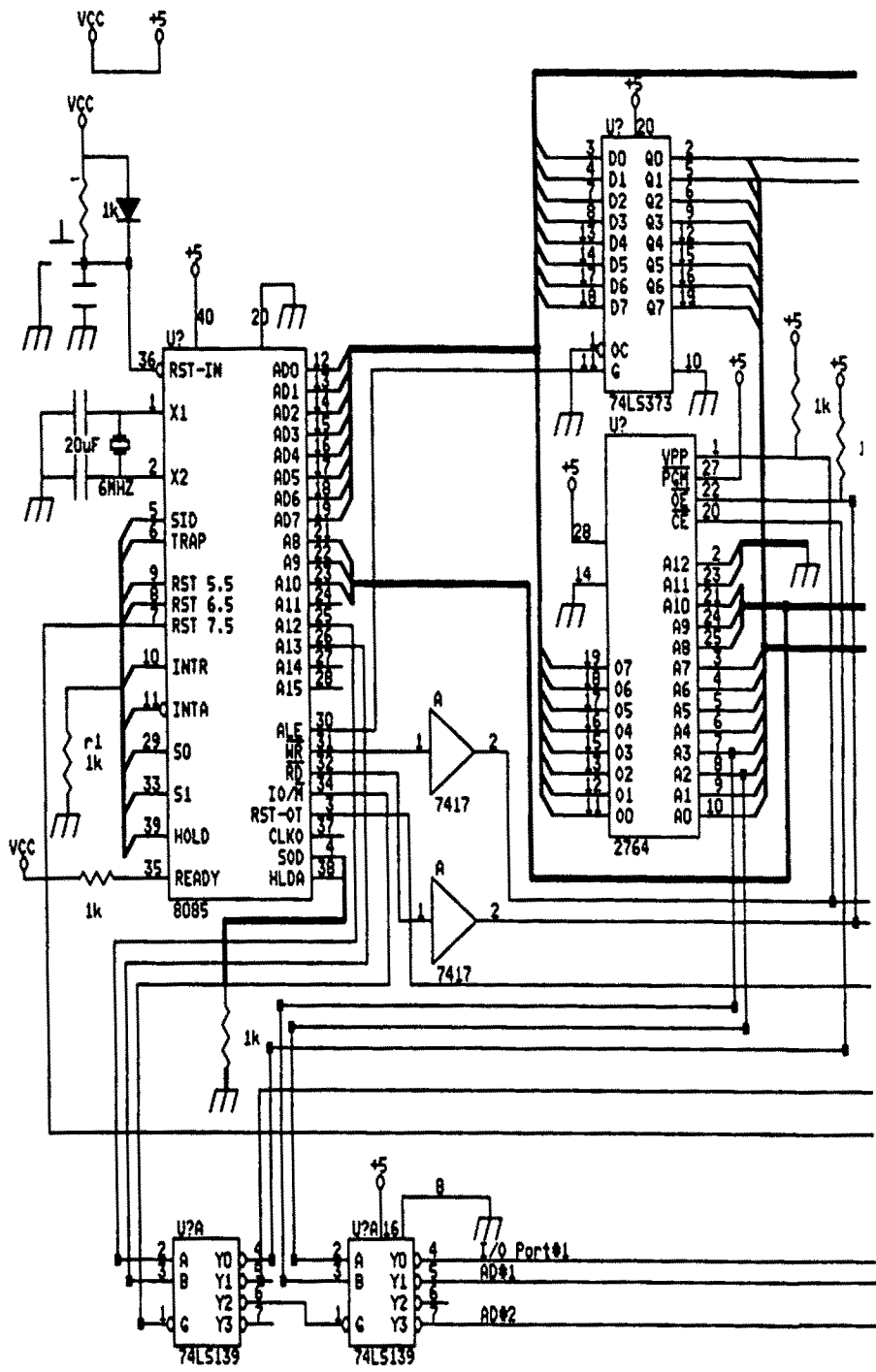


그림 2-6-14의 (a)

File : DOMEN1.SCH

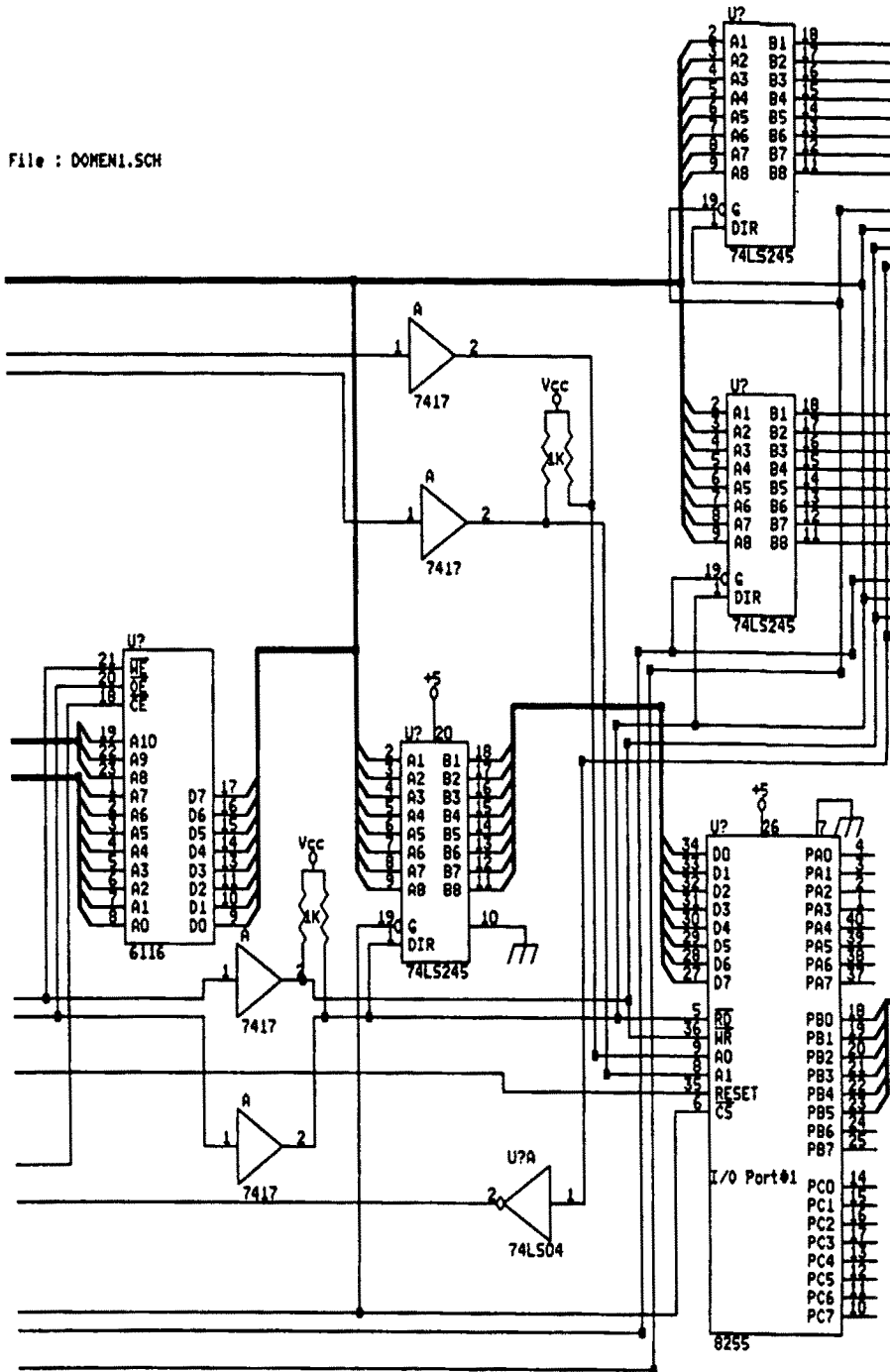


그림 2-6-14의 (b)

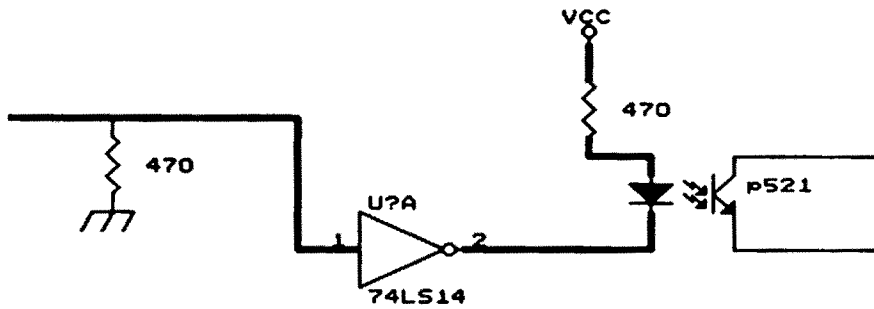
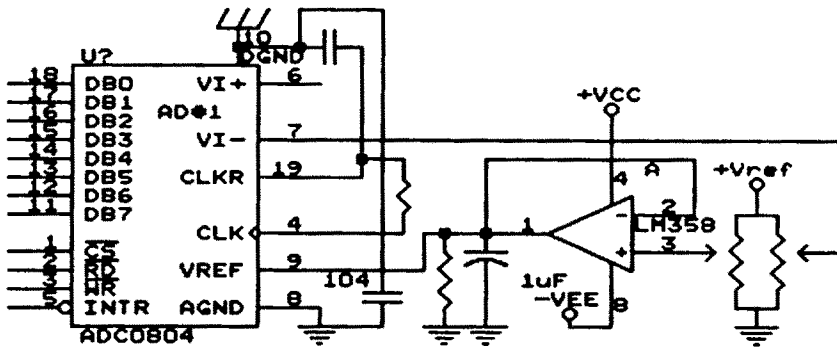
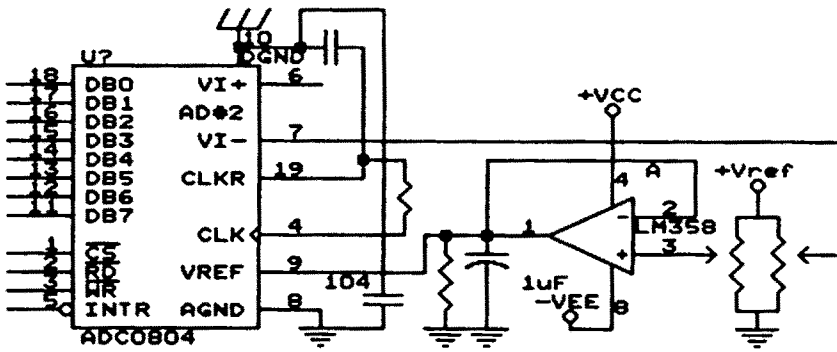


그림 2-6-14의 (c)

그림 2-6-14 PWM wave generation circuit used i8085

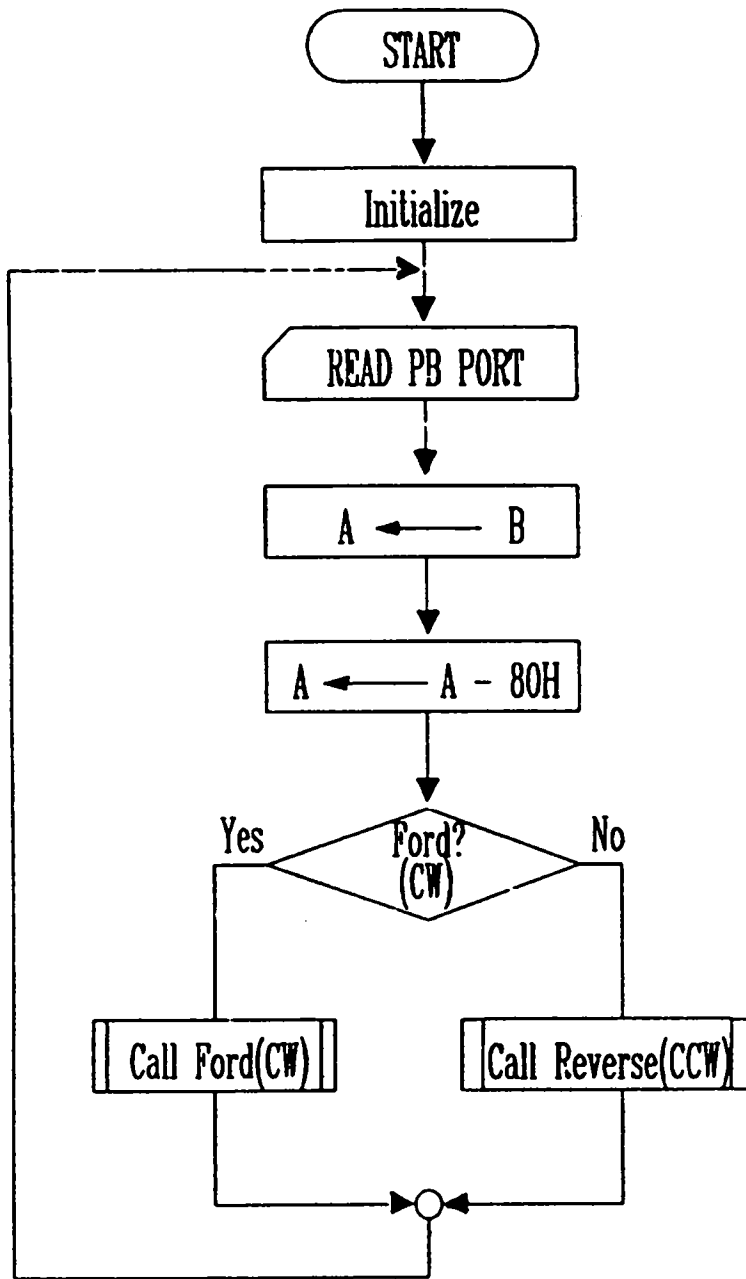


그림 2-6-15의 (a) A flow chart for PWM signal generation

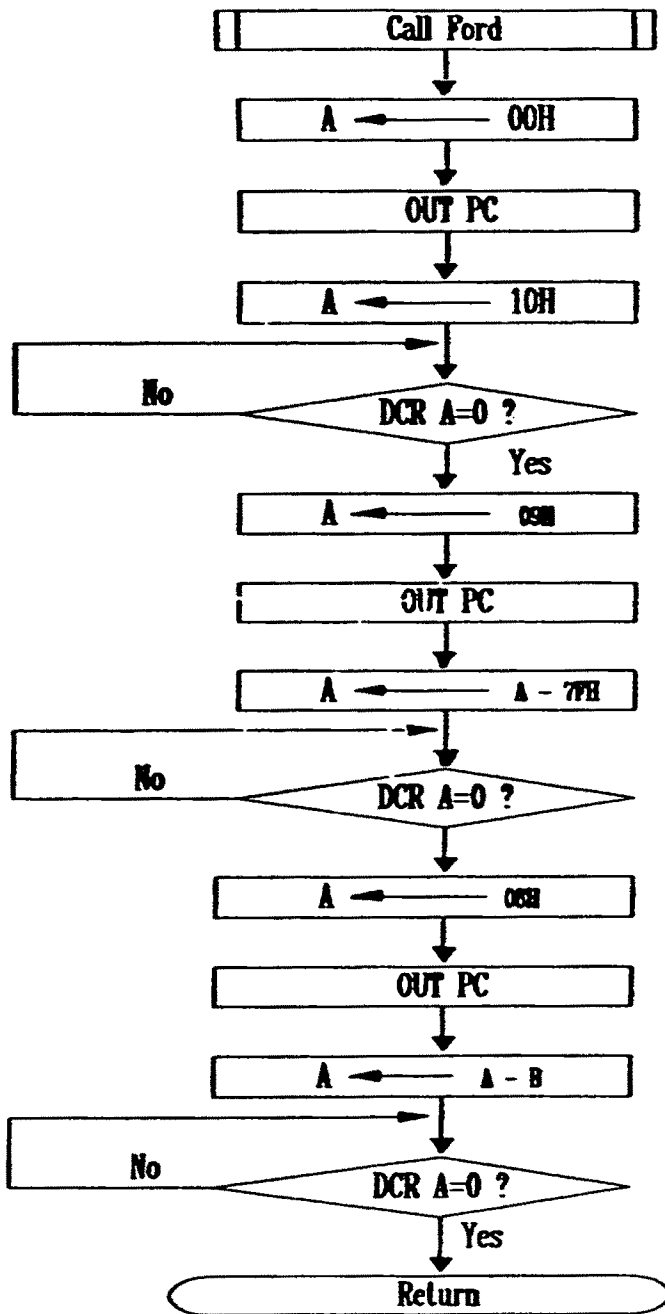


그림 2-6-15의 (b) A flow chart of a subroutine for clockwise

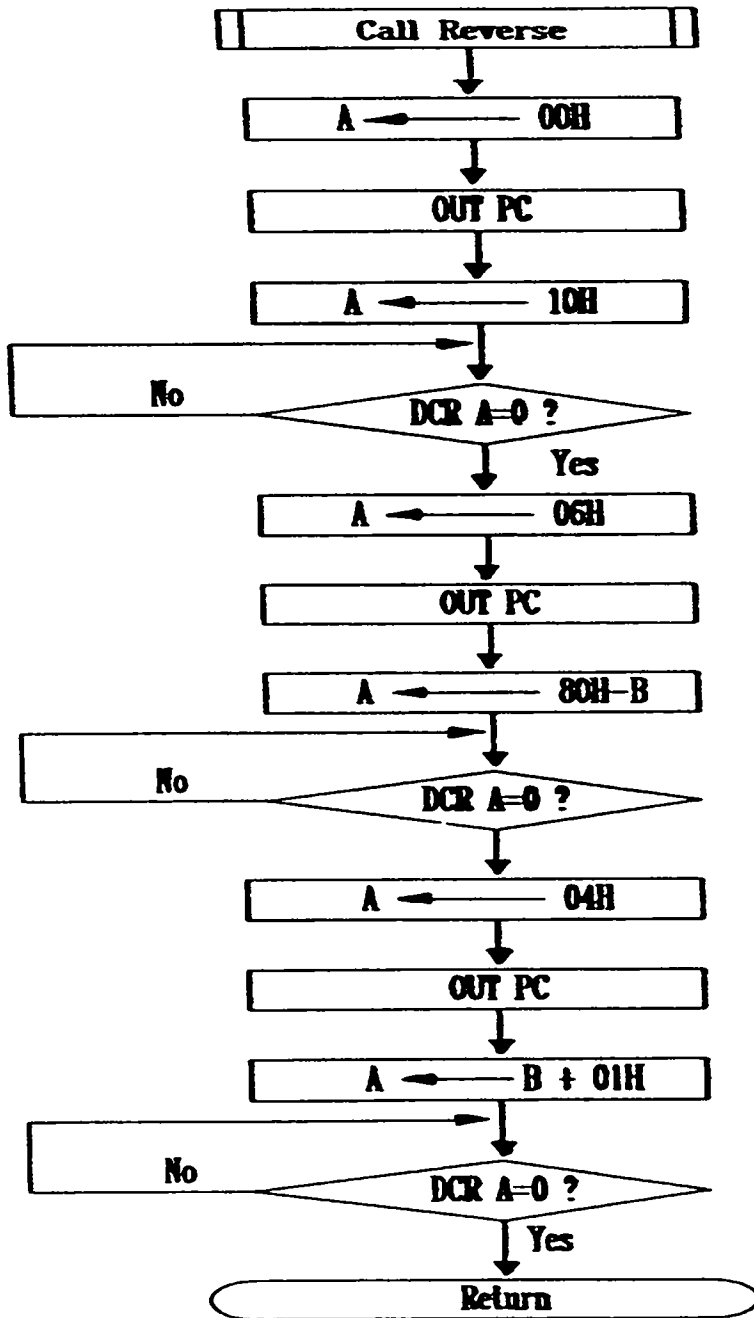


그림 2-6-15의(c) A flow chart of a subroutine for counterclockwise

그림 2-6-15 플로차트

③ 베이스 구동 회로

교류전원 100[V]를 트랜스로 이용하여 전압을 내리고, 교류전압을 브리지형 다이오드를 사용하여 직류로 변환한다. 이때 변환된 직류전압은 맥동이 있으므로 콘덴서를 이용하여 전압을 평활화한다. 이 전압은 파워 트랜지스터의 베이스 전용 구동 소자인 M57904L 전압원으로 이용하고 각 각 이 파워 트랜지스터를 구동한다. 그림2-6-16은 마이크로 프로세서에서 발생된 PWM 신호를 파워 트랜지스터의 베이스에 연결하기 위한 베이스 구동 회로부이다.

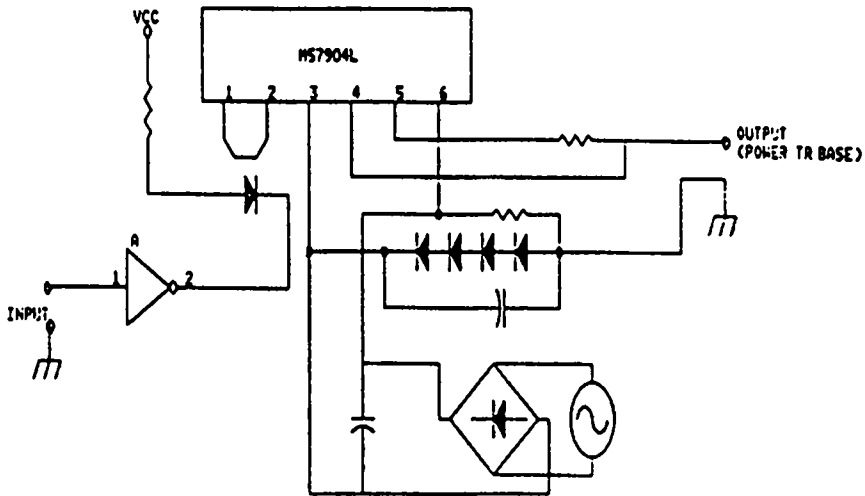


그림 2-6-16 A base driver circuit

베이스 구동회로에서는 전력 증폭부로부터 마이크로 프로세서(i8085)로 과대하게 흐르지 모르는 전류에 대하여 포토 커플러를 이용하여 마이크로 프로세서와 전력 증폭부사이를 절연(Isolating) 하였다. 마이크로 프로세서와 전력 증폭부사이의 절연회로는 그림2-6-17과 같다.

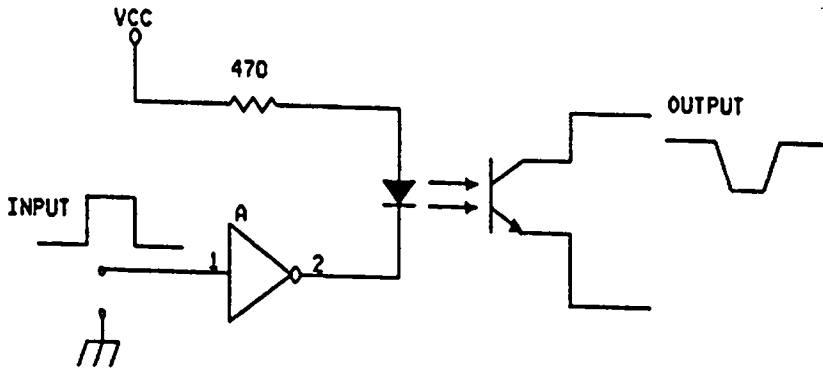


그림 2-6-17 Isolating circuit

④ PWM 증폭 회로

직류 서보 모터에 전력을 공급하기 위하여 파워 트랜지스터 (MG30G2CL3, 도시바)을 이용하여 그림2-6-18와 같이 PWM 증폭회로를 구성하였다.

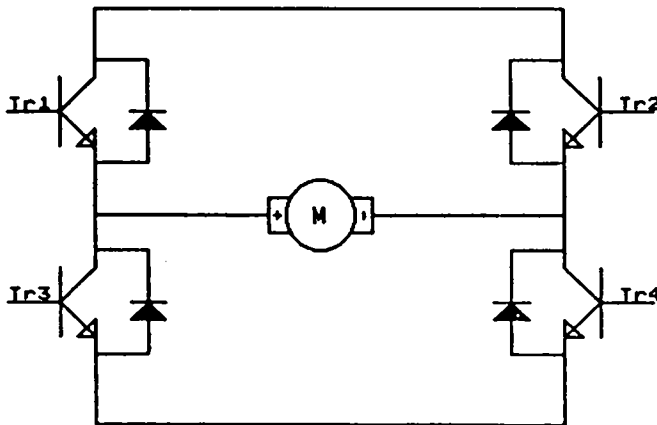


그림 2-6-18 PWM amplification circuit

전력변환부는 그림2-6-19에 보인 것처럼 브릿지형 다이오드(KBPC2506)에 교류 전압을 인가하고, 정류되어 나온 직류 전압을 평활용 콘덴서를 이용하여 평활화하여, 파워 트랜지스터 양단에 직류 전압을 인가하였다.

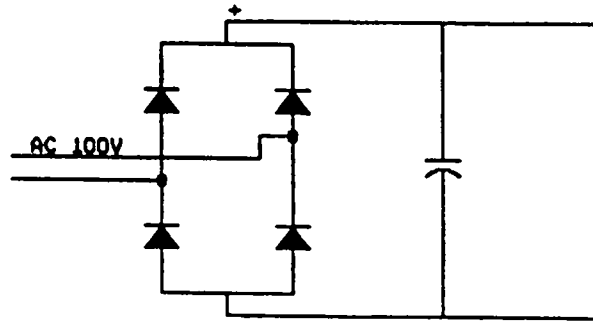


그림 2-6-19 Power convert circuit

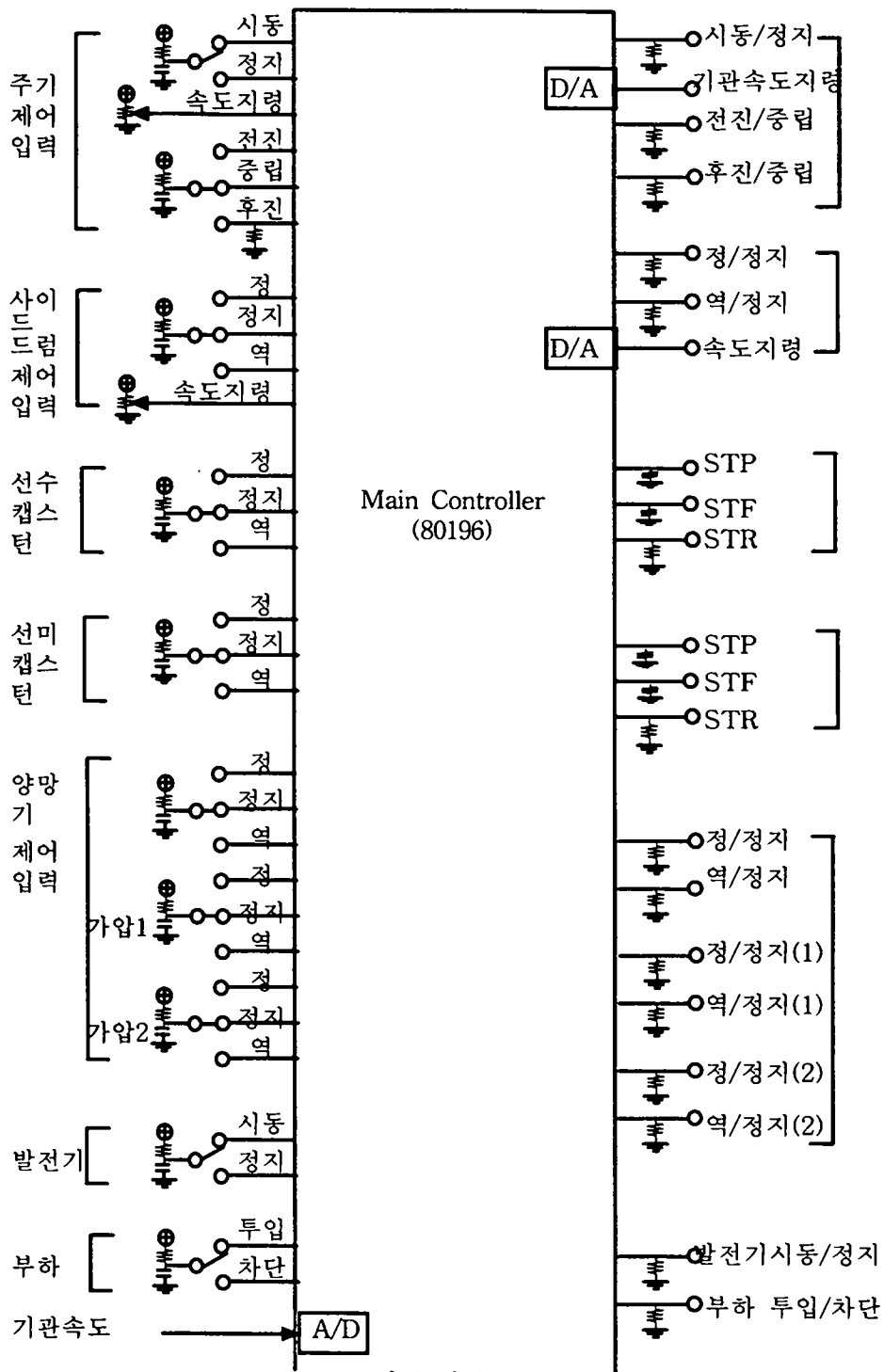
5. 원격제어반(B type)

제안하는 안강망 어로 시스템의 B type은 원격 제어가 용이하다는 점을 이미 언급한 바가 있다. 앞에서 제안 설계된 하드웨어들을 이용하여 전체 시스템을 선교(bridge)에서 원격 제어할 수 있는 원격 제어반을 그림 2-6-20와 같이 구성한다.

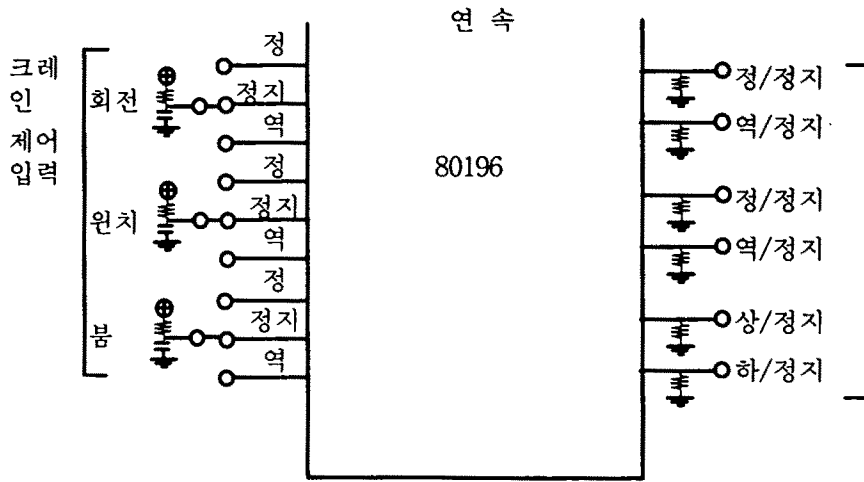
그림에서 제어 입력측의 모든 2치신호(two value signal)들은 하이 임피던스(high impedance)가 되지 않도록 주기 제어입력 중 '후진'이라고 표시된 입력에서와 같이 풀 다운(pull down) 되어야 하나 그림에서는 복잡함을 피하기 위하여 생략하였다.

아울러 선박의 여러 장소에서 각 기기의 제어입력들을 연결할 수 있는 '연결접속구'를 그림2-6-21의(a)와 같이 설치해 두고 필요에 따라서 이 연결접속구에 '간이 원격 제어반'(그림2-6-21의(b))을 접속하여 제어가 가능하게 하였다.

예를 들어 양망기를 선박의 좌현에서 제어하기 위해서는 기관실 하우스링(housing) 좌현에 설치 되어 있는 연결접속구(그림2-6-21의(a))에 그림 2-6-20에서의 양망기 제어입력, 즉 ① 양망기 롤러의 정·역 및 정지신호, ②가압 실린더(1)의 정·역 및 정지신호, ③가압 실린더(2)의 정·역 및 정지신호를 발생시킬 수 있는 그림2-6-21의(b)와 같은 양망기 제어용 간이 원격 제어반을 연결하여 제어한다.

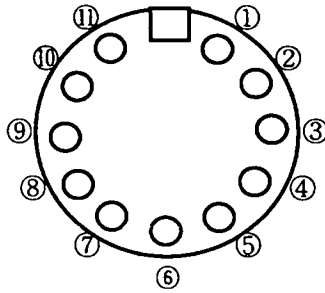


(a)



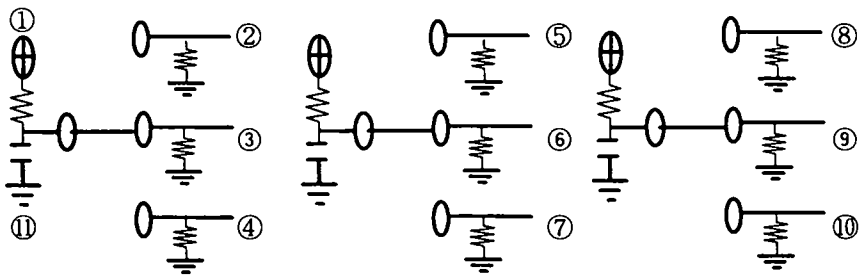
(b)

그림 2-6-20 원격제어반(B type)



- ① Vcc
- ② 양망기 풀러 정회전 신호
- ③ 양망기 풀러 정지 신호
- ④ 양망기 풀러 역회전 신호
- ⑤ 가압 실린더(1) 가압(정) 신호
- ⑥ 가압 실린더(1) 정지 신호
- ⑦ 가압 실린더(1) 이완(역) 신호
- ⑧ 가압 실린더(2) 가압(정) 신호
- ⑨ 가압 실린더(2) 정지 신호
- ⑩ 가압 실린더(2) 이완(역) 신호
- ⑪ GND

(a) 연결 접속구



(b) 간이 제어반의 신호 발생 회로

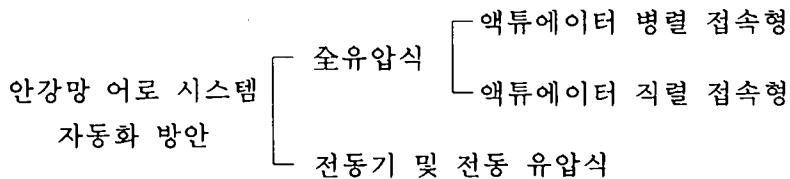
그림 2-6-21 양망기 제어용 간이 원격 제어반

제3장 안강망 어로시스템의 성능 실험

제3장 안강망 어로시스템의 성능 실험

제1절 서설

안강망 어로 시스템 자동화 방안으로서 본 연구에서 제안한 방안을 요약하면 아래와 같다.



이들 방식들은 각기 장·단점을 가지고 있으나, 설치비용, 사용의 편의성, 인력 절감효과 및 작업 안전성 등의 모든 면을 고려해볼 때 쏘유압식이 가장 적합한 것으로 판단하였다.

쏘유압식 가운데서 액츄에이터 병렬 접속형, 직렬 접속형을 비교하면, 병렬 접속형은 고성능의 가변 용량형 피스톤 펌프를 사용하는 관계로 선박 내 전 유압 시스템의 동력원을 일원화하기에 유리한 점이 있어 신조선 또는 선내의 많은 어로 장비들을 동력화된 시설로 교체하는 경우에 유리한 방식이다. 반면에, 직렬 접속형은 비교적 가격이 저렴한 정용량형 펌프를 사용하므로 기존 선박에 동력화된 어로 장비를 증설하는 경우 등에 유리한 방식이다.

본 장에서는 제2장에서 제안한 쏘유압식 어로 시스템(액츄에이터 병렬 접속형 및 직렬 접속형)의 실현 가능성과 그 성능을 확인하기 위한 실험 과정 및 실험 결과 1 그리고 주기관 원격제어시스템의 성능 실험 결과에 대하여 기술한다.

제2절 全油壓式 / 액츄에이터 병렬 접속형 회로 성능 실험(육상 실험)

1. 실험의 범위

앞의 제2장에서 제안한 액츄에이터 병렬 접속형 회로에서는 유압 펌프가 DFR 레귤레이터의 작용에 의하여 유압 펌프 출구측에 설치되어 있는 각종 액츄에이터에서 필요로 하는 유량 만큼만 기름을 송출해내는 특성을 가진다는 점을 이용하고 있다. 이 절에서는 액츄에이터 병렬 접속 회로가 선박용 유압 회로로서 그 성능을 발휘하는지를 실험을 통하여 확인한다.

본 실험에서는 액츄에이터 병렬 접속형 회로에서 그 핵심이 되는 유압 펌프, 센터 블록형 박용 밸브, 사이드 드럼으로 구성되는 실험용 유압 회로를 제작하고, 구성한 유압 시스템의 부하 특성(인장력, 회전속도를 측정), 유압 펌프 DFR 레귤레이터의 로드 센싱(load sensing) 제어 특성을 실험한다.

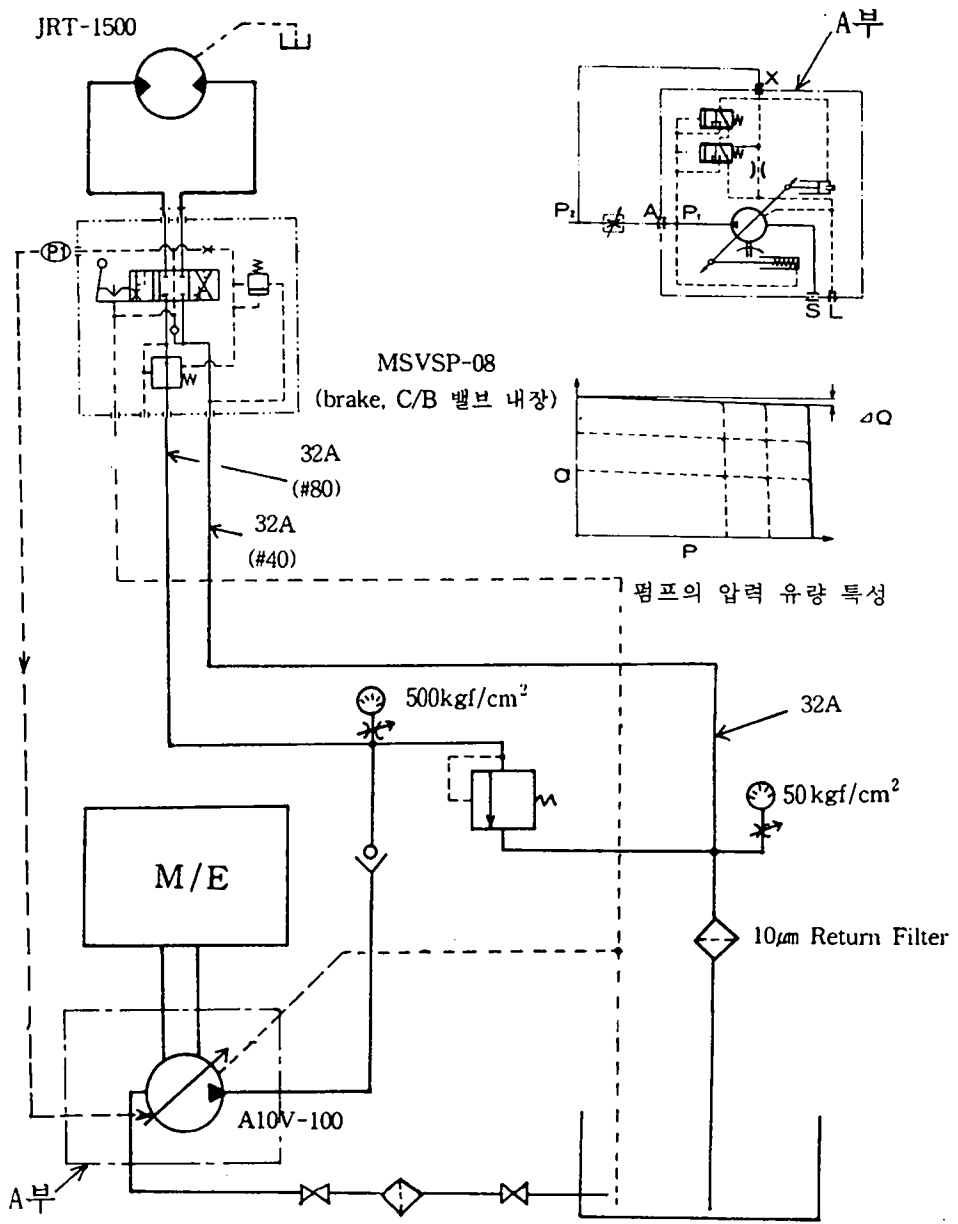


그림 3-2-1 병렬 접속형 회로 실험용 유압 회로

2. 실험 장치 및 실험 방법

가. 실험 장치

병렬 접속형 실험용 유압 회로를 그림 3-2-1에 나타내었다. 실험용 유압 회로의 주요 구성요소는 아래와 같다.

- ㉠ 주 유압 펌프(디젤 기관 구동)
- ㉡ 유압 모터(사이드 드럼 구동용)
- ㉢ 감속기 및 원치 드럼
- ㉣ 유압계통 제어부

그림 3-2-2에 실험 시스템의 구성을 나타내었다.

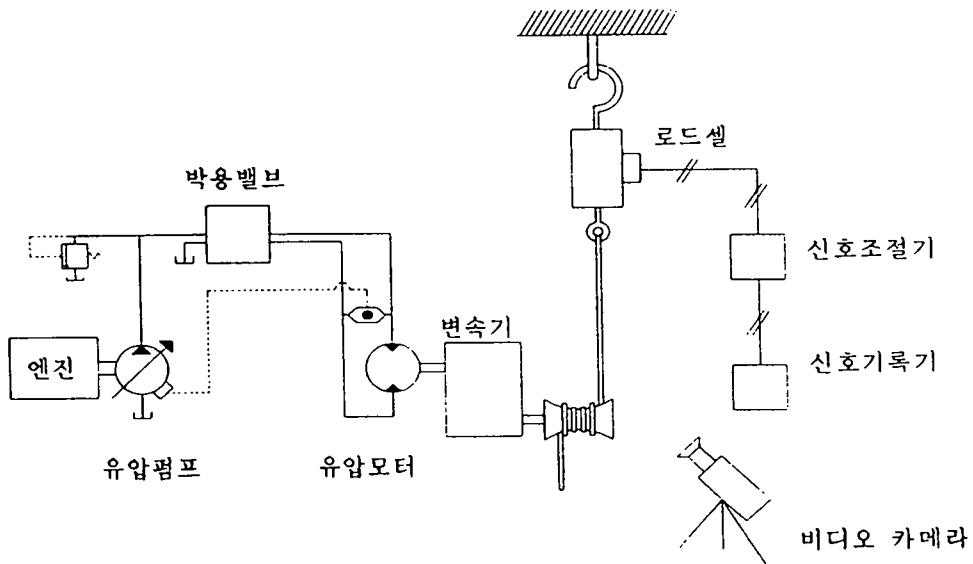


그림 3-2-2 병렬 접속형 유압회로 실험장치

그림 3-2-2의 실험 장치에 사용된 주요 기기의 특성을 요약하면 표 3-2-1과 같다.

표 3-2-1 실험용 유압 회로의 주요 구성요소의 특징

대 상 기 기	제작사 및 제원	주 요 특 성	비 고
주 유압 펌프	Uchida 社 A10V, Series 30 100 cc/rev DFRA Regulator	① 정격전압 : 250V 최고압력 : 310 kgf/cm ² ② 최고회전속도 : 2100 rpm ③ DFRA Regulator 채용으로 Load sensing 제어기능이 있어, 언제나 부하에서 필요로 하는 유량만을 생성하므로 에너지 손실이 매우 작고, 따라서 작동유 온도 상승도 작은 것이 특징이다.	
박용 밸브	Uchida 社 DMP 32	① 정격압력 : 250 kgf/cm ² 정격유량 : 300 l/min ② 수동 레버의 조작으로 방향 및 유량제어가 가능한 것이 특징이다.	
유압 모터	제일유압 JRT-1500 2속 변환식 1507 cc/rev (1속) 753 cc/rev (2속)	① 정격압력 : 210 kgf/cm ² 최고압력 : 250 kgf/cm ² ② 최고회전속도 : 300 rpm (1속) 600 rpm (2속) ③ 정격토크 : 463 kgf·m (1속) 231 kgf·m (2속) ④ 원치의 부하 크기에 따라서 1속 또는 2속으로 선택하여 사용할 수 있으므로 한 대의 유압 모터로 광범위한 부하와 회전속도를 얻을 수 있는 것이 특징이다.	
감속기	풍원기계 社 감속비 : 1/3 평치차 감속기어	① 본 연구과제 참여기업인 풍원기계社에서 직접설계, 제작하므로 보완 설계에 따른 감속기 요구 용량 변화 등에 대한 대처가 용이하다.	
원치 장력 계측 시스템	(1) 로드셀 : KOYOWA 社 (2) 신호조절기 : KOYOWA 社	① 로드셀 장력 용량 : 20 ton ② 신호조절기 출력 : DC ±5V	

그림 3-2-3은 실험 장치의 유압 펌프 및 구동용 디젤기관을, 그림 3-2-4

는 윈치 드럼, 감속기 및 박용 밸브를, 그림 3-2-5는 릴리프 밸브 및 체크 밸브를 나타낸다.

나. 실험 방법

사이드 드럼의 인장력 시험에는 용량 20 ton의 장력계(load cell)를 사용하였으며, 그림 3-2-6은 실험에 앞서서 장력계용 스트레인 앰프 게인 조정을 위한 검증(calibration) 장면을 나타낸다. 장력계 검증을 위하여, 장력계의 한쪽 선단부를 건물의 보에 거치한 후에 장력계 하부에 표준 중량물을 매달아서 신호조절기의 증폭도를 적절하게 조정하여, 신호지시계 출력전압 1V가 2 ton의 하중을 지시하도록 조절하였다.

성능 실험에서는 그림 3-2-7에서와 같이 고정부에 장력계를 매달고, 장력계 반대쪽의 연결구(hock)에 인장용 와이어 로프를 연결한다. 이 와이어 로프를 캡스톤 드럼에 여러 번 감은 상태에서 로프 반대쪽 끝을 인력으로 당겨서 마찰력을 유발시키고, 구동중인 드럼이 정지할 때까지 로프에 장력을 증가시키면서 유압계통의 압력과 로프 장력과의 관계를 구한다.

그림 3-2-8은 장력계 출력 전압, 압력계 지시치, 드럼 회전속도를 계측하는 장면을 나타낸다.

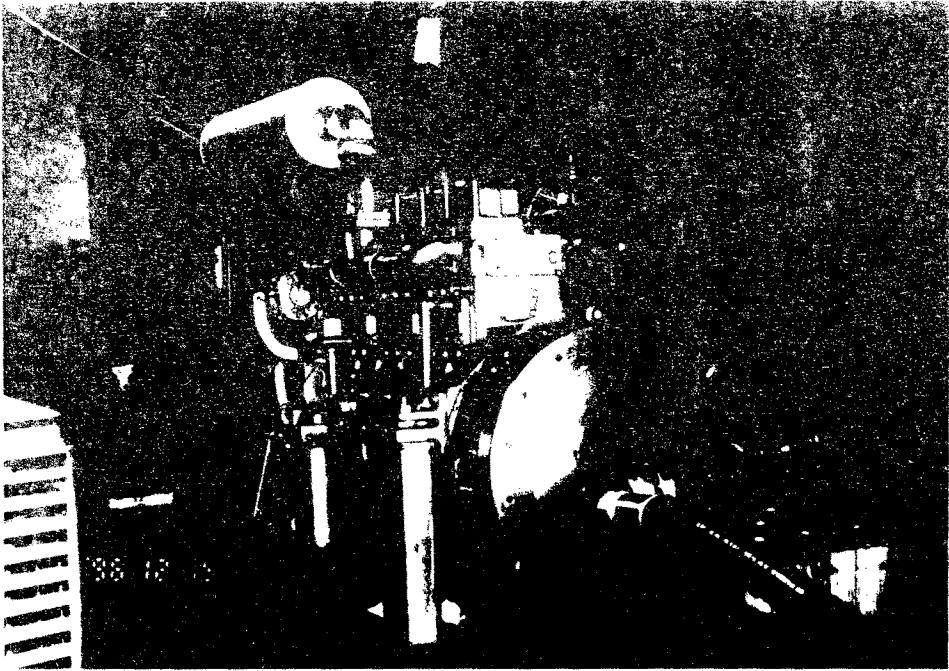


그림 3-2-3 유압 펌프 및 디젤기관

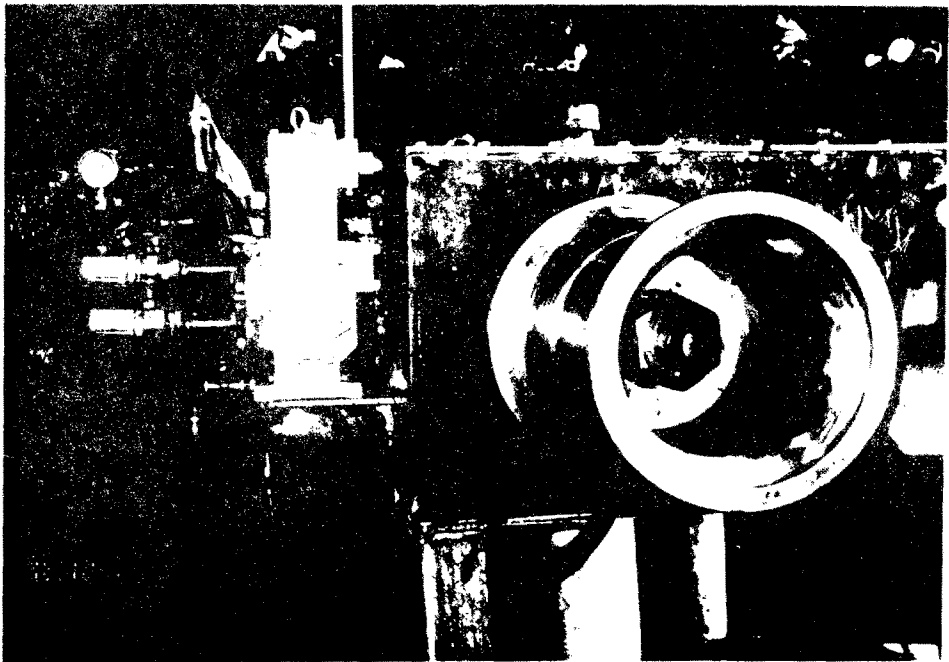


그림 3-2-4 원치 드럼, 감속기 및 박용 밸브

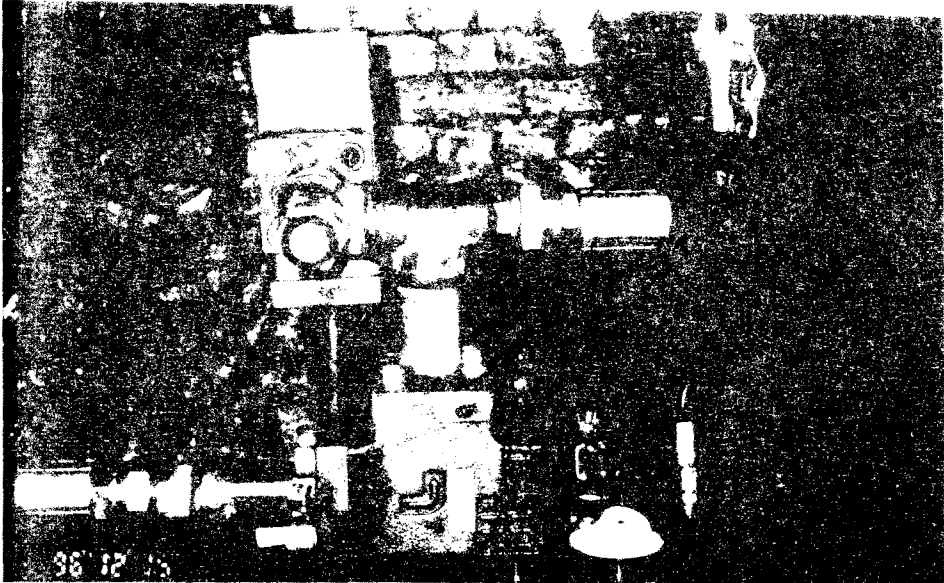


그림 3-2-5 릴리프 밸브 및 체크 밸브

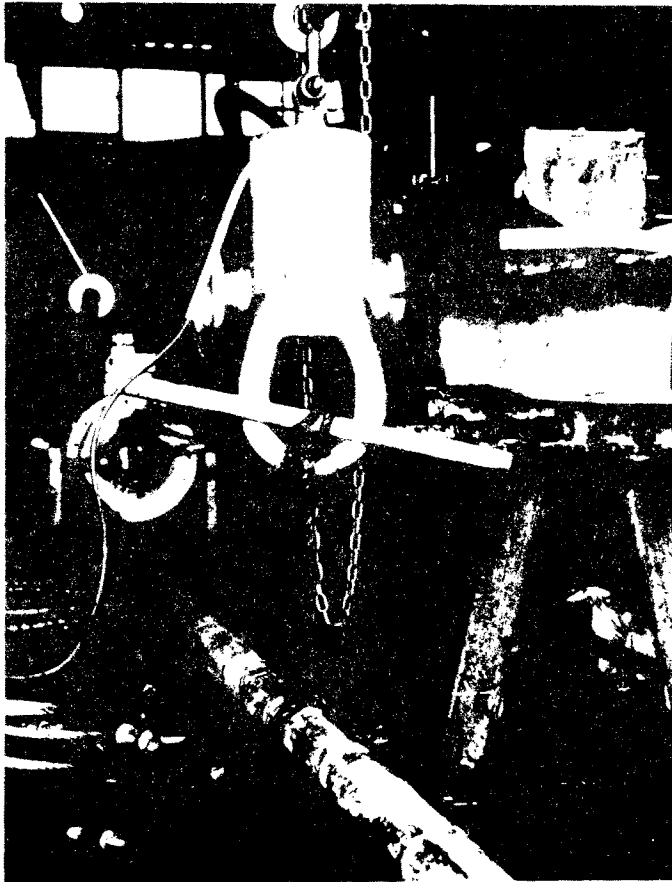


그림 3-2-6 장력계의 검증(calibration)

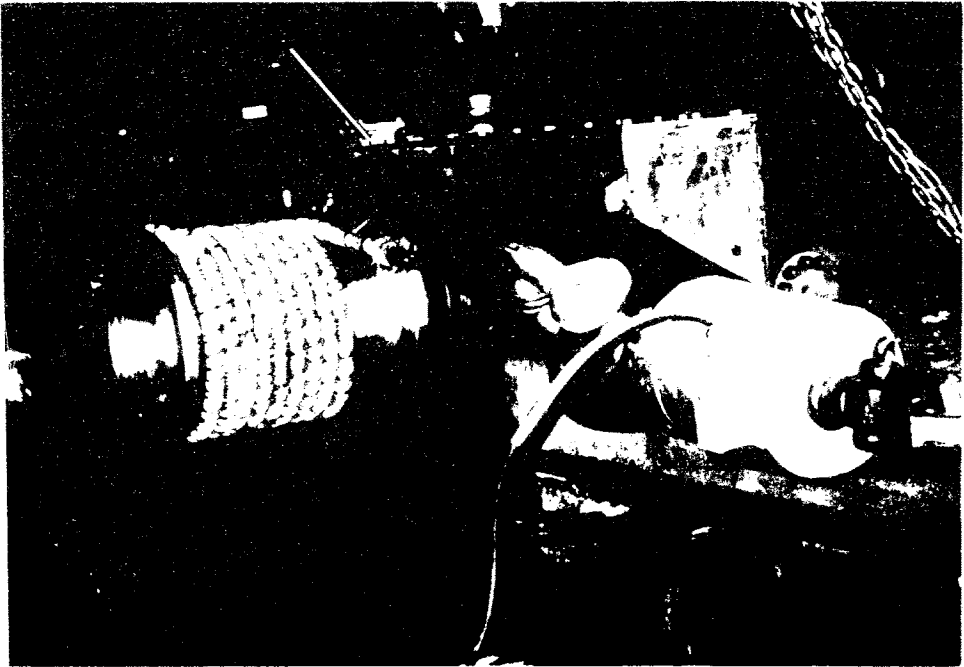


그림 3-2-7 성능 실험 장면 (1)



그림 3-2-8 성능 실험 장면 (2)

3. 실험 결과

① 유압 펌프의 로드 센싱 제어 기능

먼저, 유압 시스템의 박용 밸브를 중립상태에 두고, 릴리프 밸브의 설정 압력을 유압 펌프 출력압력 설정치보다 적정치 이상으로 높게 설정해 두고서 실험을 시작하였다.

위의 실험 방법에서 설명한 바와 같이 사이드 드럼에 로프를 여러 번 감은 상태로 로프를 당겨 드럼을 완전히 정지시킨 상태에서, 펌프 회전 상태를 검사한 결과, 압력은 미리 설정한 펌프 출력압력에 도달된 상태로 유지되었으며, 부하경감으로 펌프 회전 속도가 근소하게 증가하고, 펌프 소음이 감소하는 로드 센싱(load sensing) 제어 효과를 확인하였다.

이러한 효과는 그림 3-2-1에 나타낸 A10V 펌프 DFR 레귤레이터의 로드 센싱 제어 기능에 의한 것으로, 이러한 제어 기능을 활용함으로써 유압 펌프는 임의의 액츄에이터가 필요로 하는 압력, 필요로 하는 유량 만큼만을 생산해 낼 수 있다. 따라서, 릴리프 밸브를 통하여 바이패스되는 유량을 완전히 영(zero)으로 만들 수가 있어, 에너지 손실이 매우 작은 유압 시스템의 실현이 가능하다.

② 로프 장력 계측 결과

위의 실험 방법에서 설명한 대로 사이드 드럼에 로프를 여러 번 감은 상태로 로프를 당겨 로프에 장력을 발생시키면서 유압장치 압력과 로프 장력을 계측한 결과를 그림 3-2-9에 나타내었다.

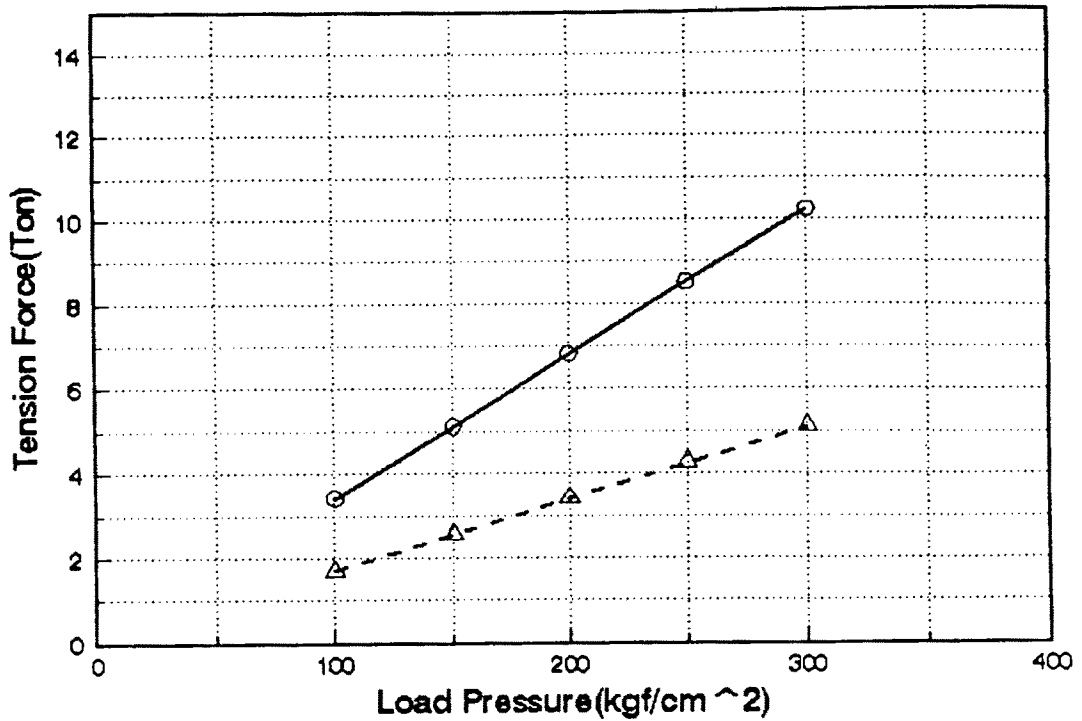


그림 3-2-9 유압 모터 부하압력 - 로프 장력의 관계

[실선 : 1속(저속)시의 이론치, 파선 : 2속(고속)시의 이론치

○,△ : 실험치]

본 실험에서 사용한 유압 모터의 출력 토크는 다음 식으로부터 구해진다.

$$T_m = \frac{q_{mth} \cdot \eta_m \Delta P_m}{200\pi}$$

여기서, T_m [kgf·m]은 유압 모터 출력 토크이며, 유압 모터의 행정 용 적은 $q_{mth} = 1507$ [cc/rev] (1속) 및 753 [cc/rev](2속), 유압 모터에 작용 하는 압력 ΔP [kgf/cm²], 유압 모터의 기계 효율 $\eta_m = 0.9$ 로 선정하 였다.

또한, 감속기의 감속비 $\varepsilon (= \frac{1}{3})$ 및 감속기의 동력 전달 효율 $\eta_r = 0.9$ 를 고려하고, 원치 드럼의 평균 직경 $D_d = 0.342$ [m]를 고려하

여 로프 인장력 F [kgf]를 구하면 아래와 같다.

$$F = T_m \times \frac{1}{\varepsilon} \times \frac{1}{D_d/2} \times \eta_r$$

$$= \frac{q_{mth} \cdot \eta_m \Delta P}{200 \cdot \pi} \times \frac{1}{1/3} \times \frac{1}{0.342/2} \times 0.9$$

그림에서 ○표시는 유압 모터 행정용적이 1507 cm³ 일 때의 실험치, △표시는 행정용적이 753 cm³ 일 때의 실험치이며, 실선 및 파선은 각각의 경우에 대한 이론 계산치를 나타낸 것이다.

그림 3-2-9의 실험 결과로부터 1속 및 2속 운전시의 인장력이 설계 사양 대로 정확하게 실현됨을 본 실험을 통하여 확인하였다.

4. 본 실험의 결론 및 활용 방안

가. 실험의 결론

이상의 액츄에이터 병렬 접속형 회로에 대한 실험(육상 실험) 결과를 요약하면 아래와 같다.

㉠ 제안한 병렬형 유압 회로를 사용함으로써 유압 펌프가 갖는 로드 센싱 제어기능에 의하여 유압 시스템에서 에너지 손실이 매우 작은 안강망 어로시스템의 실현이 가능함을 확인하였다.

㉡ 대상 유압 시스템의 부하 압력~인장력 시험 결과로부터, 본 연구에서 설계된 사이드 드럼에서 설계치(인장력 : 유압 모터 부하압력 230 kgf/cm² 에서 7.5 ton)의 인장력이 충분히 얻어짐을 확인하였다.

나. 결과의 활용 방안

본 연구에서 제안한 소유압식 안강망 어로 시스템/액츄에이터 병렬 접속형 회로에 대한 성능 실험은, 실제 선박에서 사용될 모든 어로 장비들을 포함시킨 실험 장치에서 실험을 수행하지는 않았지만, 본 유압 시스템의 성능 검증을 위한 핵심부인 펌프의 로드 센싱 제어 성능의 확인, 어로 장비 가운데서 동력 용량이 가장 큰 사이드 드럼 성능의 확인이 성공적으로 수행된 점으로부터, 실험의 성과는 충분히 달성되었다고 판단된다.

따라서, 본 실험에서 그 성능이 확인된 액츄에이터 병렬 접속형 유압식 안강망 어로 시스템은 선내의 각종 어로 장비들을 모두 유압 동력화 하는 경우의 신조선 또는 기존 선박의 동력화·자동화 방안으로서 널리 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

제3절 쏘유압식/액츄에이터 직렬 접속형 회로의 성능 실험(實船 실험)

1. 실험의 범위

본 절에서는 앞의 제2장에서 제안한 액츄에이터 직렬 접속형 회로의 성능을 실선 실험을 통하여 확인하는 과정 및 결과에 대하여 설명한다. 이러한 실험은 본 연구자들이 제안한 바와 같이 각종 어로 장비들을 모두 설치한 가운데서 수행하는 것이 가장 바람직하겠으나, 실선 실험에 응한 선박들이 부분적으로 동력화된 어로 장비들을 갖춘 선박들이었으며, 계속적으로 조업을 수행하고 있는 선박들이어서, 부득이 핵심 어로 장비인 사이드 드럼을 중심으로 한 유압 동력화 시스템을 구축하고 실험을 수행하였다.

2. 사이드 드럼 구동장치 개선의 필요성

여기서, 사이드 드럼을 유압 동력화할 필요성에 대하여 밝혀두고자 한다. 기존의 안강망 어선은 그 100%가 주기관 연동식의 사이드 드럼을 장비하고 있으며, 이것에 의하여 안강망 어구용 닻의 인양, 선수부 및 선미부 캡스텐에서의 양승 작업이 이루어져 왔기 때문에 안강망 어선에서의 핵심 어로 장비였다. 앞의 제2장에서도 설명한 바와 같이, 기존의 사이드 드럼은 「주기관 → PTO기어 → V벨트 → 감속기 → 사이드 드럼 구동축」을 경유하여 동력이 전달되며, 이 시스템이 갖는 문제점을 열거하면 아래와 같다.

- ① 사이드 드럼에 충격적인 부하가 가해질 경우, 이 부하가 V벨트, PTO

기어, 엔진에 직접적으로 전달되므로 이러한 동력 전달 계통에서 장치의 파손, 수명 단축이 심하고, 심지어는 엔진의 크랭크축과 베어링에 무리를 주기도 한다.

㉠ 기관실 및 브리지 하부의 선내 공간에 대형 벨트가 설치되어 있기 때문에 공간 활용 효율이 낮다. 안강망 어선은 100톤 미만의 소형 선박이어서 선내 공간이 매우 협소한 편이며, 만약 동력 전달용 벨트를 없앨 수 있다면 기관실 내에 냉동 설비 등을 갖추거나, 선원 편의 공간을 조금이라도 확보하는 데에 매우 유리하다.

㉡ 사이드 드럼으로의 동력의 전달/차단이 PTO 기어의 동작에 의하여 이루어지므로 작업 도중 위급시의 동력 차단이 어렵고, 속도 제어가 곤란하다.

따라서, 유압 동력화에 의하여 사이드 드럼 구동 장치가 개선이 된다면 선박 내 작업 환경 개선에 큰 도움이 될 것으로 기대된다.

3. 제1차 實船 성능 실험

액츄에이터 직렬 접속형 유압회로를 갖는 안강망 어로시스템의 제1차 실선 실험에서는 위에서 지적한 바와 같이, 사이드 드럼을 중심으로 한 유압 동력화 시스템의 구축 및 성능 실험이 수행되었다.

제1차 실선 실험에서는 사이드 드럼의 구동 동력으로는 주기관으로 구동되는 유압 펌프로부터의 유체 동력을 사용하되, 종래의 사이드 드럼에서 사용되던 감속기(worm 기어)를 활용함으로써 구조 변경의 최소화를 꾀하는 방식을 사용하였으며, 성능 실험의 주요 체크 포인트는 제2장에서 산정한 사이드 드럼의 부하용량(최대 인장력 : 7.5 ton)이 실선에서 사이드 드럼의 구동에 무리가 없는 값인지를 실제로 확인하는 데에 있다.

가. 실험 장치 및 실험 방법

실선 실험에 사용된 선박의 명칭, 주요 사양은 아래와 같다.

· 대상 선박 : 전북 군산시 안강망 수협 소속 제7금성호

(JN35-9564010) [선주 : 김왕순]

· 선박 사양 : 총톤수 97 ton, 주기관 출력 560 PS

발전기 출력 190kVA

기존의 벨트를 사용한 동력 전달에 의하는 사이드 드럼을 유압 동력화하는 방안은, 앞의 제 2장에서 제안한 액츄에이터 직렬 접속형 유압 회로[그림 2-2-6]에 의하되, 대상 선박의 선수부 및 선미부 캡스틴이 전동기 방식의 것이 이미 설치되어 있었으며, 사이드 롤러식 양망기(본 연구의 공동 연구자인 풍원기계 양주원씨가 설계, 제작한 제품)도 이미 시설되어 있었던 관계로 유압 동력에 의하여 구동하는 추가 어로 장비는 사이드 드럼에 한정시켰다.

주기관으로 구동되는 유압 펌프(Danison 社 vane pump, 200cc/rev, 정용량형)을 새로 설치하였으며, 여기서 얻어지는 유압 동력으로 센터 바이패스형 박용 밸브가 부착된 Sumitomo 社의 피스톤식 유압 모터(ME 1300)를 구동시켜 동력을 얻는다. 유압 모터 출력단에는 1단 증속기(증속비 : 6/1)를 설치하여 증속시킨 후에 다시 감속(기존의 감속기를 이용하며, 감속비 : 1/17)시켜 사이드 드럼을 구동시키게 된다. 이 방식의 장점은 기존 사이드 드럼의 감속기 및 사이드 드럼 구동축을 그대로 사용할 수가 있기 때문에 사이드 드럼 동력 계통 개조 공사가 최소화된다는 점이다.

그림 3-3-1은 실선에 장착한 유압 펌프, 그림 3-3-2는 사이드 드럼 구동축과 감속기(웜기어식) 부분을 나타낸다. 그림 3-3-2에 나타낸 바와 같이 감속기는 기존 선박의 것을 그대로 사용하고 있으며, 감속기 입력축에는 종전의 V벨트 구동 풀리 대신에 증속기가 설치되어 있음을 알 수 있다.

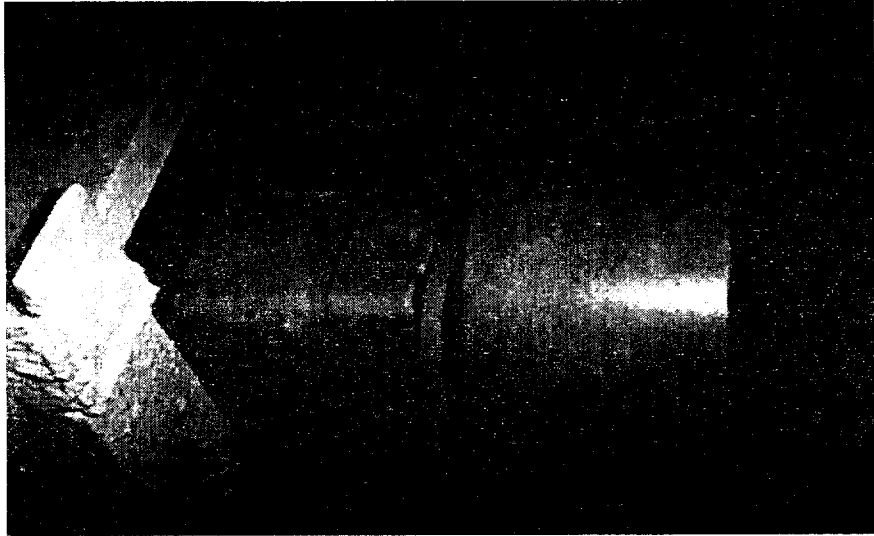


그림 3-3-1 주기판 구동 유압 펌프

[Danison 社 vane type, 200cc/rev]

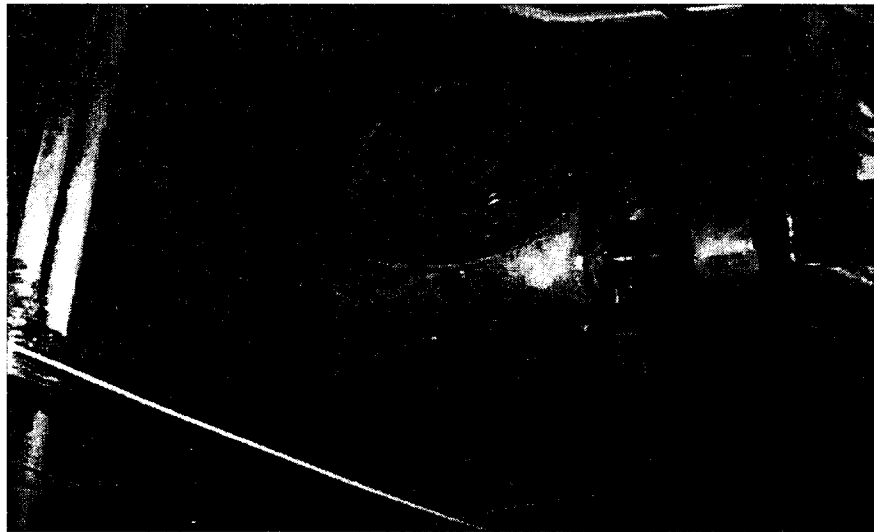


그림 3-3-2 사이드 드럼 구동축과 감속기(웜 기어식)

그림 3-3-3은 유압 모터 및 증속기가 설치된 형태를 나타낸다. 이와 같은 방식을 채택할 경우, 기존 선박의 사이드 드럼 구동축 및 감속기를 구조 변경함이 없이, V벨트 풀리가 부착되어 있던 감속기 입력축에 새로이 유압 모터 및 증속기를 설치하는 것만으로 유압 동력화가 가능함을 알 수 있다.



그림 3-3-3 사이드 드럼 구동용 유압 모터 및 증속기

그림 3-3-4 및 3-3-5는 사이드 롤러식 양망기로서, 본 연구의 공동 연구자인 풍원기계 社 양주원씨가 설계, 제작, 시공한 장치를 나타낸다. 그림 3-3-4는 상부 롤러를 갑판상으로 이동시켰을 때의 상태, 그림 3-3-5는 상부 롤러를 하부 롤러에 압착시켰을 때의 상태를 나타내며, 상부 롤러의 이동 및 압착은 상부 롤러 지지용 프레임에 부착된 2종류, 3개의 유압 실린더에 의하여 이루어진다. 또한, 하부 롤러의 구동에는 하부 롤러 한쪽 측면에 부착된 체인 스프로킷과 이를 구동하는 유압모터(Sumitomo 社 ME 100)에 의하여 작동된다.

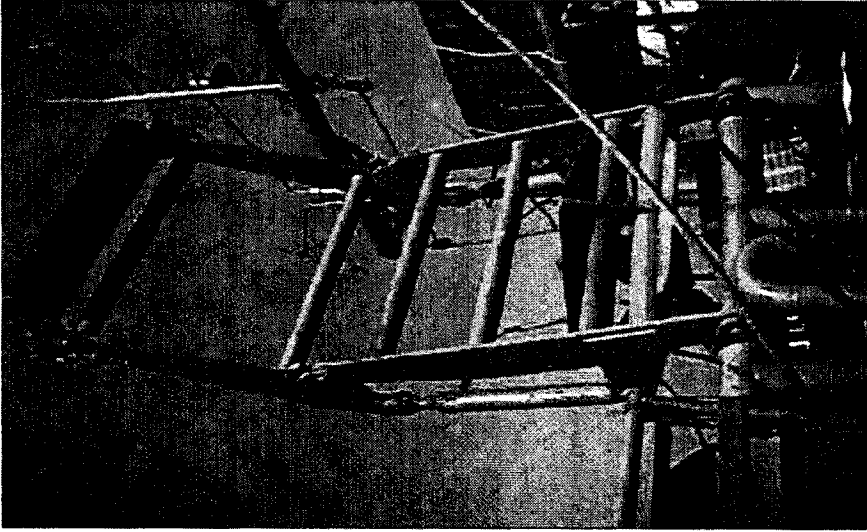


그림 3-3-4 사이드 롤러식 양망기
(상부 롤러가 감판상으로 이동된 상태)

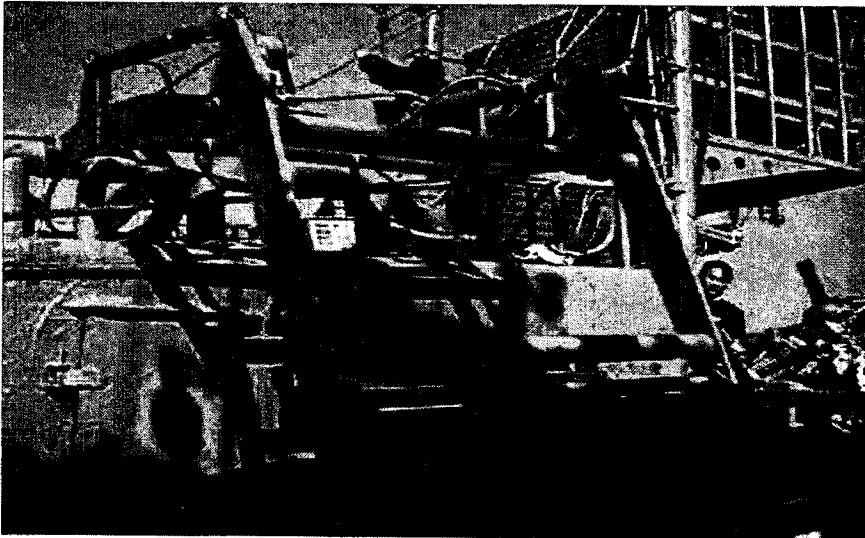


그림 3-3-5 사이드 롤러식 양망기
(상부 롤러를 하부 롤러에 압착시킨 상태)

나. 실험 결과

① 사이드 드럼의 속도

유압 모터 소요 구동 속도 N_m 은 다음 식으로 표시된다.

$$N_m = \frac{N_d}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_r} = \frac{60}{3 \times 1/17} = 170 \text{ rpm}$$

여기서 N_d : 드럼의 회전 속도, ε_m : 증속기의 증속비, ε_r : 감속기의 감속비를 나타낸다.

따라서 유압 모터 소요 유량 Q_m 은

$$Q_m = \frac{q_{th} \cdot N_m}{1000 \eta_v} = \frac{1300 \times 170}{1000 \times 0.9} = 245 \text{ l/min}$$

이러한 유량을 공급하여할 때, 펌프 회전 속도는 아래와 같다.

$$N_p = \frac{1000 \cdot Q_p}{q_{th} \cdot \eta_v} = \frac{1000 \times 245}{200 \times 0.9} = 1361 \text{ rpm}$$

즉, 펌프 회전수 1361 rpm일 때 사이드 드럼의 회전 속도 60 rpm이 얻어지며, 실선 실험에서도 거의 동일한 결과가 얻어졌다.

② 사이드 드럼의 인장력

유압 모터 소요 토크 T_m 은 다음과 같이 구해진다.

$$T_m = T_d \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_m \cdot \frac{1}{\eta_{mr}} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{mm}}$$

여기서 ε_{mr} : 감속기의 기계 효율, ε_{mm} : 증속기의 기계 효율

$$T_m = 7500 \text{ kgf} \times 0.171 \text{ m} \times \frac{1}{17} \times 6 \times \frac{1}{\eta_{mr}} \times \frac{1}{\eta_{mm}}$$

η_{mr} , η_{mm} 의 값을 정확하게 예측하기가 곤란하기 때문에 $\eta_{mr} = 0.8$, $\eta_{mm} = 0.9$ 로 가정하면,

$T_m = 628.7 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 로 계산된다.

이 때의 유압 모터 소요 압력 ΔP_m 을 구해보면

$$\Delta P_m = \frac{200\pi \cdot T_m}{q_{mth} \cdot \eta_m} = \frac{200\pi \times 628.7}{1300 \times 0.9} = 337.4 \text{ kgf/cm}^2$$

이러한 압력값은 본 실험에서 사용하는 펌프로서는 발생시키기가 곤란할 정도로 높은 값이며, 따라서 현재의 실선 실험 장치에서 7.5 ton의 인장력을 얻기가 곤란할 것으로 예측된다. 그런데, 사이드 드럼에 과도한 부하가 작용할 때에는 유압 시스템의 압력은 시스템 최고 설정 압력(이 경우는 박용 밸브 내의 릴리프 밸브 설정 압력)에 도달되면서 사이드 드럼의 회전 속도가 낮을 때의 감속기, 증속기의 기계 효율이 정상 상태일 때에 비하여 다소 개선될 수가 있는 점을 고려하면, 이 사이드 드럼에서 유압 펌프 공급 압력 250 kgf/cm^2 일 때 사이드 드럼에서 약 6 ton의 인장력을 얻을 수 있을 것으로 예상된다.

실선 실험에서 사이드 드럼의 인장력을 직접 장력계로 계측하지는 않았으며, 선박 종사자들이 사이드 드럼에 로프를 9회만큼 감아서 인력으로 부하를 주었을 때 사이드 드럼이 간신히 정지할 정도의 인장력을 발휘함을 확인하였다. 이러한 정도의 인장력이라면, 앞의 육상 실험 결과에 견주어 보았을 때 6 ton 이상의 인장력이 발생하는 것으로 생각할 수 있으며, 안강망 어선에서의 사이드 드럼 구동력으로 무리가 없는 것으로 판단하였다.

③ 사이드 드럼 구동 장치의 내구성

본 실선 실험 장치는 '97년 3월에 실선에 장착하여 '97년 12월말 현재까지 9개월 이상 해상의 조업에서 계속적으로 사용중이며, 그 사이에 장비의 내구성에 무리가 발생하거나 출력 부족, 기타의 운전 성능상 하자가 전혀

없이 사용중이며, 선박 종사자들로부터 호평을 받고 있다.

4. 제2차 實船 성능 실험

액츄에이터 직렬 접속형 유압회로를 갖는 안강망 어로시스템의 제2차 실선 실험에서는 앞의 2에서 지적한 바와 같이, 사이드 드럼을 중심으로 한 유압 동력화 시스템의 구축 및 성능 실험이 수행되었다.

제2차 실선 실험에서는 사이드 드럼의 구동 동력으로는 주기관으로 구동되는 유압 펌프로부터의 유체 동력을 사용하되, 종래의 사이드 드럼에서 사용되던 감속기(worm 기어)를 제거하고, 감속비 1/3.5의 평기어 감속기를 사이드 드럼축에 설치한 방식을 사용하였으며, 성능 실험의 주요 체크 포인트는 제2장에서 산정한 사이드 드럼의 부하용량(최대 인장력 : 7.5 ton)이 실선에서 사이드 드럼의 구동에 무리가 없는 값인지를 실제로 확인하는 데에 있다.

가. 실험 장치 및 실험 방법

제2차 실선 실험에 사용된 선박의 명칭, 주요 사양은 아래와 같다.

- 대상 선박 : 전북 군산시 안강망 수협 소속 제902 기린호

(선주 : 정원이 씨)

- 선박 사양 : 총톤수 97 ton, 주기관 출력 300 PS

발전기 출력 190 kVA

기존 안강망 어선에서의 사이드 드럼을 유압 동력화하는 방안은, 앞의 제2장에서 제안한 액츄에이터 직렬 접속형 유압회로[그림 2-2-6]에 의하되, 이 경우도 대상 선박의 선수·선미부 캡스턴으로 전동기식 캡스턴이 이미 설치되어 있었으며, 사이드 롤러식 양망기(본 연구의 공동 연구자인 풍원기

계 社 양주원 씨가 설계, 제작한 제품)도 이미 시설되어 있었던 관계로 유압 동력에 의하여 구동되는 추가 어로장비는 사이드 드럼에 한정시켰다.

주기관으로 구동되는 유압 펌프(Uchida 社 piston pump, A10V100, 100 cc/rev) 2대를 병렬로 설치하였으며, 여기서 얻어지는 유압 동력으로 센터 바이패스형 박용 밸브가 부착된 Sumitomo 社의 유압 모터(ME 1300)을 구동시키게 된다. 제2차 실선 실험에서는 종래의 사이드 드럼에서 사용되던 감속기(worm 기어식)를 제거하고, 감속비 1/3.5인 평기어 감속기를 사이드 드럼 축상에 설치하여 사이드 드럼을 구동시키게 된다. 이 방식의 장점은 사이드 드럼 동력 전달 계통에 웜 기어와 같이 동력 전달 효율이 비교적 낮은 감속 기어를 사용하지 않으므로 에너지 효율을 증대시킬 수 있으며, 감속기의 수명이 그만큼 증가되기 때문에 사이드 드럼 계통에 고장 발생의 우려가 낮아져서, 더욱 안정된 어로 장비로 될 수 있다는 점이다.

그림 3-3-6은 주기관과 유압 펌프 사이의 동력을 전달/차단시키는 PTO 기어, 그림 3-3-7은 실선에 설치된 유압 펌프를 나타낸다. 실험에 사용된 펌프는 피스톤식 가변용량형 펌프로서, DR 레귤레이터가 장착되어 있으므로 최초 압력이 레귤레이터 설정 압력에 도달하면 사판의 제어 기능에 의하여 릴리프 밸브 바이패스 유량이 0으로 되는 에너지 절약 기능이 있다. 따라서, 이 시스템에서는 박용 밸브의 개도를 바꾸어서 유량을 조절하여 사이드 드럼의 속도 제어를 수행할 때에도 에너지 손실이 작은 이점이 있다.

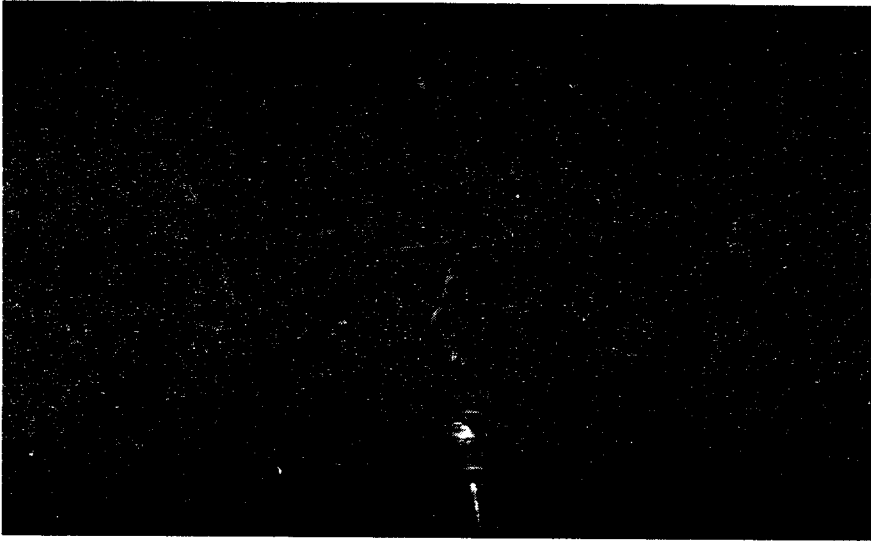


그림 3-3-6 PTO 기어

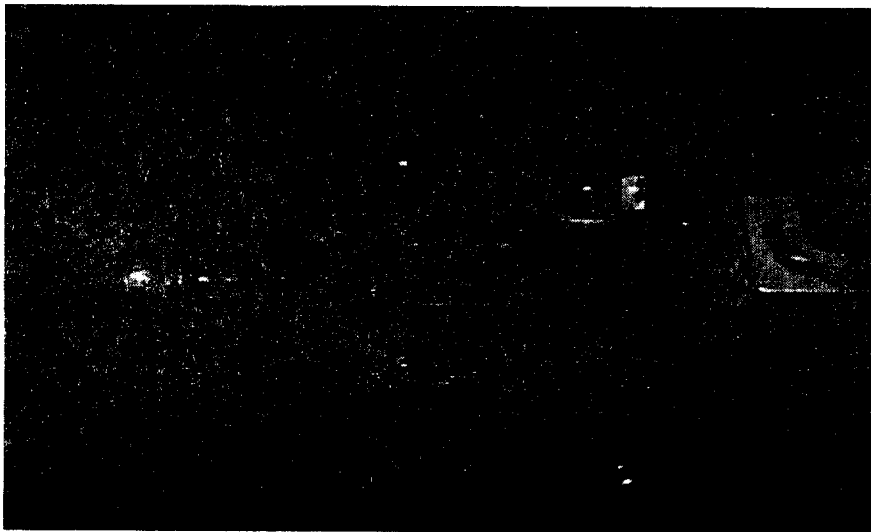


그림 3-3-7 주기관 구동 유압 펌프

[Uchida 社 A10V100, 100 cc/rev × 2]

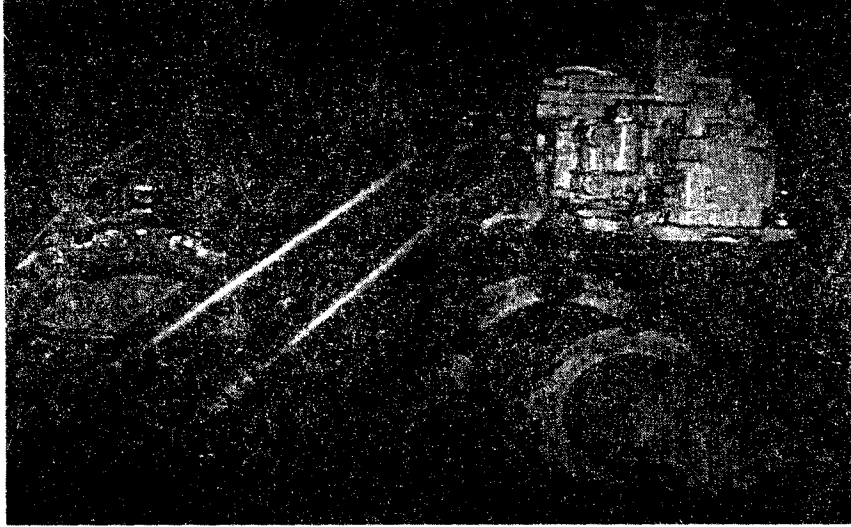


그림 3-3-8 유압 모터·감속기 및 박용 밸브

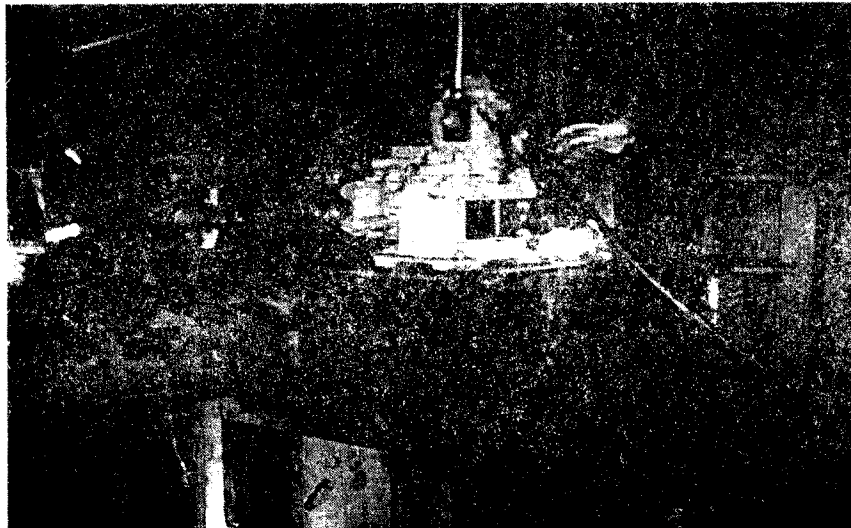


그림 3-3-9 감속기에 사이드 드럼축이 장착된 상태

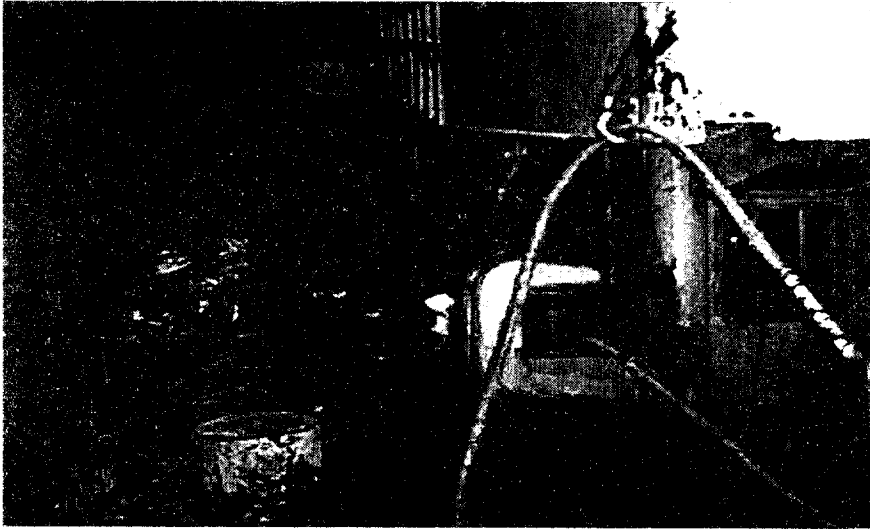


그림 3-3-10 사이드 드럼 실선 부하 특성 실험 광경(1)



그림 3-3-11 사이드 드럼 실선 부하 특성 실험 광경(2)

그림 3-3-8은 유압 모터, 감속기 및 박용 밸브가 장착된 상태, 그림 3-3-9는 감속기에 사이드 드럼축이 장착된 상태를 나타낸다. 유압 모터는 Sumitomo 社 ME 1300, 박용 밸브는 센터 바이패스형의 밸브, 감속기로는 감속비 1/3.5의 평치차 감속기를 사용하였으며, 박용 밸브 레버의 조작은 별도의 연결 레버에 의하여 갑판상에서도 원격으로 조작이 가능하게 하였다.

나. 실험 결과

그림 3-3-10 및 3-3-11은 사이드 드럼의 부하 특성 실험 광경을 나타낸다. 그림에서 사이드 드럼 상부로부터 유출되는 해수는 드럼 ~ 로프 사이의 마찰열 냉각을 위하여 사용된다.

① 사이드 드럼의 속도

유압 모터 소요 구동 속도 N_m 은 다음 식으로 표시된다.

$$N_m = \frac{N_d}{\varepsilon_r} = \frac{60}{1/3.5} = 210 \text{ rpm}$$

여기서 N_d : 드럼의 회전 속도, ε_r : 감속기의 감속비를 나타낸다.

따라서 유압 모터 소요 유량 Q_m 은

$$Q_m = \frac{q_{th} \cdot N_m}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{1300 \times 210}{1000 \times 0.9} = 303 \text{ l/min}$$

이러한 유량을 공급하려 할 때, 펌프 회전 속도는 아래와 같다.

$$N_p = \frac{1000 \cdot Q_p}{q_{th} \cdot \eta_v} = \frac{1000 \times 303}{200 \times 0.9} = 1685 \text{ rpm}$$

즉, 펌프 회전 속도 1685 rpm일 때 사이드 드럼의 회전 속도 60 rpm이 얻어진다. 또한, 사이드 드럼 회전 속도 50 rpm에서는 펌프 회전 속도가 1404 rpm으로 된다. 본 실험에 사용된 주기관은 1500 rpm 이상으로 운전

하게 되면 과도한 진동이 발생하는 등의 문제가 유발될 수가 있다. 따라서 이 시스템에서는 사이드 드럼 최고 회전 속도는 53 rpm 정도이며, 실선 실험에서도 거의 동일한 결과가 얻어졌다. 이 정도의 속도는 사이드 드럼 구동 속도로서 문제가 없는 속도임을 실선 종사자들의 시운전 소감으로부터 확인할 수 있었다.

② 사이드 드럼의 인장력

유압 모터 소요 토크 T_m 은 다음과 같이 구해진다.

$$T_m = T_d \cdot \varepsilon_r \cdot \frac{1}{\eta_{mr}}$$

$$\text{여기서, } T_m = 7500\text{kgf} \times 0.171\text{m} \times \frac{1}{3.5} \times \frac{1}{0.9} = 407.1 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

로 계산된다. 이 때의 유압 모터 소요 압력 ΔP_m 을 구해보면

$$\Delta P_m = \frac{200\pi \cdot T_m}{q_{mth} \cdot \eta_m} = \frac{200\pi \times 407.1}{1300 \times 0.9} = 218.6$$

따라서, 관로 내 압력 손실을 5 bar 정도로 고려할 때 유압 펌프에서 224 kgf/cm^2 정도의 압력을 갖는 압력유를 공급하게 되면 사이드 드럼으로부터는 7.5 ton의 인장력을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 또한, 이 실험에서 사용한 펌프는 피스톤식 펌프(A10V 100)이므로 최고 압력 300 kgf/cm^2 이 얻어지는 펌프이기 때문에, 경우에 따라서 더욱 큰 인장력이 필요한 경우에는 펌프 공급 압력을 300 kgf/cm^2 까지 상승시켰을 때 최고 10 ton의 인장력을 얻을 수도 있다.

실선 실험에서 사이드 드럼의 인장력을 직접 장력계로 측정하지는 않았으며, 선박 종사자들이 사이드 드럼에 로프를 9회만큼 감아서 인력으로 부하를 가했을 때, 펌프 공급 압력 220 kgf/cm^2 에서 사이드 드럼을 정지시

키기 곤란할 정도의 인장력이 발생함을 확인하였다. 이러한 정도의 인장력이 얻어지는 것으로부터, 본 실험 과정에서 설계, 제작된 유압 동력식 사이드 드럼이 안강망 어선에서 사용하기에 전혀 무리가 없음을 알 수 있다.

③ 사이드 드럼 구동 장치의 내구성

본 실선 실험 장치는 '97년 11월에 실선에 장착하여 '97년 12월 말까지 해상의 조업에서 계속적으로 사용중이며, 그 사이에 장비의 내구성에 무리가 있거나 출력 부족, 기타 운전 성능상의 하자가 전혀 없이 사용중이며, 선박 종사자들로부터 호평을 받고 있다.

다. 본 실험의 결론 및 활용 방안

(1) 실험의 결론

이상의 액츄에이터 직렬 접속형 회로에 대한 실험(實船 실험) 결과를 요약하면 아래와 같다.

㉠ 제안한 직렬 접속형 유압 회로를 사용함으로써 비교적 가격이 저렴한 정용량형 유압 펌프를 사용하면서도 에너지 효율이 우수한 안강망 어로 시스템의 실현이 가능함을 확인하였다.

㉡ 기존 안강망에서의 V벨트 구동식 사이드 드럼을 유압식으로 개선함에 따라 주기관 동력 전달계의 수명 연장, 어로 작업 안전성 향상, 선박내 공간 이용률 향상 등의 효과가 발생함을 확인하였다.

㉢ 실험 대상 사이드 드럼의 부하 압력~인장력 시험 결과로부터, 본 연구에서 설계 제작된 사이드 드럼에서 안강망 어선에서 사용하기에 충분한 정도의 인장력이 얻어짐을 확인하였다.

(2) 결과의 활용 방안

본 연구에서 제안한 소유압식 안강망 어로 시스템/액츄에이터 직렬 접속형 회로에 대한 성능 실험은 실제 안강망 어선에서 2차에 걸쳐서 수행하였으며, 선박에서 사용될 모든 어로 장비들을 포함시킨 실험을 수행하지는 않았지만, 본 유압 시스템의 성능 검증을 위한 핵심부인 유압 펌프 계통 및 사이드 드럼의 성능 확인이 성공적으로 수행된 점으로부터, 실험의 성과는 충분히 달성되었다고 판단된다.

따라서, 본 실험에서 그 성능이 확인된 액츄에이터 직렬 접속형 유압식 안강망 어로 시스템은 선내의 각종 어로 장비들 가운데서 소요 유량의 조합이 최적으로 이루어지도록 대상 장비들을 조합시킴으로써 기존 선박의 동력화·자동화 방안으로 널리 활용될 수 있을 것으로 기대된다. 또한, 유압 동력화하는 어로 장비들이 비교적 동력 용량이 큰 몇 가지로 한정되는 경우는 이 방식을 채택함에 따라서 비교적 경제적인 가격으로 시스템을 꾸밀 수 있어, 신조선에서도 널리 활용될 수 있을 것으로 생각된다.

제4절 주기관 원격제어시스템의 성능실험(육상실험)

주기관 원격제어 시스템 중 제어 난이도가 높은 주기관 속도 제어 시스템

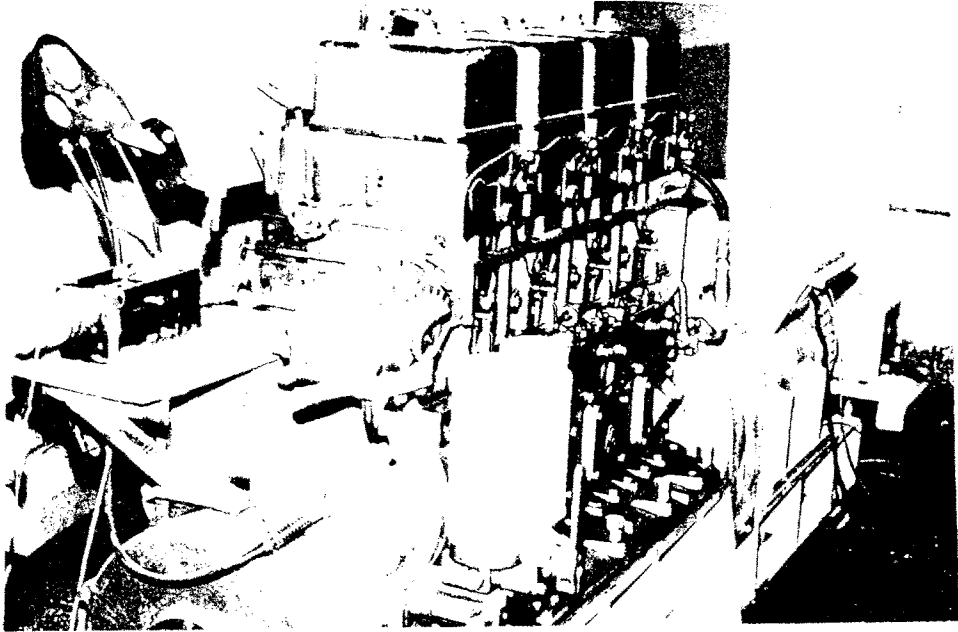


그림 3-4-1 실험장치

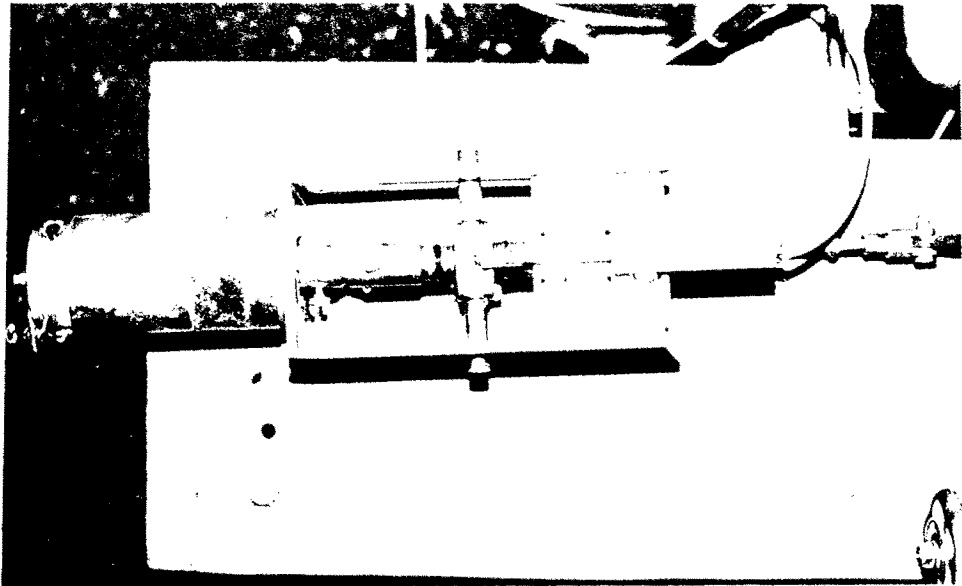


그림 3-4-2 DC motor

템의 성능실험을 위해 제2장 제6절 4항에서 설계된 연료분사펌프래크의 위치 제어시스템을 부경대학교 부속 기관공장에 있는 박용디젤기관에 부착하여 실험장치를 그림 3-4-1과 같이 구성하였다.

그림 3-4-2는 주기관의 속도지령에 따르는 DC 서보가 장착되어 있는 모습을 보이고 있다.

이러한 제어 시스템을 블록선도로 표시하면 그림 3-4-3과 같다.

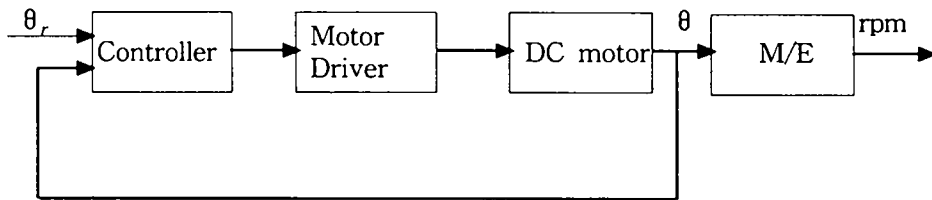


그림 3-4-2블록선도

그림에서 Controller는 80196을 이용하여 자작한 마이크로 컴퓨터가 이용되었고, Motor driver는 8085 및 power transistor를 이용하여 설계·제작(제2장 제6절)한 것이 이용되었다. 이와같이 구성된 제어 시스템에 대해 지령치 θ_r 를 계단상으로 변화 했을 때의 응답의 한 예는 그림 3-4-3과 같다.

그림 3-4-3은 속도 지령을 700rpm에서 800 rpm 으로 변화 시켰을 때의 시간 응답으로써, 이 응답으로 부터 구성된 제어계의 응답 성능이 바람직함을 확인 할 수 있었다.

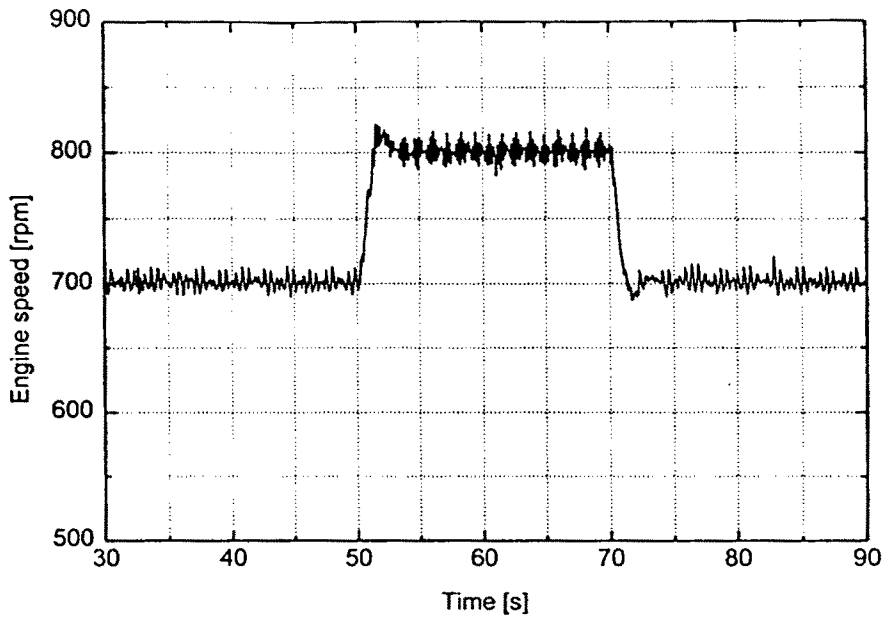


그림 3-4-3 시간응답

제 4 장 결 론

제 4 장 결 론

안강망 어로시스템의 어로장비의 설비현황, 사용실태 등을 지역별(부산, 군산, 목포, 여수 등) 현지 방문조사를 통하여 문제점을 도출하고, 그에 대한 대책을 연구·검토하였다. 각 어로장비들에 대한 전 시스템의 구축 및 각 요소들의 설계에 관한 사안을 제시하고 육상실험 및 실선시험을 거쳐 얻어낸 연구개발 결과는 다음과 같다.

1. 안강망 어로 시스템의 현황조사를 통한 문제점 도출

- ㉠ 동력전달 장치의 저효율
- ㉡ 어로장비 사용시의 안정성 문제
- ㉢ 동력취출 방식의 문제점
- ㉣ 사이드드럼의 최대부하용량에 관한 데이터 부재
- ㉤ 사용상 조작자의 편견에 의한 자동화 장비 미비
- ㉥ 안강망 어업의 영세성으로 인한 어로장비의 표준화 연구 부재

2. 새로운 안강망 어로 시스템의 제안

가. 사이드드럼의 최대부하용량 산정

기존 안강망 어선에서 사용되고 있던 PTO 동력전달용량 및 V-belt의 동력전달 능력 등으로부터, 사이드드럼의 와이어 로프에 걸리는 최대인장 하중을 산정한 후, 실선 실험을 통하여 확인하였음.

나. 전 어로장비의 유압 구동화(신조선 건조시)

동력취출 방식의 문제점과 동력전달 장치의 효율 제고를 위하여 주기관 축단으로부터 하나의 유압원에 의하여 주요 어로장비들이 구동되는 어로

시스템을 제안함.

다. 어로장비의 전동 및 유압 구동화(기존선박 개조시)

기존선박의 경우 저렴한 경비로 현 문제점을 부분적으로 개선하기 위하여,

- 사이드드럼, 선수 및 선미 캡스턴의 단일 유압 구동식
- 사이드드럼 유압 구동 + 선수 또는 선미 전동식
- 사이드드럼, 선수 및 선미 캡스턴의 전 전동식

을 제안함.

라. 어로장비 및 주기관의 원격제어 시스템 구축

전 어로장비 및 주기관의 제어를 선교에서 원격제어할 수 있는 시스템을 구축하고, 필요에 따라 선내 적절한 곳에서도 제어가 가능한 원격제어 시스템을 구축함.

마. 유압크레인 설계 제안

투양망 및 투양표시는 어로작업의 보조장치로, 어획물 등의 하역 시에는 하역장치로 이용함으로써, 어로장비의 생력화 및 인력절감에 기여하기 위한 유압 크레인을 설계, 제안함

3. 성능확인 실험

육상 실험을 통하여 제안하는 유압구동 시스템의 성능을 확인하였으며, 본 연구에서 제안하는 어로 시스템중의 주요 부분을 실선에 설치하여 조업을 통한 시험에 의해 성능확인함.

참 고 문 헌

참 고 문 헌

- 1) 柿元一·中村唯七(1933) : 改良鮫鰾網に關する研究, 全南水試報告, 23~31.
- 2) 李壬道(1985) : 動力船에 의한 鮫鰾網漁撈試驗, 中央水産試驗場告 Ⅱ, 125~145.
- 3) 金龍翰·金鎮乾·洪聖根(1971) : 鮫鰾網漁具改良研究(Ⅰ), 모형실험, 문교부 1970년도 학술연구 조성비에 의한 연구보고서 9, 수산해운계 1~12.
- 4) 嚴再鉉(1972) : 鮫鰾網漁具 改良研究-Ⅰ, 國立水産振興院 水振事業報告書 (13), 5~40.
- 5) 高冠瑞·金龍海(1979) : 鮫鰾網漁具의 模型實驗, 韓水誌, 12(4), 201~207.
- 6) 韓熙綉 등(1980) : 鮫鰾網漁具 改良研究-Ⅰ, 國立水産振興院 水振研究報告(23), 203~218.
- 7) 韓熙綉 등(1980) : 鮫鰾網漁具 改良研究-Ⅱ, 國立水産振興院 水振研究報告, 119~126.
- 8) 宋之浩 등(1980) : 鮫鰾網漁具漁法의 改良에 관한 研究 Ⅱ, 群山水專大研報 14(1), 11~28.
- 9) 宋之浩 등(1980) : 鮫鰾網漁具漁法의 改良에 관한 研究 Ⅲ, 群山水專大研報 14(3), 61~66.
- 10) 宋之浩 등(1981) : 鮫鰾網漁具漁法의 改良에 관한 研究 Ⅳ, 群山水專大研報 15(1), 11~28.
- 11) 金大安·高冠瑞(1985) : 띠展開帆布式 鮫鰾網漁具의 研究, 韓水誌 18(1), 1~7.
- 12) 李秉錡 등(1988) : 鮫鰾網漁業의 改良과 漁場의 遠海로의 擴大를 위한

- 연구- I, 漁業技術 24(2), 55~64.
- 13) 李秉錡 등(1989, a) : 鮫鰈網漁業의 改良과 漁場의 遠海로의 擴大를 위한 研究-II, 漁業技術 25(1), 6~11.
- 14) 李秉錡 등(1989, b) : 鮫鰈網漁業의 改良과 漁場의 遠海로의 擴大를 위한 研究-III, 漁業技術 25(2), 75~81.
- 15) 李秉錡 등(1989) : 沿近海漁業概論, 太和出版社, 187~207.
- 16) 金鎮乾(1990) : 鮫鰈網漁具의 展開性能 向上에 관한 研究, 濟州大學校 博士學位論文.
- 17) 小栗富士雄·小栗達男(1990) : 標準機械設計圖表便覽, 大光書林, 16-1~16a-21.
- 18) 朴勞組(1994) : 機械設計, 普成文化社, 186~231.
- 19) 鄭善模·韓東哲(1985) : 標準機械設計學, 東明社, 524~590.
- 20) 이일영(1996) : 선박보조기계, 세종출판사, 85~111.
- 21) 김용수(1992) : 기계의 유압, 기전연구사, 118~140.
- 22) 日本油空壓學會(1989) : 油空壓便覽, オーム社, 1989, 389~410.
- 23) 이일영(1987) : 어업의 자동화를 위한 유압기술(3), 한국어업기술학회 제23권 2호, 49~56.
- 24) 內田油壓(株)(1995) : UCD 종합카탈로그, 內田油壓(株), 40~69.
- 25) 大電(株)(1996) : Dytrol Valve 카탈로그, 大電(株), 17~27.
- 26) 住友(株)(1997) : SEHYCO 종합카탈로그, 住友(株), 1~15.
- 27) 제일유압(주)(1997) : JEIL 종합카탈로그, 제일유압(주), 20~30.
- 28) MCS-96 UTILITIES USER'S GUIDE, Intel Coporation, 1983.
- 29) MCS-96 MACRO ASSEMBLER USER'S GUIDE, Intel Coporation 1983.
- 30) 차영배(1997) : MICRO CONTROLLER 80196, 다다미디어사.

부 록 I

부록 I

Approved by
Prepared by
Pre. Date :

00-000

Section Properties

b Crane

* Section No. : Sec-B

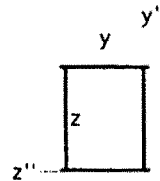
Unit : cm

Pt	Ly''	Lz''	Len.	t	y''	z''
1	0.0	46.0	46.0	1.0	0.5	23.0
2	0.0	46.0	46.0	1.0	55.7	23.0
3	54.2	0.0	54.2	0.8	28.1	2.6
4	54.2	0.0	54.2	0.8	28.1	43.4

Area = 178.76 (cm²)
 I_{y0} = 52334.67 (cm⁴)
 I_{z0} = 91419.26 (cm⁴)
 I_{yz0} = 0.00 (cm⁴)
 2 A cell = 4506.52 (cm²)
 I_x (cell) = 89242.77 (cm⁴)
 y'' to C.G. = 28.11 (cm)
 z'' to C.G. = 23.00 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

I_y = 52334.68 (cm⁴)
 I_z = 91419.27 (cm⁴)
 Rot. Angle = 0.00 (degree)



* Radius of Rotation for Principal Axis

r_y = 17.11 (cm)
 r_z = 22.61 (cm)

Pt	y''	z''	y_0	z_0	S_{y0}	S_{z0}	y	z	S_y	S_z
1	0.0	0.0	-28.1	-23.0	-2275.4	3251.8	-28.1	-23.0	-2275.4	-3251.8
2	0.0	46.0	-28.1	23.0	2275.4	3251.8	-28.1	23.0	2275.4	-3251.8
3	56.2	0.0	28.1	-23.0	-2275.4	-3251.8	28.1	-23.0	-2275.4	3251.8
4	56.2	46.0	28.1	23.0	2275.4	-3251.8	28.1	23.0	2275.4	3251.8
5	1.0	2.2	-27.1	-20.8	-2516.1	3371.7	-27.1	-20.8	-2516.1	-3371.7
6	55.2	2.2	27.1	-20.8	-2516.1	-3371.7	27.1	-20.8	-2516.1	3371.7
7	1.0	43.8	-27.1	20.8	2516.1	3371.7	-27.1	20.8	2516.1	-3371.7
8	55.2	43.8	27.1	20.8	2516.1	-3371.7	27.1	20.8	2516.1	3371.7

00-000	<h1>Section Properties</h1>	Approved by
b Crane		Prepared by
		Pre. Date :

* Section No. : Sec-C

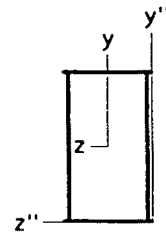
Unit : cm

PI	Ly"	Lz"	Len.	t	y"	z"
1	0.0	46.0	46.0	1.0	0.5	23.0
2	0.0	46.0	46.0	1.0	79.5	23.0
3	78.0	0.0	78.0	0.8	40.0	2.6
4	78.0	0.0	78.0	0.8	40.0	43.4

Area	=	216.80 (cm ²)
I _{yo}	=	68166.09 (cm ⁴)
I _{zo}	=	206824.27 (")
I _{yz}	=	0.00 (")
2 A cell	=	6446.40 (cm ²)
I _x (cell)	=	144794.67 (cm ⁴)
y" to C.G	=	40.00 (cm)
z" to C.G	=	23.00 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

I _y	=	68166.10 (cm ⁴)
I _z	=	206824.28 (cm ⁴)
Rot. Angle	=	0.00 (degree)



* Radius of Rotation for Principal Axis

r _y	=	17.73 (cm)
r _z	=	30.89 (cm)

Pt	y"	z"	yo	zo	S _{yo}	S _{zo}	y	z	S _y	S _z
1	0.0	0.0	-40.0	-23.0	-2963.7	5170.6	-40.0	-23.0	-2963.7	-5170.6
2	0.0	46.0	-40.0	23.0	2963.7	5170.6	-40.0	23.0	2963.7	-5170.6
3	80.0	0.0	40.0	-23.0	-2963.7	-5170.6	40.0	-23.0	-2963.7	5170.6
4	80.0	46.0	40.0	23.0	2963.7	-5170.6	40.0	23.0	2963.7	5170.6
5	1.0	2.2	-39.0	-20.8	-3277.2	5303.2	-39.0	-20.8	-3277.2	-5303.2
6	79.0	2.2	39.0	-20.8	-3277.2	-5303.2	39.0	-20.8	-3277.2	5303.2
7	1.0	43.8	-39.0	20.8	3277.2	5303.2	-39.0	20.8	3277.2	-5303.2
8	79.0	43.8	39.0	20.8	3277.2	-5303.2	39.0	20.8	3277.2	5303.2

00-000
b Crane

Section Properties

Approved by
Prepared by
Pre. Date :

* Section No. : Sec-D

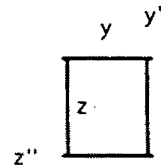
Unit : cm

Pt	Ly"	Lz"	Len.	t	y"	z"
1	0.0	46.0	46.0	1.0	0.5	23.0
2	0.0	46.0	46.0	1.0	52.0	23.0
3	50.5	0.0	50.5	0.8	26.3	2.6
4	50.5	0.0	50.5	0.8	26.3	43.4

Area = 172.80 (cm²)
 Iy = 49852.70 (cm⁴)
 Iz = 78181.10 (cm⁴)
 Iyz = 0.00 (cm⁴)
 2 A cell = 4202.40 (cm²)
 Ix (cell) = 80917.13 (cm⁴)
 y" to C.G = 26.25 (cm)
 z" to C.G = 23.00 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

Iy = 49852.70 (cm⁴)
 Iz = 78181.10 (cm⁴)
 Rot. Angle = 0.00 (degree)



* Radius of Rotation for Principal Axis

ry = 16.99 (cm)
 rz = 21.27 (cm)

Pt	y"	z"	yo	zo	Syo	Szo	y	z	Sy	Sz
1	0.0	0.0	-26.3	-23.0	-2167.5	2978.3	-26.3	-23.0	-2167.5	-2978.3
2	0.0	46.0	-26.3	23.0	2167.5	2978.3	-26.3	23.0	2167.5	-2978.3
3	52.5	0.0	26.2	-23.0	-2167.5	-2978.3	26.2	-23.0	-2167.5	2978.3
4	52.5	46.0	26.2	23.0	2167.5	-2978.3	26.2	23.0	2167.5	2978.3
5	1.0	2.2	-25.3	-20.8	-2396.8	3096.3	-25.3	-20.8	-2396.8	-3096.3
6	51.5	2.2	25.2	-20.8	-2396.8	-3096.3	25.2	-20.8	-2396.8	3096.3
7	1.0	43.8	-25.3	20.8	2396.8	3096.3	-25.3	20.8	2396.8	-3096.3
8	51.5	43.8	25.2	20.8	2396.8	-3096.3	25.2	20.8	2396.8	3096.3

1000-000
Jib Crane

Section Properties

Approved by
Prepared by
Pre. Date :

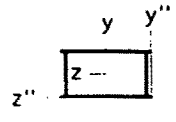
* Section No. : Sec-E

Unit : cm

Pt	L_y''	L_z''	Len.	t	y''	z''
1	0.0	46.0	46.0	1.0	0.5	23.0
2	23.0	0.0	23.0	0.8	12.5	2.6
3	0.0	46.0	46.0	1.0	24.5	23.0
4	23.0	0.0	23.0	0.8	12.5	43.5

Area = 128.80 (cm²)
 I_y = 31614.55 (cm⁴)
 I_z = 14877.93 (cm⁴)
 I_{yz} = 0.00 (cm⁴)
 2 A cell = 1958.40 (cm²)
 I_x (cell) = 25654.39 (cm⁴)
 y'' to C.G. = 12.50 (cm)
 z'' to C.G. = 23.01 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia



I_y = 31614.55 (cm⁴)
 I_z = 14877.93 (cm⁴)
 Rot. Angle = 0.00 (degree)

* Radius of Rotation for Principal Axis

r_y = 15.67 (cm)
 r_z = 10.75 (cm)

Pt	y''	z''	y_0	z_0	S_{y_0}	S_{z_0}	y	z	S_y	S_z
1	0.0	0.0	-12.5	-23.0	-1373.7	1190.2	-12.5	-23.0	-1373.7	-1190.2
2	0.0	46.0	-12.5	23.0	1375.4	1190.2	-12.5	23.0	1375.4	-1190.2
3	1.0	2.2	-11.5	-20.8	-1518.9	1293.7	-11.5	-20.8	-1518.9	-1293.7
4	24.0	2.2	11.5	-20.8	-1518.9	-1293.7	11.5	-20.8	-1518.9	1293.7
5	25.0	0.0	12.5	-23.0	-1373.7	-1190.2	12.5	-23.0	-1373.7	1190.2
6	25.0	46.0	12.5	23.0	1375.4	-1190.2	12.5	23.0	1375.4	1190.2
7	1.0	43.9	-11.5	20.9	1513.7	1293.7	-11.5	20.9	1513.7	-1293.7
8	24.0	43.9	11.5	20.9	1513.7	-1293.7	11.5	20.9	1513.7	1293.7

Approved by

Prepared by

Pre. Date :

1000-000

Section Properties

Jib Crane

* Section No. : Sec.F

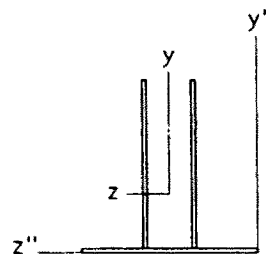
Unit : cm

Pt	Ly"	Lz"	Len.	t	y"	z"
1	0.0	44.0	44.0	1.0	0.5	22.0
2	42.7	0.0	42.7	1.0	22.4	15.9
3	42.7	0.0	42.7	1.0	22.4	28.1

Area	=	129.40 (cm ²)
I _{yo}	=	10283.52 (cm ⁴)
I _{zo}	=	26843.12 (cm ⁴)
I _{yz}	=	0.00 (cm ⁴)
I _x (Sum I _t *3/3)	=	43.13 (cm ⁴)
y" to C.G	=	14.92 (cm)
z" to C.G	=	22.00 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

I _y	=	10283.52 (cm ⁴)
I _z	=	26843.12 (cm ⁴)
Rot. Angle	=	0.00 (degree)



* Radius of Rotation for Principal Axis

r _y	=	8.91 (cm)
r _z	=	14.40 (cm)

Pt	y"	z"	y _o	z _o	S _{yo}	S _{zo}	y	z	S _y	S _z
1	0.0	0.0	-14.9	-22.0	-467.4	1799.1	-14.9	-22.0	-467.4	-1799.1
2	0.0	44.0	-14.9	22.0	467.4	1799.1	-14.9	22.0	467.4	-1799.1
3	1.0	15.4	-13.9	-6.6	-1558.1	1928.3	-13.9	-6.6	-1558.1	-1928.3
4	43.7	15.4	28.8	-6.6	-1558.1	-932.7	28.8	-6.6	-1558.1	932.7
5	1.0	28.6	-13.9	6.6	1558.1	1928.3	-13.9	6.6	1558.1	-1928.3
6	43.7	28.6	28.8	6.6	1558.1	-932.7	28.8	6.6	1558.1	932.7

Approved by

Prepared by

Pre. Date :

1000-000

Section Properties

Jib Crane

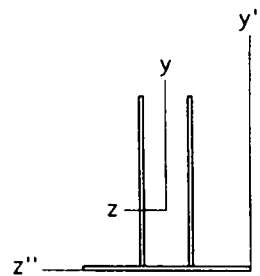
* Section No. : Sec_G

Unit : cm						
PI	Ly"	Lz"	Len.	t	y"	z"
1	0.0	42.0	42.0	1.0	0.5	21.0
2	43.0	0.0	43.0	1.0	22.5	14.9
3	43.0	0.0	43.0	1.0	22.5	27.1

Area	=	128.00 (cm ²)
I _{yo}	=	9381.23 (cm ⁴)
I _{zo}	=	26912.54 (cm ⁴)
I _{yz}	=	0.00 (cm ⁴)
I _x (Sum I _t ^{3/3})	=	42.67 (cm ⁴)
y" to C.G	=	15.28 (cm)
z" to C.G	=	21.00 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

I _y	=	9381.23 (cm ⁴)
I _z	=	26912.54 (cm ⁴)
Rot. Angle	=	0.00 (degree)



* Radius of Rotation for Principal Axis

r _y	=	8.56 (cm)
r _z	=	14.50 (cm)

Pt	y"	z"	y _o	z _o	S _{yo}	S _{zo}	y	z	S _y	S _z
1	0.0	0.0	-15.3	-21.0	-446.7	1761.1	-15.3	-21.0	-446.7	-1761.1
2	0.0	42.0	-15.3	21.0	446.7	1761.1	-15.3	21.0	446.7	-1761.1
3	1.0	14.4	-14.3	-6.6	-1421.4	1884.5	-14.3	-6.6	-1421.4	-1884.5
4	44.0	14.4	28.7	-6.6	-1421.4	-937.1	28.7	-6.6	-1421.4	937.1
5	1.0	27.6	-14.3	6.6	1421.4	1884.5	-14.3	6.6	1421.4	-1884.5
6	44.0	27.6	28.7	6.6	1421.4	-937.1	28.7	6.6	1421.4	937.1

Approved by
Prepared by P. Uni.
Pre. Date :

1000-000
Jib Crane

Section Properties

* Section No. : Body-1 (Ø1)

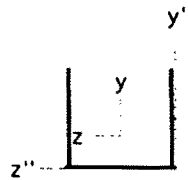
Unit : cm

Pt	L_y''	L_z''	Len.	t	y''	z''
1	0.0	57.4	57.4	1.0	0.5	28.7
2	51.8	0.0	51.8	1.0	26.9	2.0
3	51.8	0.0	51.8	1.0	26.9	55.4

Area = 161.00 (cm²)
 I_y = 89623.98 (cm⁴)
 I_z = 48912.76 (cm⁴)
 I_{yz} = 0.00 (cm⁴)
 $I_x(\text{Sum } I^3/3)$ = 53.67 (cm⁴)
 y'' to C.G. = 17.49 (cm)
 z'' to C.G. = 28.70 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

I_y = 89623.98 (cm⁴)
 I_z = 48912.76 (cm⁴)
 Rot. Angle = 0.00 (degree)



* Radius of Rotation for Principal Axis

r_y = 23.59 (cm)
 r_z = 17.43 (cm)

Pt	y''	z''	y_0	z_0	S_{y_0}	S_{z_0}	y	z	S_y	S_z
1	0.0	0.0	-17.5	-28.7	-3122.8	2797.0	-17.5	-28.7	-3122.8	-2797.0
2	0.0	57.4	-17.5	28.7	3122.8	2797.0	-17.5	28.7	3122.8	-2797.0
3	1.0	1.5	-16.5	-27.2	-3295.0	2966.6	-16.5	-27.2	-3295.0	-2966.6
4	52.8	1.5	35.3	-27.2	-3295.0	-1385.2	35.3	-27.2	-3295.0	1385.2
5	1.0	55.9	-16.5	27.2	3295.0	2966.6	-16.5	27.2	3295.0	-2966.6
6	52.8	55.9	35.3	27.2	3295.0	-1385.2	35.3	27.2	3295.0	1385.2

1000-000
Jib Crane

Section Properties

Approved by
Prepared by P. Uni.
Pre. Date :

* Section No. : Body-2 (B2)

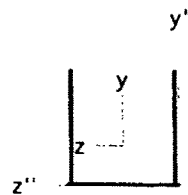
Unit : cm

Pt	Ly"	Lz"	Len.	t	y"	z"
1	0.0	57.4	57.4	1.0	0.5	28.7
2	60.3	0.0	60.3	1.0	31.1	2.0
3	60.3	0.0	60.3	1.0	31.1	55.4

Area = 178.00 (cm²)
 I_{yo} = 101744.52 (cm⁴)
 I_{zo} = 73081.73 (cm⁴)
 I_{yz} = 0.00 (cm⁴)
 I_x(Sum I_t^{3/3}) = 59.33 (cm⁴)
 y" to C.G. = 21.27 (cm)
 z" to C.G. = 28.70 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

I_y = 101744.52 (cm⁴)
 I_z = 73081.73 (cm⁴)
 Rot. Angle = 0.00 (degree)



* Radius of Rotation for Principal Axis

r_y = 23.91 (cm)
 r_z = 20.26 (cm)

Pt	y"	z"	yo	zo	S _{yo}	S _{zo}	y	z	S _y	S _z
1	0.0	0.0	-21.3	-28.7	-3545.1	3436.5	-21.3	-28.7	-3545.1	-3436.5
2	0.0	57.4	-21.3	28.7	3545.1	3436.5	-21.3	28.7	3545.1	-3436.5
3	1.0	1.5	-20.3	-27.2	-3740.6	3606.1	-20.3	-27.2	-3740.6	-3606.1
4	61.3	1.5	40.0	-27.2	-3740.6	-1825.5	40.0	-27.2	-3740.6	1825.5
5	1.0	55.9	-20.3	27.2	3740.6	3606.1	-20.3	27.2	3740.6	-3606.1
6	61.3	55.9	40.0	27.2	3740.6	-1825.5	40.0	27.2	3740.6	1825.5

00-000
b Crane

Section Properties

Approved by
Prepared by Uni.
Pre. Date :

* Section No. : Body-3 (B3)

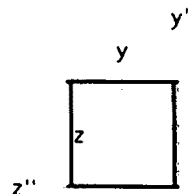
Unit : cm

Pt	Ly"	Lz"	Len.	t	y"	z"
1	0.0	57.4	57.4	1.0	0.5	28.7
2	0.0	57.4	57.4	1.0	56.2	28.7
3	54.7	0.0	54.7	1.0	28.4	2.0
4	54.7	0.0	54.7	1.0	28.4	55.4

Area = 224.20 (cm²)
 I_{yo} = 109519.16 (cm⁴)
 I_{zo} = 116328.93 (")
 I_{yz} = 0.00 (")
 2 A cell = 5948.76 (cm²)
 I_x (cell) = 157840.08 (cm⁴)
 y" to C.G = 28.35 (cm)
 z" to C.G = 28.70 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

I_y = 109519.16 (cm⁴)
 I_z = 116328.94 (cm⁴)
 Rot. Angle = 0.00 (degree)



* Radius of Rotation for Principal Axis

r_y = 22.10 (cm)
 r_z = 22.78 (cm)

Pt	y"	z"	y _o	z _o	S _{yo}	S _{zo}	y	z	S _y	S _z
1	0.0	0.0	-28.4	-28.7	-3816.0	4103.3	-28.4	-28.7	-3816.0	-4103.3
2	0.0	57.4	-28.4	28.7	3816.0	4103.3	-28.4	28.7	3816.0	-4103.3
3	56.7	0.0	28.3	-28.7	-3816.0	-4103.3	28.3	-28.7	-3816.0	4103.3
4	56.7	57.4	28.3	28.7	3816.0	-4103.3	28.3	28.7	3816.0	4103.3
5	1.0	1.5	-27.4	-27.2	-4026.4	4253.3	-27.4	-27.2	-4026.4	-4253.3
6	55.7	1.5	27.3	-27.2	-4026.4	-4253.3	27.3	-27.2	-4026.4	4253.3
7	1.0	55.9	-27.4	27.2	4026.4	4253.3	-27.4	27.2	4026.4	-4253.3
8	55.7	55.9	27.3	27.2	4026.4	-4253.3	27.3	27.2	4026.4	4253.3

00-000
b Crane

Section Properties

Approved by
Prepared by Uni.
Pre. Date :

* Section No. : Body-4 (B4, B5)

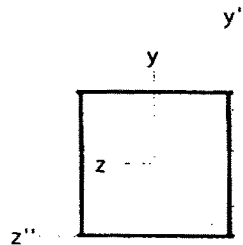
Unit : cm

PI	Ly"	Lz"	Len.	t	y"	z"
1	0.0	80.0	80.0	1.0	0.5	40.0
2	0.0	80.0	80.0	1.0	76.5	40.0
3	75.0	0.0	75.0	1.0	38.5	2.0
4	75.0	0.0	75.0	1.0	38.5	78.0

Area = 310.00 (cm²)
 Iyo = 301945.84 (cm⁴)
 Izo = 301365.81 (cm⁴)
 Iyzo = 0.00 (cm⁴)
 2 A cell = 11552.00 (cm²)
 Ix (cell) = 430479.69 (cm⁴)
 y" to C.G. = 38.50 (cm)
 z" to C.G. = 40.00 (cm)

* Principal Axis & Moments of Inertia

Iy = 301945.81 (cm⁴)
 Iz = 301365.81 (cm⁴)
 Rot. Angle = 0.00 (degree)

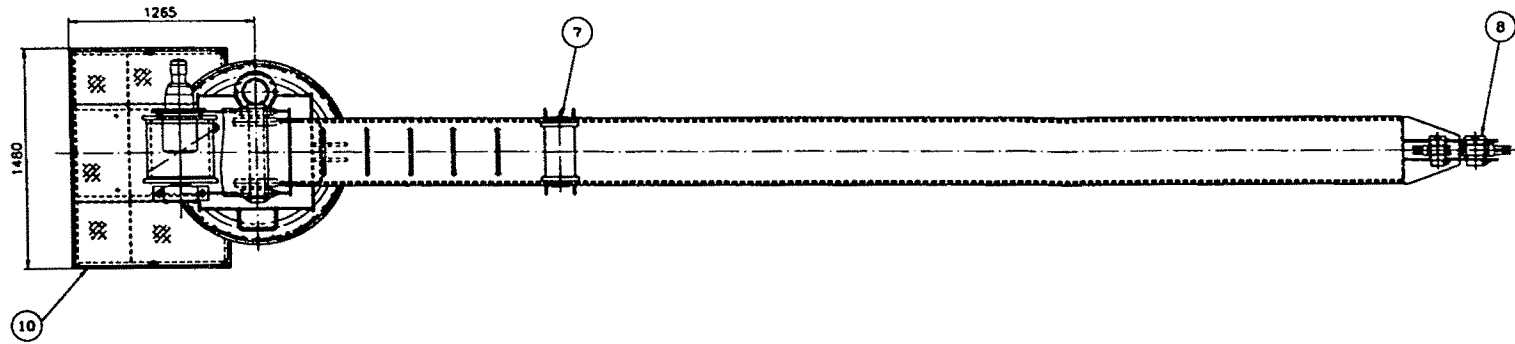


* Radius of Rotation for Principal Axis

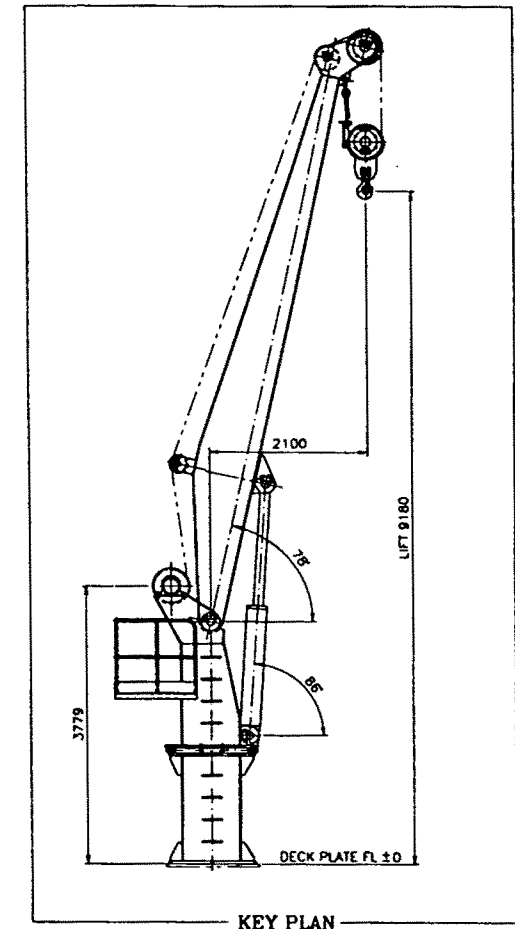
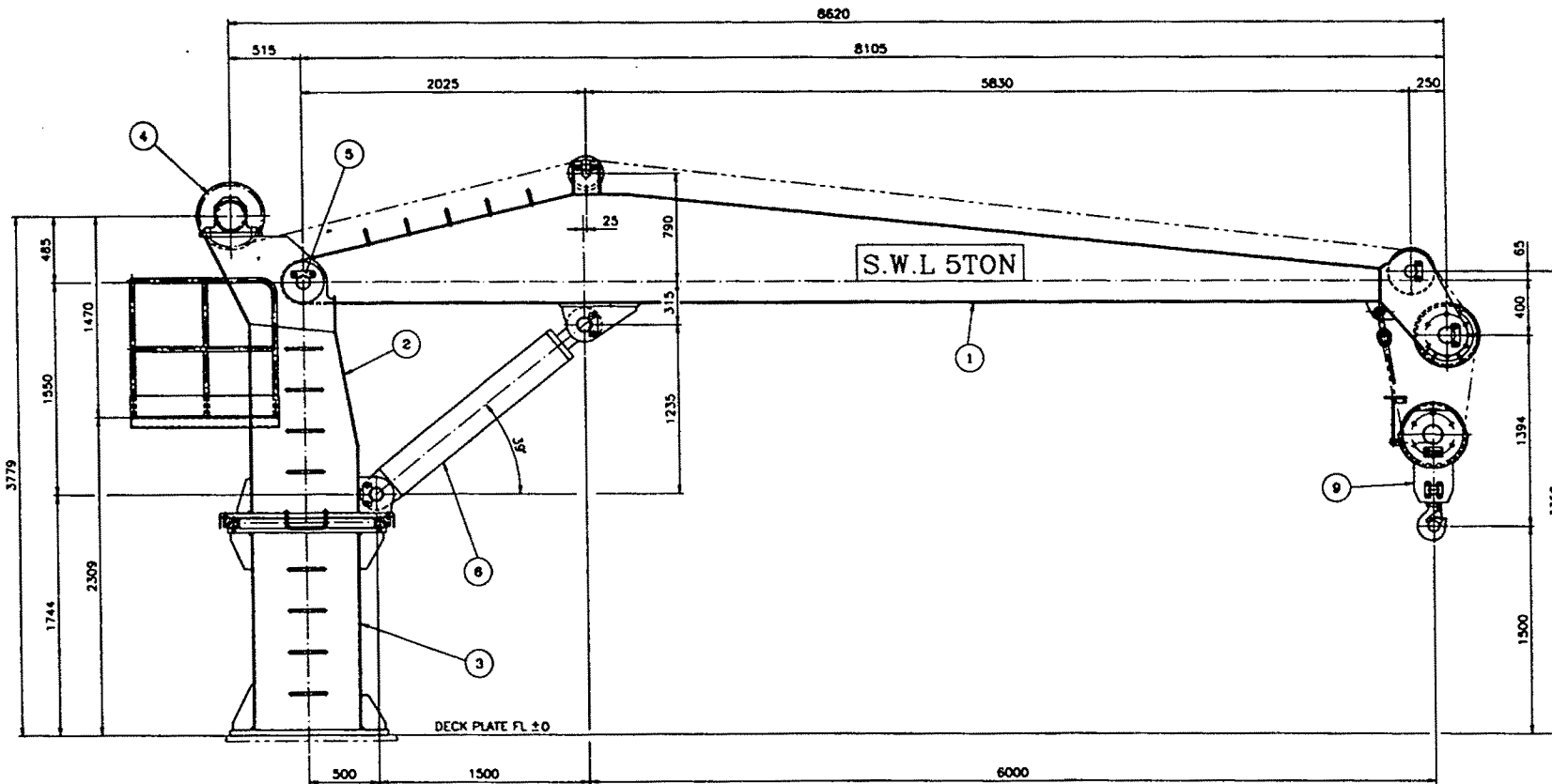
ry = 31.21 (cm)
 rz = 31.18 (cm)

Pt	y"	z"	yo	zo	Syo	Szo	y	z	Sy	Sz
1	0.0	0.0	-38.5	-40.0	-7548.6	7827.7	-38.5	-40.0	-7548.6	-7827.7
2	0.0	80.0	-38.5	40.0	7548.6	7827.7	-38.5	40.0	7548.6	-7827.7
3	77.0	0.0	38.5	-40.0	-7548.6	-7827.7	38.5	-40.0	-7548.6	7827.7
4	77.0	80.0	38.5	40.0	7548.6	-7827.7	38.5	40.0	7548.6	7827.7
5	1.0	1.5	-37.5	-38.5	-7842.7	8036.4	-37.5	-38.5	-7842.7	-8036.4
6	76.0	1.5	37.5	-38.5	-7842.7	-8036.4	37.5	-38.5	-7842.7	8036.4
7	1.0	78.5	-37.5	38.5	7842.7	8036.4	-37.5	38.5	7842.7	-8036.4
8	76.0	78.5	37.5	38.5	7842.7	-8036.4	37.5	38.5	7842.7	8036.4

부록 II



NO.	DESCRIPTION	QUANTITY	WEL. SYMB.	S.W.T. NO.		REMARKS
				NO.	QTY.	
1	BOOM GIRDER	1	BC-0000		1	
2	SLEWING POST	1	SP-0000		1	
3	SLEWING DEVICE ASS'Y	1	SD-0000		1	
4	HOISTING DEVICE ASS'Y	1	HO-0000		1	
5	JIB PIN ASS'Y	1	JP-0000		1	
6	HYD. CYLINDER PIN ASS'Y	1	CP-0000		1	
7	IDLE ROLLER ASS'Y	1	IR-0000		1	
8	HEAD SHEAVE ASS'Y	1	HS-0000		1	
9	HOOK ASS'Y	1	HK-0000		1	
10	INSPECTION DECK	1	WK-0000		1	



SPECIFICATION		
HOISTING LOAD	5 TON	
HOISTING LIFT	MAX. 9.18M / MIN 1.5M	
HOISTING SPEED	15M/MIN	
WORKING RADIUS	MAX. 9.18M/78°, MIN 1.5M/0°	
SLEWING	SPEED	0.5 R.P.M
	ANGLE	360°
LUFFING	SPEED	APPROACH SEC/0 - 78°
	JIB ANGLE	0 - 78°
WIRE ROPE	#18 X 2FALL, 6XF(29), WRC, B.2 - LAY	

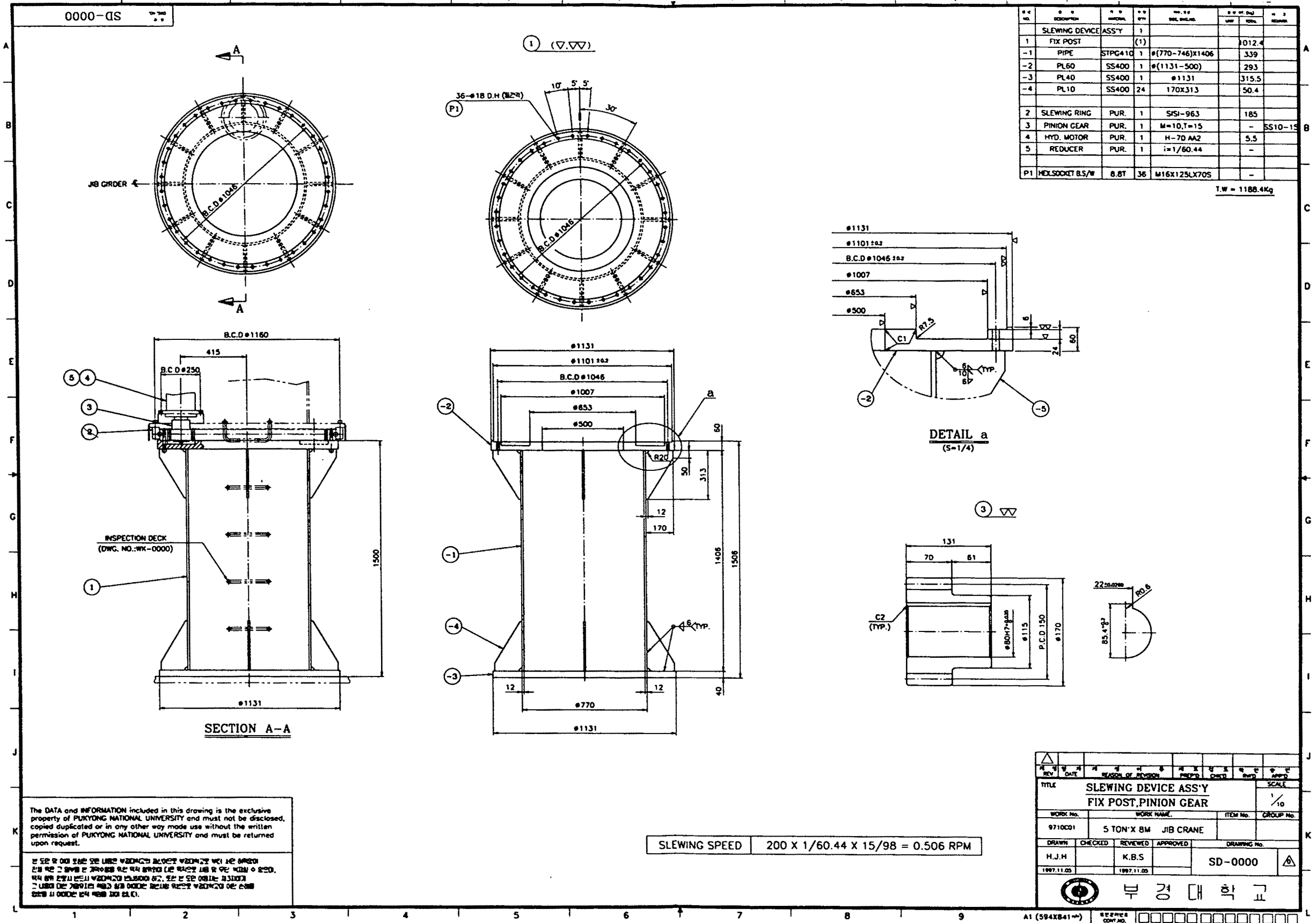
The DATA and INFORMATION included in this drawing is the exclusive property of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must not be disclosed, copied, duplicated or in any other way made use without the written permission of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must be returned upon request.

이 도면의 모든 데이터와 정보는 본 대학의 독점 재산이며, 무단으로 공개, 복제, 배포, 또는 다른 형태로 사용될 수 없습니다. 본 대학의 서면 허락 없이는 이 도면을 복사, 복제, 배포하거나 다른 형태로 사용할 수 없습니다. 이 도면은 사용 후 본 대학에 반환되어야 합니다.

REV.	DATE	REASON OF REVISED	PREP'D	CHECK'D	INVD.	APP'D.	SCALE
TITLE							SCALE
GENERAL ARRANGEMENT							1/20
WORK No.	WORK NAME					ITEM No.	GROUP No.
971001	5 TON X 8M JIB CRANE						
DRAWN	CHECKED	REVIEWED	APPROVED		DRAWING No.		
H.J.H		K.B.S			GA-0000		
1997.11.13		1997.11.18					
부경대학교							

NO.	DESCRIPTION	UNIT	QTY	REF. DIM. NO.	WEIGHT (kg)
SLEWING DEVICE ASS'Y					
1	FIX POST	(1)			1012.4
-1	PIPE	STPG410	1	#(1770-746)X1406	339
-2	PL60	SS400	1	#(1131-500)	293
-3	PL40	SS400	1	#1131	315.5
-4	PL10	SS400	24	170X313	50.4
2	SLEWING RING	PUR.	1	SFSI-963	185
3	PINION GEAR	PUR.	1	M=10,T=15	SS10-15
4	HYD. MOTOR	PUR.	1	H-70 AA2	5.5
5	REDUCER	PUR.	1	i=1/60.44	-
P1	HELDSOCKET B.S/W	8.8T	36	M16X125LX70S	-

T.W = 1188.4Kg

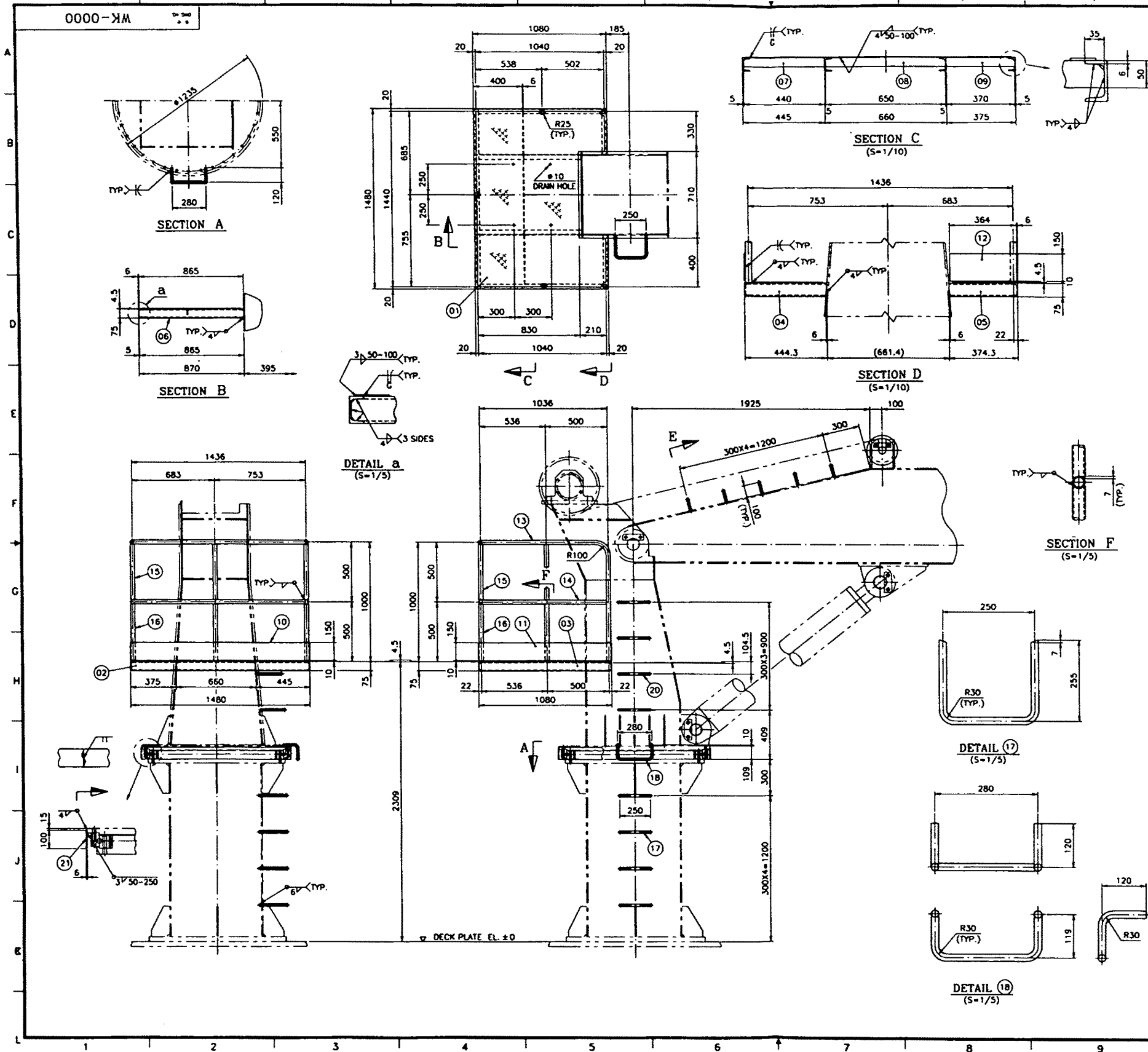


The DATA and INFORMATION included in this drawing is the exclusive property of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must not be disclosed, copied duplicated or in any other way made use without the written permission of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must be returned upon request.

이 도면의 모든 데이터와 정보는 본 대학의 소유이며, 무단으로 복제, 배포, 또는 다른 형태로 사용될 수 없습니다. 본 대학의 서면 허락 없이는 이 도면을 공개하거나, 복사하거나, 또는 다른 방법으로 배포할 수 없습니다. 이 도면은 본 대학에 반환되어야 합니다.

SLEWING SPEED 200 X 1/60.44 X 15/98 = 0.506 RPM

REV.	DATE	REASON OF REVISION	PRO'DR	CHECK'D	REV'D	APP'D
TITLE: SLEWING DEVICE ASS'Y FIX POST, PINION GEAR						
SCALE: 1/10						
WORK No. 9710C01		WORK NAME: 5 TON X 8M JIB CRANE		ITEM No.	GROUP No.	
DRAWN: H.J.H.	CHECKED:	REVIEWED: K.B.S.	APPROVED:	DRAWING No. SD-0000		
1997.11.05		1997.11.05		부경대학교		

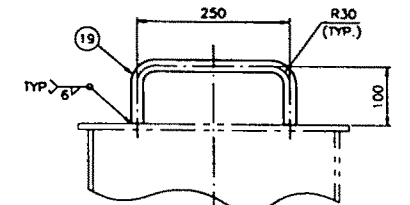


NO.	REVISION	DATE	BY	CHKD.	APPD.	QTY	UNIT	WEIGHT	REMARKS
01	CHECKED PLATE	SS400	1	4.51X1040X1440				11.3	
02	CH75X40X5X7	SS400	1	1480				10.2	
03	CH75X40X5X7	SS400	2	1070			7.4	14.8	
04	CH75X40X5X7	SS400	1	444.3				3.1	
05	CH75X40X5X7	SS400	1	374.3				2.6	
06	CH75X40X5X7	SS400	2	865			5.9	11.8	
07	F.B 50X6	SS400	1	440				0.9	
08	F.B 50X6	SS400	1	650				1.3	
09	F.B 50X6	SS400	1	370				0.7	
10	PL 6	SS400	1	150X1480				10.5	
11	PL 6	SS400	2	150X1074			7.6	15.2	
12	PL 6	SS400	1	150X364				2.6	
13	PIPE 25A	SGP	1	5336				12.9	
14	PIPE 25A	SGP	1	3436				8.3	
15	PIPE 25A	SGP	3	480			1.1	3.3	
16	PIPE 25A	SGP	2	490			1.2	3.6	
17	R.B #20	SS400	4	874.5			1.7	6.8	
18	R.B #20	SS400	1	706.5				1.7	
19	R.B #20	SS400	5	424			1.0	5.0	
20	R.B #20	SS400	4	624			1.6	6.4	
21	F.B 100X6	SS400	1	3940				18.6	

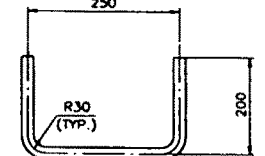
T.W = 151.6 KG/CRANE

NOTE

1. 6T 크레인 100% 사용.
2. 100% 사용 시 100% 사용.



SECTION E (S=1/5)



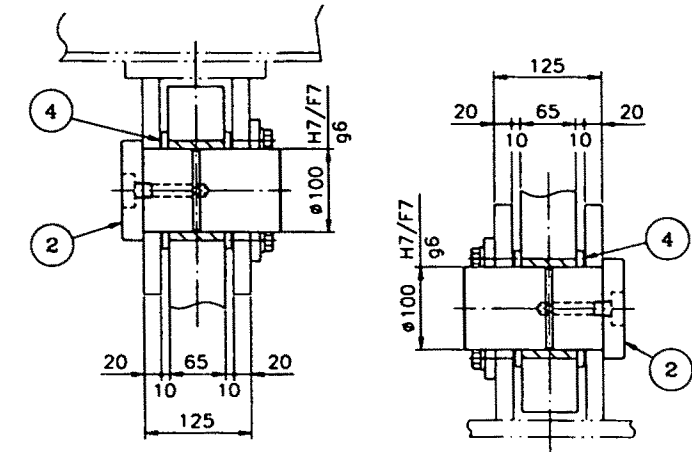
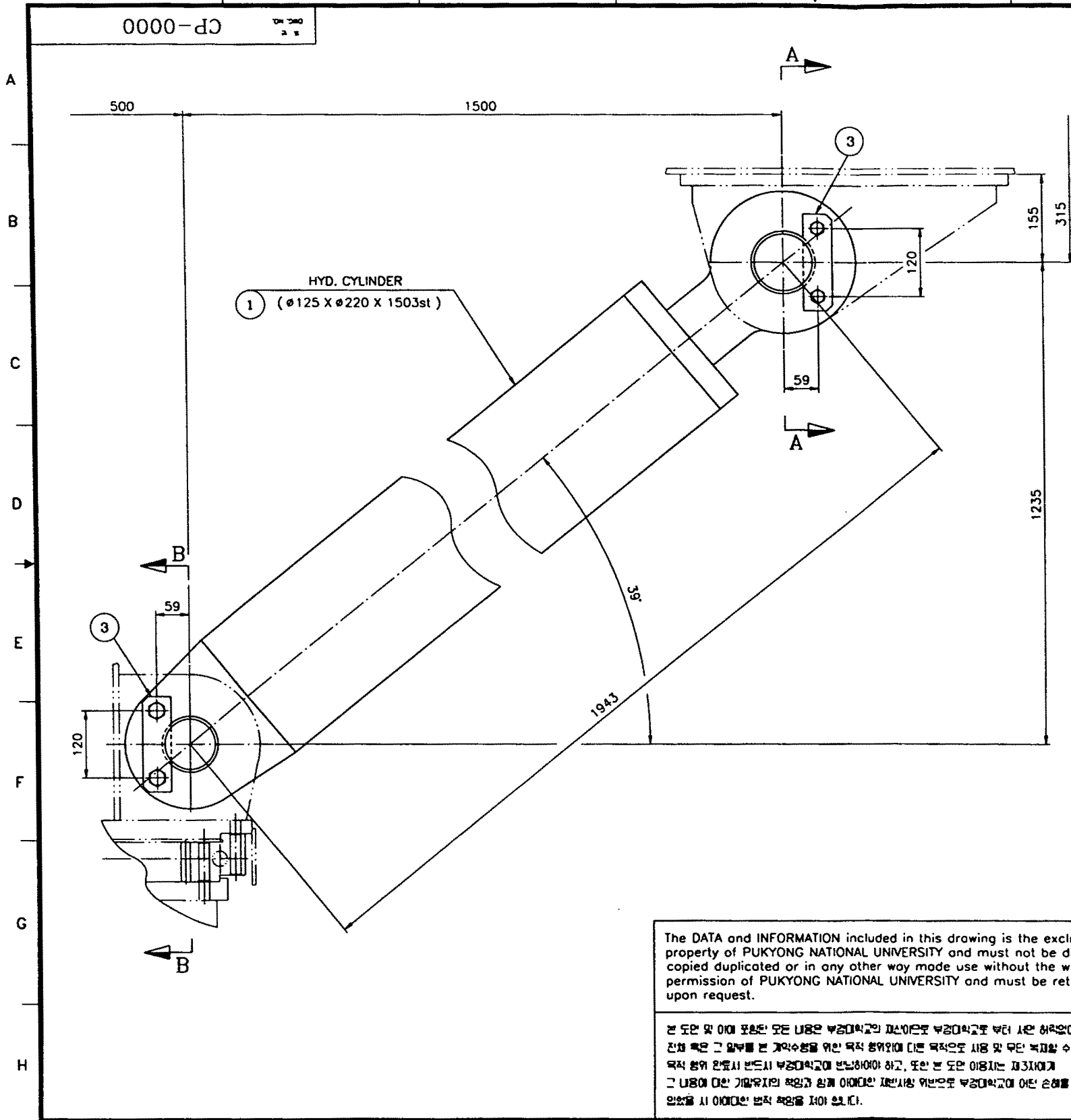
DETAIL (20) (S=1/5)

REV.	DATE	REASON OF REVISION	PREP'D	CHK'D	APP'D	SCALE
TITLE						1/15
WORK No.			WORK NAME		ITEM No.	GROUP No.
9710001			5TON X 8M JIB CRANE			
DRAWN	CHECKED	REVIEWED	APPROVED		DRAWING No.	
K.S.S		K.B.S			WK-0000	
1997.11.25		1997.11.25				
부 경 대 학 교						

CP-0000

NO.	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY	NO. & SIZE, DWG. NO.	WEIGHT (Kg)		REMARK
					UNIT	TOTAL	
	HYD. CYLINDER PIN ASS'Y		1			34.4	
1	HYD. CYLINDER	PUR.	1	φ125 X φ220 X 1503st	-	-	
2	PIN	S45CH	2	φ120X186.5		33.0	
3	KEY PLATE	SS400	2	PL12X50X170		0.7	
4	SPACER	PBC2B	4	φ(140-100)X8		0.7	

T.W = 34.4Kg



SECTION A-A

SECTION B-B

NOTE

- 1. HYD. CYLINDER SPEC.:
 - 1) TYPE & STROKE : φ125 X φ220 X 1503st
 - 2) WORKING PRESSURE : 140Kg/Cm²
 - 3) PROOF PRESSURE : 210Kg/Cm²

The DATA and INFORMATION included in this drawing is the exclusive property of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must not be disclosed, copied duplicated or in any other way made use without the written permission of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must be returned upon request.

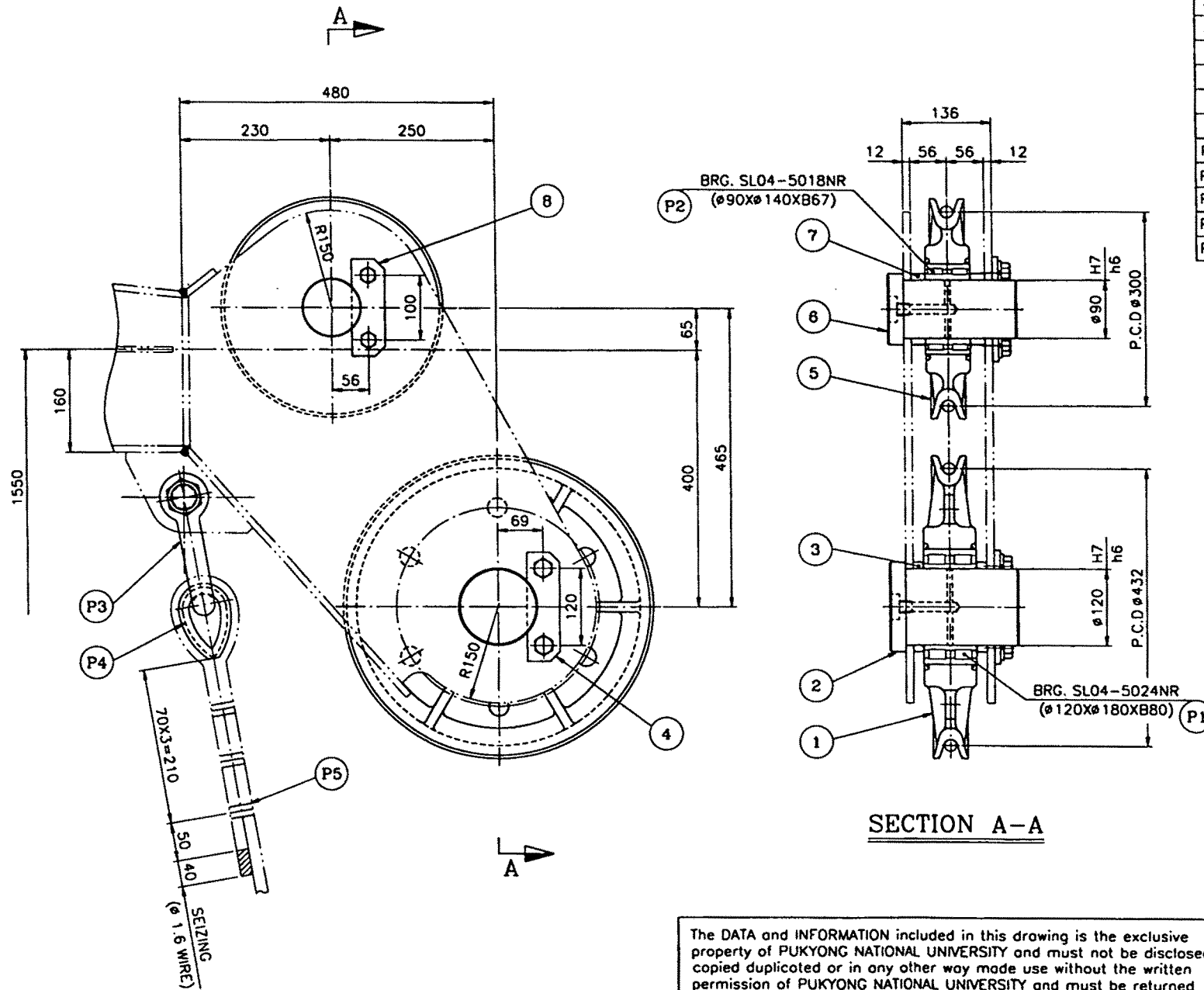
본 도면 및 이에 포함된 모든 내용은 부경대학교의 재산이며 부경대학교로부터 사전 허락없이
 인쇄 복본 그 일부를 본 계약수행에 관한 목적 이외에 다른 목적으로 사용 및 무단 복제할 수 없으며,
 목적 범위 안에서 반드시 부경대학교에 반납하여야 하고, 또한 본 도면 이용자는 30일 이내
 그 내용에 대한 기밀유지의 책임과 함께 이따간의 재발사항을 위반으로 부경대학교에 대한 손해를
 입었을 시 이에 대한 법적 책임을 지어야 합니다.

REV	DATE	REASON OF REVISION	PREP'D	CHK'D	RM'D	APP'D
TITLE						SCALE
HYD. CYLINDER PIN ASS'Y						1/5
WORK No.	WORK NAME.			ITEM No.	GROUP No.	
9710C01	5 TON X 8M JIB CRANE					
DRAWN	CHECKED	REVIEWED	APPROVED	DRAWING No.		
H.J.H		K.B.S		CP-0000		
1997.11.04		1997.11.04				
부 경 대 학 교						

A2 (420x594mm) 도면관리번호 CONT. NO. □□□□□□□□□□□□□□□□

0000-SH

A
B
C
D
E
F
G
H



SECTION A-A

The DATA and INFORMATION included in this drawing is the exclusive property of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must not be disclosed, copied duplicated or in any other way made use without the written permission of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must be returned upon request.

본 도면 및 이에 포함된 모든 내용은 부경대학교의 재산이므로 부경대학교로부터 사전 허락없이
 인쇄 혹은 그 일부를 본 대학수업을 위한 목적 이외에 다른 목적으로 사용 및 무단 복제할 수 없으며,
 목적 범위 안에서 반드시 부경대학교에 반납하여야 하고, 또한 본 도면 이용자는 자식에게
 그 내용이 다른 기밀유지의 책임과 함께 어떠한 정보사항 위반으로 부경대학교에 대한 손해
 발생을 시 이에대한 법적 책임을 지어야 합니다.

ITEM NO.	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY	No. & C. SZT. DNG. NO.	WEIGHT (kg)		REMARK
					UNIT	TOTAL	
	HEAD SHEAVE ASS'Y		1			93	
1	SHEAVE(1)	SC450	1	O.D 472X879		40	
2	SHEAVE PIN(1)	S45CH	1	φ140X197.5		18.3	
3	SPACER(1)	SS400	2	φ(140-120)X15.5		1.0	
4	KEY PLATE(1)	SS400	1	PL12X50X170		0.7	
5	SHEAVE(2)	SC450	1	O.D 340X866		25	
6	SHEAVE PIN(2)	S45CH	1	φ110X197.5		6.8	
7	SPACER(2)	STPG	2	φ(110X90)X22		0.5	
8	KEY PLATE(2)	SS400	1	PL12X50X170		0.7	
P1	BEARING	PUR.	1	SL04-5024NR		-	
P2	BEARING	PUR.	1	SL04-5018NR		-	
P3	SHACKLE	PUR.	1	#30(BB TYPE)		-	
P4	THIMBLE	PUR.	1	A-18		-	
P5	WIRE CLIP	PUR.	3	φ18 ROPE TYPE		-	

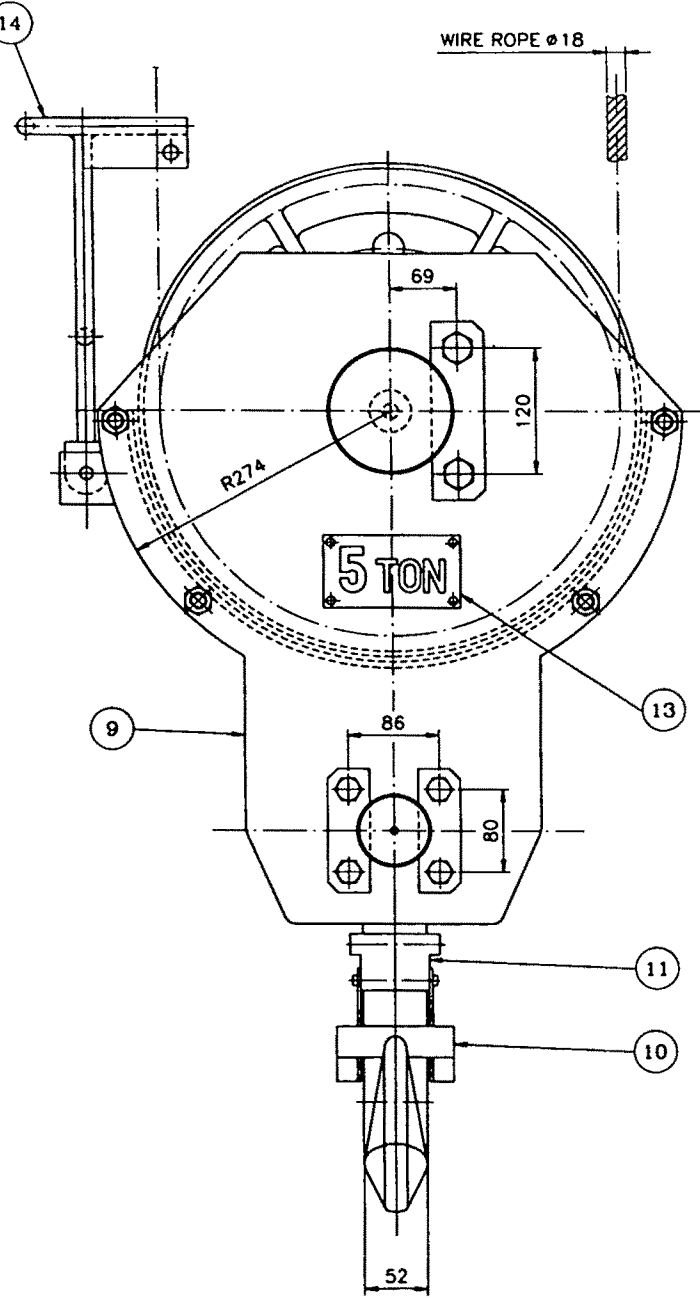
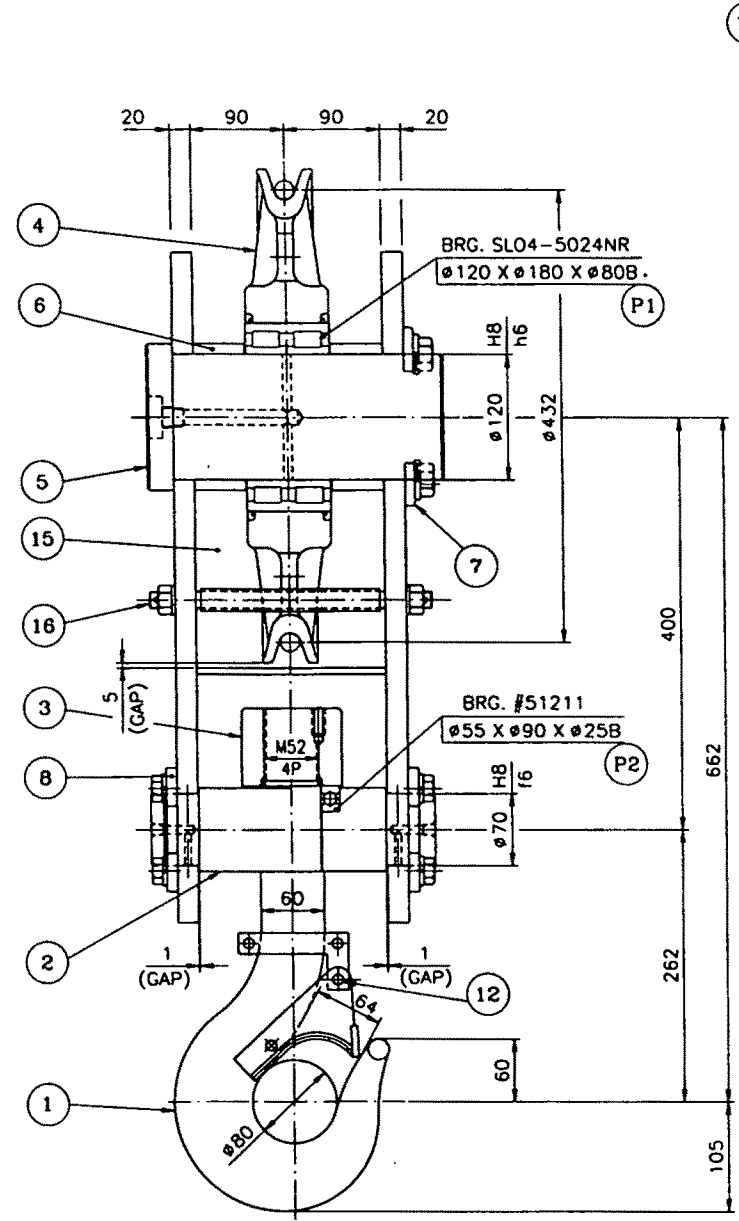
T.W = 93Kg

△	REV	DATE	REASON OF REVISION	PREP'D	CHK'D	RVD	APP'D
TITLE							SCALE
HEAD SHEAVE ASS'Y							1/5
WORK No.	WORK NAME.			ITEM No.	GROUP No.		
9710C01	5 TON X 8M JIB CRANE						
DRAWN	CHECKED	REVIEWED	APPROVED	DRAWING No.			
H.J.H		K.B.S		HS-0000			
1997.11.04		1997.11.04		△			
				부경대학교			

A2 (420x594) CONT. NO. □□□□□□□□□□□□□□□□

1ME-00000

A
B
C
D
E
F
G
H



ITEM NO.	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY	NO. & SIZE, DIM. NO.	WEIGHT (kg)		REMARK
					UNIT	TOTAL	
20	HOOK ASS'Y		(1)			133.8	
1	HOOK	SF540A	1	5TON		18	
2	TRUNNION	SCM440	1	181X110X270		18.8	
3	HOOK NUT	SF540A	1	φ95X75		2.7	
4	SHEAVE(φ432)	SC450	1	φ472X79		40	
5	SHEAVE PIN	S45CH	1	φ140X281.5		25.6	
6	SPACER	SS400	2	φ(140-120)X49.5		1.4	
7	KEY PLATE(1)	SS400	1	PL12X50X170		0.7	
8	KEY PLATE(2)	SS400	4	PL10X40X120		1.3	
9	SHACKLE PLATE	SS400	2	PL20X548X645		20	
10	SAFETY LATCH	SS400	1			0.6	
11	CLAMP BRACKET	SS400	1			1.2	
12	COTER PIN	S45CN	1	φ10X80		0.1	
13	NAME PLATE	SUS304	2	PL1X70X130		0.2	
14	L/S TOUCH BAR	SS400	1			3.1	
15	SHEAVE COVER	SS400	1			7.3	
16	SHEAVE COVER BOLT	SS400	4	M16X268		1.6	
P1	BEARING	PUR.	1	SL04 - 5024NR		7.5	
P2	BEARING	PUR.	1	#51211		1.7	

T.W = 133.8Kg

The DATA and INFORMATION included in this drawing is the exclusive property of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must not be disclosed, copied duplicated or in any other way made use without the written permission of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must be returned upon request.

본 도면 및 이에 포함된 모든 내용은 부경대학교의 재산이므로 부경대학교로부터 사전 허락없이
 인쇄 혹은 그 일부를 본 개작수정을 위한 목적 이외에 다른 목적으로 사용 및 무단 복제할 수 없으며,
 목적 범위 안에서 반드시 부경대학교에 반납하여야 하고, 또한 본 도면 이외에는 제3자에게
 그 내용에 대한 기밀유지의 책임과 함께 이(이)는 재산상의 위반으로 부경대학교에 대한 손해를
 입었을 시 이에 대한 법적 책임을 지야 합니다.

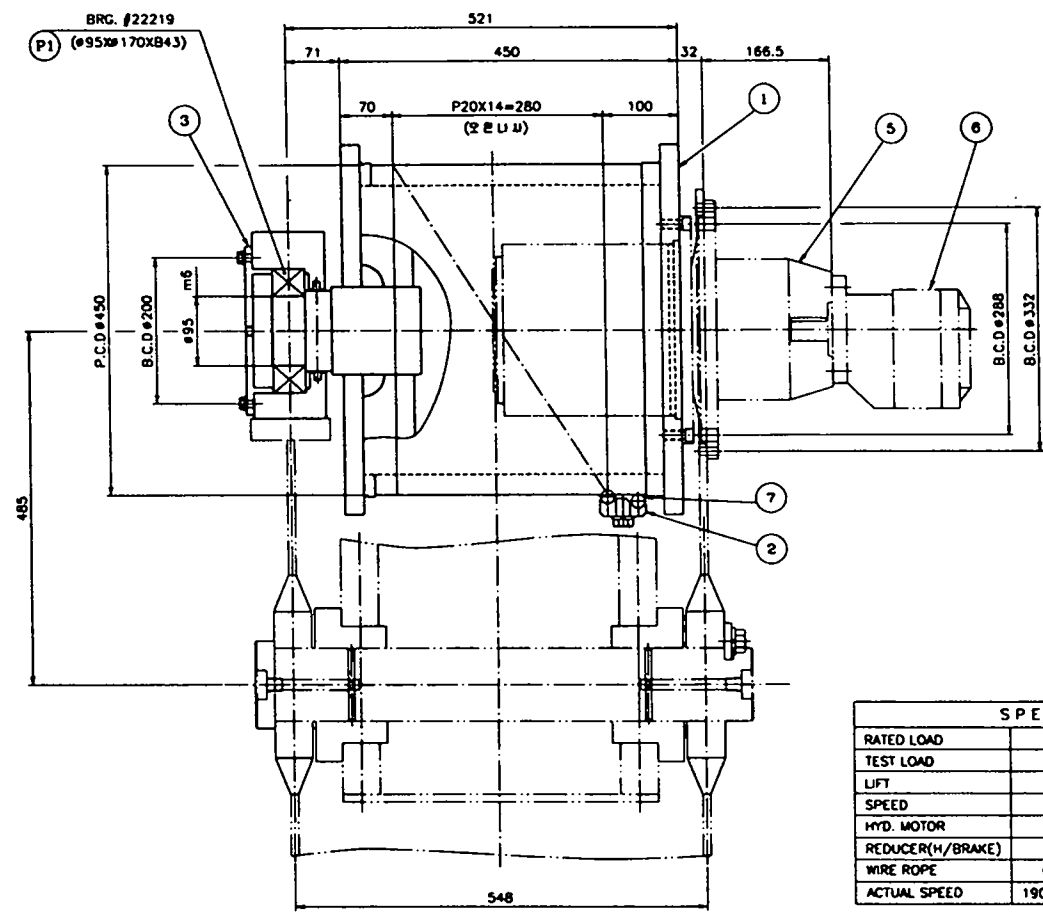
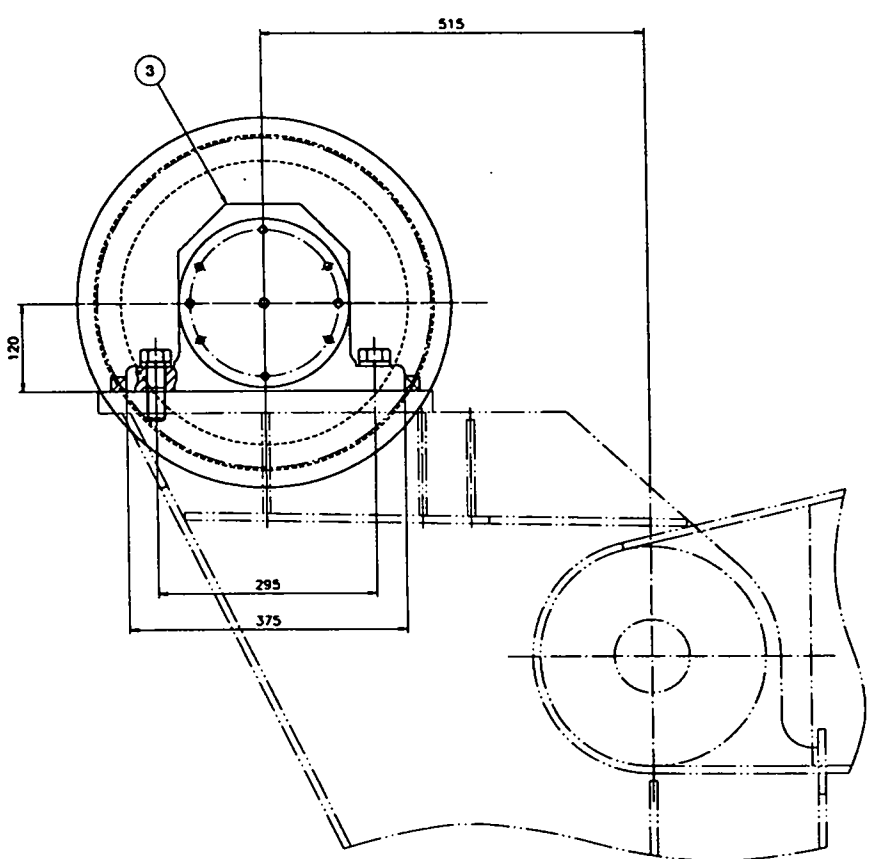
△	REV	DATE	REASON OF REVISION	PREP'D	CHK'D	RV'D	APP'D	SCALE
TITLE							SCALE	
5T HOOK ASS'Y							1/4	
HOOK								
WORK No.	WORK NAME.			ITEM No.	GROUP No.			
9710C01	5 TON X 8M JIB CRANE							
DRAWN	CHECKED	REVIEWED	APPROVED	DRAWING No.				
H.J.H		K.B.S		HK - 0000				
1997.11.06		1997.11.06		△				
				부 경 대 학 교				

A2 (420x594mm) CONT. NO. □□□□□□□□□□□□□□□□

0000-OH

NO.	DESCRIPTION	MATERIAL	QTY	WEIGHT		REMARKS
				UNIT	KG	
HOISTING DEVICE ASS'Y						
1	WIRE DRUM	STPG410	1		P.C.D 450	244.1
2	ROPE CLAMP	SS400	1		125X50X60	0.6
3	BEARING COVER	SS400	1		195X235X375	24.1
4	BEARING COVER	SS400	1		∅230X135.5	4.5
5	REDUCER	PUR.	1		i=90	55
6	HYD. MOTOR	PUR.	1		GPM1AOC40B1F	-
7	WIRE ROPE	PUR.	40M		∅18.6XF(29).N.WRC.B.Z	57.2
P1	BEARING	PUR.	1		#22219	4


T.W = 389.5Kg



SPECIFICATION	
RATED LOAD	5 TON
TEST LOAD	6.25 TON
LIFT	6 M
SPEED	15 M/MIN
HYD. MOTOR	1900RPM
REDUCER(H/BRAKE)	i = 90
WIRE ROPE	∅18 X 2FALL, 6XF(29).N.WRC. B.Z-LAY
ACTUAL SPEED	1900 X 7% X 0.45 X 1/90 X 1/2 = 15 M/MIN

The DATA and INFORMATION included in this drawing is the exclusive property of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must not be disclosed, copied duplicated or in any other way made use without the written permission of PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY and must be returned upon request.

이 데이터와 정보는 본 도면의 소유권은 포경대학교에 있으며, 무단으로 복제, 배포, 또는 다른 형태로 사용될 수 없습니다. 본 도면의 사용에 대한 허락은 포경대학교로부터의 서면 허락 없이는 불가능하며, 사용 후 반드시 반환되어야 합니다.

REV.	DATE	REASON OF REVISION	DESIGN	CHECK	APPROVE	SCALE
TITLE						1/4
HOISTING DEVICE ASS'Y						
WORK No.	WORK NAME			ITEM No.	GROUP No.	
9710001	5 TON X 8M JIB CRANE					
DRAWN	CHECKED	REVIEWED	APPROVED	DRAWING No.		
H.J.H		K.B.S		HO-0000		
1997.11.10		1997.11.10				
 부 경 대 학 교						