

최 종
연구보고서

고속 승용 정밀 이앙기 개발

Development of a high-speed precision riding
type rice transplanting machine

연구기관
서울대학교 농업생명과학대학

애 림 부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “고속 승용 정밀 이앙기 개발” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

2001년 12월 12일

주관연구기관명 : 서울대학교

총괄연구책임자 : 김 경욱

연 구 원 : 박 홍제(서울대)

연 구 원 : 정 병학(서울대)

연 구 원 : 정 연근(서울대)

연 구 원 : 오 영근(서울대)

연 구 원 : 김 대철(서울대)

연 구 원 : 박 영준(서울대)

연 구 원 : 류 일훈(서울대)

연 구 원 : 이 호상(서울대)

연 구 원 : 신 민중(LG전선)

연 구 원 : 전 석훈(대신정공)

여 백

요 약 문

I. 제목

고속 승용 정밀 이앙기 개발

II. 연구 개발의 목적 및 중요성

현재 이앙기는 보행형에서 고속 승용형으로 발전하고 있다. 고속 승용형 이앙기에는 고속 식부장치와 이앙심을 일정하게 유지하기 위한 수평 제어장치가 요구된다. 그러나, 국내 농기업체는 그 기술이 취약하여, 고속 식부장치는 일본에서 전량 수입하거나 또는 라이선서로써 생산하고 있으며, 수평 제어장치는 아직도 완전한 시스템을 개발하지 못한 상태이다. 고속 식부장치와 수평 제어장치는 모두 특허로서 보호되어 있기 때문에 이를 모방한 국산화는 불가능하며, 기술 도입도, 일본에서 기술 제공을 기피하고 있기 때문에, 어려운 실정이다. 따라서 고속 승용 이앙기를 개발하기 위해서는, 고속 식부기구와 수평 제어장치에 대한 독자적인 기술을 개발하지 않으면 안된다. 본 연구의 중요성은 여기에 있으며, 다음과 같은 목적으로 추진되었다.

첫째, 식부 성능이 로터리식 식부기구와 같고, 동시에 고속 식부 작업이 가능한 새로운 메커니즘의 고속 식부기구를 개발한다.

둘째, 이앙 작업의 정밀화를 위하여, 식부심을 균일하게 유지하기 위한 수평 제어장치의 개념과 방법을 확립하고, 이를 실현하기 위한 수평 제어장치를 개발한다.

III. 연구 개발 내용 및 범위

본 연구를 추진하기 위하여, 주관기관인 서울대학교에서는 고속 식부장치와 수평 제어장치의 설계를 담당하였으며, 협력기관으로 참여한 LG전선(주)와 대신정공(주)에서는 시작품 제작을 담당하였다. 성능 시험은 두 기관에서 공동으로 수행하였

다. 고속 정밀 승용 이앙기는 현재 LG전선에서 생산하고 있는 6조 승용 이앙기에 본 연구에서 개발한 고속 식부장치와 수평 제어장치를 적용하여 개발하였으며, 고속 식부장치와 수평 제어장치를 적용하는 데 필요한 기존 이앙기의 전동라인과 일부 구조는 대신정공(주)에서 서울대학교와 LG전선과 협의하여 변경하였다. 1차 연도에 참여기업으로 참여하였던 LG전선(주)는 회사의 사정으로 2차 연도에는 참여하지 못하였으며, 이에 따른 업무 조정과 시행 착오로 연구 지연이 불가피하였다.

본 연구는 2년에 걸쳐 수행되었으며, 1차 연도에는 주로 설계 부분을, 2차 연도에는 시작품 제작과 성능 시험을 수행하였다. 연차별 연구 개발 내용과 범위는 다음과 같다.

| 구분 | 연구 개발 목표 | 연구 개발 내용 및 범위 |
|--------------------------|------------|---|
| 1차 연도 (1999- 2000) | 고속 식부장치 개발 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 기존 식부장치에 대한 자료 수집 <ul style="list-style-type: none"> - 식부 궤적 및 동력학적 해석 결과 ○ 새로운 고속 식부장치의 개념 설계 <ul style="list-style-type: none"> - 2차원 모델링 - 궤적 및 동역학적 시뮬레이션 - 기존의 식부장치 해석 결과와 비교 - 고속 작업에 대한 타당성 검토 - 고속 식부장치의 설계 방향 결정 ○ 고속 식부장치의 상세 설계 <ul style="list-style-type: none"> - 3차원 모델링 - 간섭 검사 - 컴퓨터 시뮬레이션 - 부품도 및 조립도 완성 ○ 1차 시작품 제작 ○ 성능 평가 <ul style="list-style-type: none"> - 식부 궤적 측정 - 진동 측정 및 평가 - 내구성 시험 - 기존 식부장치와 비교 평가 |

| 구분 | 연구 개발 목표 | 연구 개발 내용 및 범위 |
|--------------------------|-----------------------|--|
| 1차 연도 (1999- 2000) | 고속 식부장치 개발 | <ul style="list-style-type: none"> - 구조 변경 및 개선 - 현장 시험용 시작품 완성 |
| | 수평 제어장치 개발 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 기존 수평 제어장치 조사 <ul style="list-style-type: none"> - 국산 이앙기 - 일산 이앙기 ○ 수평 제어장치의 원리 <ul style="list-style-type: none"> - 횡 이송에 의한 좌우 불균형 제어 - 경반의 불균일에 의한 좌우 수평 제어 ○ 제어 회로 설계 <ul style="list-style-type: none"> - 제어 회로 설계 - 제어 부품 신뢰성 조사 ○ 제어 회로 성능 평가 <ul style="list-style-type: none"> - 실험실 성능 평가 - 문제점 보완 |
| 2차 연도 (2000- 2001) | 전동라인 및 구조 변경 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 전동라인 수정 <ul style="list-style-type: none"> - 식부장치 구동축 위치 조정 - 전동라인 설계 및 제작 - 플로트 위치 조정 ○ 종횡 이송량 조절장치 <ul style="list-style-type: none"> - 다양한 묘령에 따른 횡 이송량 세분화 - 모의 기울어짐을 방지하기 위한 횡 이송 - 속도 가변을 위한 이송축 개발 - 종 이송량과 캠 이송량 연동 장치 개발 ○ 시작품 개발 및 성능 평가 |
| | 고속 정밀 이앙기 현장 성능 평가 | <ul style="list-style-type: none"> ○ 최종 고속 식부장치의 현장 성능 평가 <ul style="list-style-type: none"> - 식부 궤적 및 진동 측정 - 기존 식부장치와 비교 평가 - 고속 식부장치 개선 - 최종 고속 식부장치 완성 ○ 종횡 이송량 조절장치의 현장 성능 평가 <ul style="list-style-type: none"> - 주당 본수, 재식 밀도 측정 및 평가 - 종횡 이송량 조절 장치의 개선 |

| 구분 | 연구 개발 목표 | 연구 개발 내용 및 범위 |
|--------------------------|-----------------------|---|
| 2차 연도 (2000- 2001) | 고속 정밀 이앙기 현장 성능 평가 | <ul style="list-style-type: none"> - 최종 중형 이송량 조절 장치 완성 ○ 수평 조절장치의 현장 성능 평가 <ul style="list-style-type: none"> - 좌우 불균형, 경반 불균일, 작업 속도에 따른 이앙 심도 측정 및 평가 - 수평 조절장치의 개선 - 최종 수평 조절장치 완성 ○ 경제성 분석 <ul style="list-style-type: none"> - 생산 원가, 손익 분기 면적 분석 - 경제적 이득 분석 |

IV. 연구개발 결과 및 활용에 대한 건의

본 연구에서 개발된 고속 식부장치와 수평 제어장치를 실용화할 수 있도록 LG 전선에 기술 이전을 추진한다.

SUMMARY

The objective of this project was to develop a high speed transplanting mechanism and a hydraulic level controlling device for riding type rice transplanters. The high speed transplanting mechanisms being currently used in rice transplanting machines are a mechanism using an eccentric gear train which was developed in Japan. This high speed transplanting mechanism is produced in Korea with key components imported from Japan or under a technical licence from the Japanese company. Since many parts of the mechanism are patented and its production cost is high due to the eccentric gears, a new type of the high speed transplanting mechanism has been needed. One of the problems in large sized rice transplanting machines is that there are a large difference in planting depths of seedlings, particularly in uneven fields, which is likely to be in most paddy fields at the time of rice transplanting. The depth difference causes missing and floating hills. Some seedlings are planted too deep or too shallow, both of which all affect the growth of seedlings after the transplanting. The level controlling of transplanters has been known as a solution of this problem. As the speed and size of transplanting machines increase, the levelling control becomes more important in performing their functions in the paddy fields with irregular surfaces.

To develop a new high speed transplanting mechanism, the static and dynamic paths of the planting knife were analyzed. The analysis found that the path can be generated by combining a constant speed circular motion of the planting knife and its relative motion, of which speed is not constant, with respect to the driving gear. The motion is generated using eccentric gears in the Japanese mechanisms. In this project, however, it was intended to generate

the motion by using ordinary circular gears and a cam. The cam profile was created in the gear housing so that the relative motion of the planting knife with respect to the circular driving gear generates a desired planting path when it was combined with a constant-speed circular motion of the planting knife. With this principle, trials were made to develop a high speed transplanting mechanism. The mechanisms with a pin, single ball, double balls, and two rollers, as a relative motion generator was simulated on the computer whether or not their planting paths agree to the desired one. The mechanism with the rollers was found to be best one to accomplish the requirements of the planting path. A prototype of the high speed planting mechanism, thus developed, was tested on a LG-made rice transplanter to evaluate its performance in the field.

Using an angle sensor, the tilt angle of the seedling bed of the transplanter was measured and used as a control parameter, with which the seedling bed could be maintained always parallel to the soil surface. A signal from the angle sensor was input into the solenoid valve to control the movement of a double acting hydraulic cylinder. The hydraulic control system was designed to share the hydraulic pump already installed for steering of the transplanter. The capacities and dimensions of the hydraulic components of the control system were determined so as to make them function correctly in the worst situations likely to happen in normal transplanting operations.

Both the developed high speed transplanting mechanism and the hydraulic level controlling system were installed on the LG-made 6-row rice transplanter and tested in the field. Work performance of the prototypes were estimated to be good and also economically viable in competing with sophisticated devices of their kinds. However, further elaborate finish must be needed to make them a commercialized model.

CONTENTS

| | |
|--|----|
| Chapter 1. Introduction | 1 |
| Section 1. Background of development | 1 |
| Section 2. Objectives and scope | 3 |
| Chapter 2. Development of transplanting mechanism | 5 |
| Section 1. Rotary type high-speed transplanting mechanism | 5 |
| 1. Principle of rotary type high-speed transplanting mechanism | 5 |
| 2. Planting path of rotary-type high-speed transplanting mechanism | 6 |
| Section 2. Cam type high-speed transplanting mechanism | 8 |
| 1. Concept of cam type high-speed transplanting mechanism | 8 |
| 2. Mock design of cam type high-speed transplanting mechanism | 9 |
| 3. Planting path of mock model | 15 |
| Section 3. First modification of mock model | 16 |
| 1. Modification of long hole in outer planet gear | 16 |
| 2. Precision measurement of oscillating angles | 17 |
| 3. Oscillating angles of 1st modification mock model | 23 |
| 4. Evaluation of planting path of 1st modification mock model | 25 |
| A. Evaluation parameters of planting path | 25 |
| B. Evaluation of planting path | 26 |
| Section 4. Design of pin-type | 33 |
| 1. Layout of prototype | 33 |

| | |
|--|----|
| 2. Deflection analysis of pin | 36 |
| 3. Modification of pin shape | 39 |
| 4. Redesign of outer gear and drive plate | 39 |
| 5. Redesign of cam and cam plate | 41 |
| 6. Prototype of pin type mechanism | 42 |
| | |
| Section 5. Design of ball type | 47 |
| 1. Prototype of ball type mechanism | 47 |
| 2. Redesign of drive plate and outer gear | 48 |
| 3. Redesign of cam and cam plate | 49 |
| 4. Design of cam of planting arm | 49 |
| 5. Prototype of ball type mechanism | 50 |
| 6. Performance test of prototype | 52 |
| 7. Design of drive plate and outer gear for double ball type | 53 |
| 8. Design of built-in cam and cam plate | 54 |
| 9. Planting path of double ball type mechanism | 54 |
| 10. Problems of double ball type mechanism | 56 |
| | |
| Section 6. Design of roller type transplanting mechanism | 58 |
| 1. Review of transplanting mechanism development | 58 |
| 2. Structure and principle of roller type mechanism | 59 |
| 3. Detailed design of roller type mechanism | 60 |
| A. Modification of housing | 60 |
| B. Cam shape and design of drive plate | 61 |
| C. Design of spring | 66 |
| 4. Improvements | 67 |

| | |
|---|--------|
| 5. Performance test of prototype | 68 |
| 6. Redesign of cam profile | 68 |
| 7. Modification of drive plate and gear | 69 |
| 8. Modification of drive shaft and spring | 70 |
| 9. Planting path of redesigned roller type mechanism | 71 |
| 10. Prototype of resigned roller type mechanism | 73 |
| 11. Performance test of resigned roller type mechanism | 75 |
| Chapter 3 Development of levelling control system | 77 |
| Section 1. State of art of levelling control technology | 77 |
| 1. Type of levelling control systems | 77 |
| A. Levelling control of tractor implements | 77 |
| B. Levelling control of rice transplanters | 77 |
| 2. Levelling control systems | 78 |
| A. LG(GPR680R) | 79 |
| B. Daedong(S2-600R) | 79 |
| C. Dongyang(P600) | 79 |
| D. Kukjae(RR600DX) | 79 |
| E. Yanmar(RR600) | 80 |
| F. Yanmar(GP6) | 80 |
| G. Kubota | 80 |
| H. Iseki | 80 |
| Section 2. Concept design of levelling control system | 81 |
| 1. Definition of absolute level | 81 |
| 2. Basic concept | 81 |

| | |
|---|----|
| 3. Conditions for control and control plate | 82 |
| A. Power source DV 12 V of transplanter | 82 |
| B. Programmable one chip microprocessor | 82 |
| C. Selection of automatic and manual control modes | 83 |
| D. Adjustment of dead band | 83 |
| E. Performance indicator | 83 |
| 3. Design conditions of sensor and control parts | 83 |
| A. Angle sensor with a time constant within 0.3 seconds | 83 |
| B. Hydraulic cylinder with double acting rods | 83 |
| C. Three ways four positions solenoid valve | 83 |
| 4. Selection of design parameters | 83 |
| A. Parameters related to transplanter | 84 |
| B. Parameters related to control part | 84 |
| 5. Control algorithm | 84 |
| 6. Implementation of levelling control system | 85 |
| A. Type of fixed rods at both ends | 86 |
| B. Type of sliding rods at both ends | 86 |
| C. Type of springs at both rod ends | 89 |
| D. Type double acting single rod | 91 |
| E. Mode of levelling control system | 92 |
| Section 3. Determination of design parameters | 93 |
| 1. Limit work time | 93 |
| 2. Maximum tilt angle | 93 |
| A. Maximum tilt angle of seedling bed due to rolling | 93 |
| 3. Dead band | 97 |

| | |
|---|---------|
| 4. Restoring torque | 98 |
| A. Seedling bed with seedlings on only one side | 101 |
| B. Seedling bed with seedlings on two end rows | 101 |
| C. Seedling bed with seedlings on both sides | 102 |
| 5. Determination of hydraulic cylinder size | 103 |
| A. Location of hydraulic cylinder | 103 |
| B. Force acting on hydraulic cylinder | 104 |
| C. Actuating force and hydraulic pressure | 104 |
| D. Diameters of hydraulic cylinder and rod | 104 |
| E. Initial and working lengths of rod | 106 |
| F. Maximum speed of rod | 107 |
| G. Working flow rate | 108 |
| 6. Spring constant | 108 |
| 7. Selection of hydraulic pump | 109 |
| 8. Hydraulic system for levelling control | 110 |
| A. Direction control valve | 111 |
| B. Flow control valve | 112 |
| C. Relief valve | 112 |
| D. Hydraulic hose | 112 |
| 9. Slope sensor | 112 |
| 10. Control section | 113 |
| Section 4. Performance evaluation of levelling control system | 116 |
| 1. Modelling of hydraulic circuit | 116 |
| 2. Response to angle sensor | 120 |
| 3. Laboratory tests | 122 |

| | |
|---|-----|
| A. Simulation of levelling control system | 123 |
| B. Performance evaluation test | 127 |
| Section 5. PWM control mode | 132 |
| 1. PWM control | 132 |
| 2. Characteristics of system response of PWM control | 134 |
| A. Characteristics of system response with the maximum operating time of 200 ms | 134 |
| B. Characteristics of system response with the maximum operating time of 400 ms | 155 |
| C. Characteristics of system response with the maximum operating time of 500 ms | 158 |
| Chapter 4. Economic feasibility | 163 |
| Section 1. Prototype | 163 |
| Section 2. Prices of high speed transplanting mechanism and level controlling system | 164 |
| Section 3. Production costs | 165 |
| A. High speed transplanting mechanism | 165 |
| B. Level controlling system | 167 |
| References | 170 |
| Appendix A. MATLAB codes for the evaluation of planting path | 171 |
| Appendix B. Planting paths | 177 |
| Appendix C. Drawings for modified drive line and high-speed transplanting mechanism | 184 |

목 차

| | |
|--------------------------------|----|
| 제1장 서론 | 1 |
| 제1절 연구 개발의 배경 | 1 |
| 제2절 연구 개발의 목적과 범위 | 3 |
| 제2장 고속 식부장치의 개발 | 5 |
| 제1절 로터리식 고속 식부장치 | 5 |
| 1. 로터리식 고속 식부기구의 원리 | 5 |
| 2. 로터리식 고속 식부기구의 식부 궤적 | 6 |
| 제2절 캠식 고속 식부장치 | 8 |
| 1. 캠식 고속 식부장치의 개념 | 8 |
| 2. 캠식 고속 식부장치의 목형 설계 | 9 |
| 3. 목업 모델의 식부 궤적 | 15 |
| 제3절 제1차 수정 목업 모델 | 16 |
| 1. 외측 유성기어의 장공 수정 | 16 |
| 2. 요동각의 정밀 측정 | 17 |
| 3. 1차 수정 목업 모델의 요동각 | 23 |
| 4. 1차 수정 목업 모델의 식부 궤적 평가 | 25 |
| 가. 식부 궤적의 평가 변수 | 25 |
| 나. 식부 궤적의 평가 | 26 |
| 제4절 편형 시작기의 설계 | 33 |

| | |
|----------------------------------|----|
| 1. 시작기의 기본 설계 | 33 |
| 2. 핀의 휨 분석 | 36 |
| 3. 핀의 형상 수정 | 39 |
| 4. 외측 기어와 구동판의 재설계 | 39 |
| 5. 캠과 캠 플레이트의 재설계 | 41 |
| 6. 핀형 시작기 | 42 |
| | |
| 제5절 불형 시작기의 설계 | 47 |
| 1. 불형 시작기 | 47 |
| 2. 구동판과 외측 기어의 재설계 | 48 |
| 3. 캠과 캠 플레이트의 재설계 | 49 |
| 4. 식부암의 캠 설계 | 49 |
| 5. 불형 식부장치의 시작품 | 50 |
| 6. 시작기의 성능 시험 | 52 |
| 7. 이중 불형 구동판과 외측 구동 기어의 설계 | 53 |
| 8. 일체형 캠과 캠 플레이트의 설계 | 54 |
| 9. 이중 불형 식부장치의 식부 궤적 | 54 |
| 10. 이중 불형 식부장치의 문제점 | 56 |
| | |
| 제6절 롤러형 식부장치의 설계 | 58 |
| 1. 식부장치의 개발 내용 검토 | 58 |
| 2. 롤러형 식부장치의 구조와 원리 | 59 |
| 3. 롤러형 식부장치의 세부 설계 | 60 |
| 가. 식부 케이스의 수정 | 60 |
| 나. 캠의 형상과 구동판 설계 | 61 |
| 다. 스프링 설계 | 66 |

| | |
|-----------------------------|----|
| 4. 개선점 | 67 |
| 5. 시작기의 성능 시험 | 68 |
| 6. 캠 형상의 재설계 | 68 |
| 7. 구동판과 구동기어의 수정 | 69 |
| 8. 구동축과 스프링의 수정 | 70 |
| 9. 수정 롤러형 식부장치의 식부 궤적 | 71 |
| 10. 수정 롤러형 식부장치의 시작품 | 73 |
| 11. 수정 시작기의 성능 시험 | 75 |
| | |
| 제3장 수평 제어장치의 개발 | 77 |
| 제1절 수평 제어 기술의 현황 | 77 |
| 1. 수평 제어 시스템의 유형 | 77 |
| 가. 트랙터 작업기의 수평 제어 | 77 |
| 나. 이앙기의 수평 제어 | 77 |
| 2. 국내외 이앙기의 수평 제어 장치 | 78 |
| 가. LG(GPR680R) | 79 |
| 나. 대동(S2-600R) | 79 |
| 다. 동양(P600) | 79 |
| 라. 국제(RR600DX) | 79 |
| 마. 안마(RR600) | 80 |
| 바. 안마(GP6) | 80 |
| 사. 구보다 | 80 |
| 아. 이세끼 | 80 |
| | |
| 제2절 수평 제어 시스템의 개념 설계 | 81 |
| 1. 절대 수평의 정의 | 81 |

| | |
|--|----|
| 2. 기본 개념 | 81 |
| 3. 제어부와 제어판의 조건 | 82 |
| 가. 이양기의 DC 12V 전원 | 82 |
| 나. 프로그래머블 원칩 마이크로프로세서 | 82 |
| 다. 자동 및 수동 수평 제어 방식 선택 | 83 |
| 라. 불감대 조절 | 83 |
| 마. 작동 상태 표시 장치 | 83 |
| 3. 센서와 작동부의 설계 조건 | 83 |
| 가. 시정수가 0.3초 이내인 경사각 센서 | 83 |
| 나. 작동 길이가 200 mm 이상인 복동 양로드형 실린더 | 83 |
| 다. 3위치 4포트 솔레노이드 밸브 | 83 |
| 4. 설계 변수의 선정 | 83 |
| 가. 이양부 관련 변수 | 84 |
| 나. 작동부와 제어부 관련 변수 | 84 |
| 5. 제어 알고리즘 | 84 |
| 6. 수평 제어 시스템 구현 | 85 |
| 가. 로드의 양단 고정 모형 | 86 |
| 나. 유압 실린더의 고정부와 로드 양단의 슬라이드 모형 | 86 |
| 다. 로드 양단의 스프링 모형 | 89 |
| 라. 복동 단로드형 실린더 모형 | 91 |
| 마. 수평 제어 시스템 구현 방법 | 92 |
| 제3절 설계 변수의 결정 | 93 |
| 1. 한계 작동 시간 | 93 |
| 2. 최대 경사각 | 93 |
| 가. 롤링에 의한 이양부의 최대 경사각 | 93 |

| | |
|----------------------------------|-----|
| 3. 불감대의 크기 | 97 |
| 4. 복원 토크 | 98 |
| 가. 베드부의 한쪽에만 상자묘를 탑재한 경우 | 101 |
| 나. 베드부의 끝 2줄에만 상자묘를 탑재한 경우 | 101 |
| 다. 베드부 전체에 상자묘를 탑재한 경우 | 102 |
| 5. 유압 실린더의 치수 결정 | 103 |
| 가. 유압 실린더의 부착 위치 | 103 |
| 나. 유압 실린더의 작용력 | 104 |
| 다. 작용력과 작동 유압 | 104 |
| 라. 유압 실린더와 로드의 직경 | 104 |
| 마. 실린더의 초기 길이와 작동 길이 | 106 |
| 바. 실린더의 최대 작동 속도 | 107 |
| 사. 작동 유량 | 108 |
| 6. 스프링 상수 | 108 |
| 7. 유압 펌프 선정 | 109 |
| 8. 수평 제어용 유압 시스템 | 110 |
| 가. 방향 제어 밸브 | 111 |
| 나. 유량 제어 밸브 | 112 |
| 다. 릴리프 밸브 | 112 |
| 다. 유압 호스 | 112 |
| 9. 경사각 센서 | 112 |
| 10. 제어부 | 113 |
| | |
| 제4절 수평 제어 시스템의 1차 성능 평가 시험 | 116 |
| 1. 수평 제어용 유압 시스템 모델링 | 116 |
| 2. 경사각 센서의 응답 실험 | 120 |

| | |
|---|-----|
| 3. 실험실 시험 | 122 |
| 가. 수평 제어 시스템의 시뮬레이션 | 123 |
| 나. 성능 평가 시험 | 127 |
| 제5절 PWM 제어 방식 | 132 |
| 1. PWM 제어 | 132 |
| 2. PWM 시스템 응답 특성 | 134 |
| 가. 최대 작동 시간을 200 ms로 설정하였을 때의 시스템 응답 특성 | 134 |
| 나. 최대 작동 시간을 400 ms로 설정하였을 때의 시스템 응답 특성 | 155 |
| 다. 최대 작동 시간을 500 ms로 설정하였을 때의 시스템 응답 특성 | 158 |
| 제4장 경제성 분석 | 163 |
| 제1절 시작기 제작 | 163 |
| 제2절 고속 식부장치 및 수평 제어장치의 가격 | 164 |
| 제3절 원가 계산 | 165 |
| 1. 고속 식부 장치 | 165 |
| 2. 수평 제어 장치 | 167 |
| 참고 문헌 | 170 |
| 부록 A. 식부 궤적 평가를 위한 MATLAB 원시 코드 | 171 |
| 부록 B. 식부 궤적 평가 | 177 |
| 부록 C. 수정 전동라인과 고속 식부장치 도면 | 184 |

제1장 서론

제1절 연구 개발의 배경

현재, 국내 이앙 작업의 기계화율은 약 98% 정도이며, 이앙 작업에 소요되는 노동 시간은 벼 생산을 위한 총 노동 시간의 약 17%를 차지하고 있다. 그러나, 표 1에서와 같이 이앙기의 연간 작업 일수는 보행형 이앙기의 작업 속도 즉, 0.6-0.8 m/s를 기준으로 할 때 약 6일 정도이며, 이는 다른 농업기계에 비하여 대단히 적다. 따라서, 이앙기의 대당 이용 수익도 트랙터와 콤바인과 비교하면 이들의 약 19-23% 정도로서 대단히 낮은 편이다.

표 1 주요 농업기계 이용 실태

| 기종 | 대당 연간 작업 일수(일) | 대당 연간 작업 면적(ha) | 연간 수입 (천원) | 연간 지출 (천원) | 연간 손익 (천원) |
|-----|-------------------|--------------------|---------------|---------------|---------------|
| 경운기 | 54 | 1.2 | 987 | 810 | +177 |
| 트랙터 | 48 | 13.7 | 3,761 | 2,742 | +1,019 |
| 이앙기 | 6 | 3.1 | 820 | 535 | +285 |
| 바인더 | 4 | 1.2 | 338 | 366 | -28 |
| 콤바인 | 13 | 10.0 | 3,834 | 2,282 | +1,552 |

자료: 농업통계정보관실(1996)

이앙기의 기계 이용 수익을 높이기 위해서는 이앙기의 연간 작업 일수 또는 대당 작업 면적을 증가시켜야 한다. 수도작의 특성상 연간 이앙 작업 일수를 증가시키기는 어려우나 대당 작업 면적은 이앙기의 작업 능력을 향상시킴으로써 증가시킬 수 있다. 즉, 이앙기의 대형화와 고속화를 통하여 대당 이앙 작업 면적을 증가시킬 수 있다. 최근 이앙기의 대형화와 고속화 추세는 이러한 경향을 반영한 것이라고 할 수 있다.

현재, 우리 나라에서 사용되고 있는 대형 고속 이앙기는 6조 승용 이앙기이다. 6조 승용 이앙기에서 채택하고 있는 식부장치는 대부분 편심 기어열을 이용한 로터리식 고속 식부장치이다. 이 고속 식부장치는 일본에서 개발된 것으로서 특허로 보

호되어 있기 때문에 국내에서는 생산업체에 따라 전량 수입하거나 또는 기술 이전에 의하여 생산하고 있다. 최근까지 로터리식 식부장치 1조의 수입 판매 가격은 약 30만원으로 6조식 승용 이앙기에 부착할 경우 고속 식부장치에만 180만원이 소요되며 이는 6조 승용 이앙기의 평균 판매 가격인 960만원의 약 19%를 차지하여 국산 이앙기의 가격 경쟁력을 약화시키는 원인이 되고 있다. 즉, 이앙기의 생산 원가 중 식부장치의 수입 또는 기술료 지불로 인한 비중은 5% 이상이 될 것으로 판단되며, 이러한 비중은 이앙기가 대형화될수록 더욱 증가할 것으로 예상된다. 이러한 문제점 때문에 일부 생산업체에서는 아직까지 6조 승용 이앙기에 크랭크식 식부장치를 채택하고 있는 실정이다. 따라서, 대형화 고속화를 통하여 이앙기의 연간 작업 면적을 확대시키기 위해서는 독자적인 기술로써 고속 식부장치를 개발하지 않으면 안 된다. 본 연구에 의하여 새로운 고속 식부장치가 개발될 경우, 6조 승용 이앙기 1대당 180만원 정도의 수입 대체 효과를 가져올 수 있으며 식부장치의 단가도 현재의 1/2 수준으로 절감할 수 있을 것으로 판단된다.

이앙기의 대형화와 고속화를 위해서는 고속 식부장치의 개발과 더불어 식부심을 일정하게 유지하기 위한 이앙기의 수평 제어장치가 요구된다. 이앙할 때의 포장 상태는, 비록 균평 작업이 수행되었다 하더라도, 국지적으로는 굴곡이 심하여 이앙기를 수평으로 유지하기가 어렵다. 이러한 경우에는 식부심이 깊은 곳과 얇은 곳이 발생하여, 식부심이 깊은 곳은 수량의 감소를 초래하며, 식부심이 얇은 곳은 부묘의 원인이 된다. 이러한 경향은 한 필지의 규모가 증가할수록 더욱 증가할 것으로 예상된다. 따라서, 대형 고속 이앙기에서는 포장 표면의 굴곡에 관계없이 항상 이앙기를 수평으로 유지할 수 있는 수평 제어장치가 요구된다. 일본에서는 이미 8조식 대형 이앙기가 개발되어 실용화되고 있으며, 6조 이상 고속 이앙기에는 모두 수평 제어장치가 채택되고 있다.

이앙기의 대형화와 고속화는 피할 수 없는 이앙기의 발전 방향이라고 할 수 있다. 영농회사에서는 수탁 작업의 규모를 확대하기 위한 경쟁이 치열할수록, 전업농가에서는 규모의 경제를 이룩하기 위한 경작 규모가 확대될수록 이러한 경향은 더

속 증가될 것으로 판단된다. 따라서 이앙기에 대한 기술 발전도 대형화와 고속화를 지향해야 할 것으로 생각되며, 고속 식부장치와 수평 제어장치는 바로 국내 농기산업이 이앙기의 대형화와 고속화를 위하여 개발해야 할 당면 과제이다. 고속 정밀 이앙기는 현재 일본에서도 첨단 기술 분야에 속하므로 기술 도입이 어려우며, 기술 도입이 가능한 경우에도 많은 기술료와 로열티를 지불해야 하기 때문에 경제적인 타당성이 없을 것으로 판단된다.

제2절 연구 개발의 목적과 범위

본 연구의 최종 개발 목표는 표 2에서와 같은 고속 정밀 승용 이앙기이며, 이를 실현하기 위한 구체적인 목표는 다음과 같다.

첫째, 식부 성능이 로터리식 식부기구와 같고, 동시에 고속 식부 작업이 가능한 새로운 메커니즘의 고속 식부기구를 개발한다. 즉, 현재 0.6-0.8 m/s 정도인 크랭크식 식부기구의 작업 속도를 1.0-1.2 m/s 정도의 고속으로 증가시키며, 이러한 고속에서도 크랭크식 식부기구에서와 같은 식부 성능을 발휘할 수 있는 고속 식부장치를 개발하는 것이다. 또한, 일본의 편심 기어열을 이용한 로터리식 고속 식부기구의 특허 범위를 침해하지 않도록 독자적인 설계를 추진한다.

둘째, 이앙 심도를 균일하게 유지하기 위한 수평 제어장치의 기본 개념과 방법을 확립하고, 이를 실현하기 위한 수평 제어장치를 개발한다. 즉, 이앙 작업의 정밀화를 위하여, 포장 표면의 굴곡에 관계없이 일정한 식부심을 유지하기 위한 수평 제어장치를 개발한다.

현재, 크랭크식 식부기구를 채택하고 있는 LG전선의 승용 6조식 이앙기에 개발한 고속 식부장치와 수평 제어장치를 적용하여 순수한 독자 기술로써 고속 정밀 승용 이앙기를 개발하기로 하였다. 새로운 고속 식부장치와 수평 제어장치를 채택함에 따라, 기존 이앙기의 전동라인, 묘 이송장치, 플로트 높이 등은 일부 조정하기로 하였으며, 이러한 구조적인 변경은 이앙기의 원가 상승을 최대한으로 억제하기 위하여

최소한으로 제한하였다. 아울러, 묘 공급의 정밀화를 구현하기 위하여 묘 이송장치도 함께 개선하였다.

표 2 고속 정밀 승용 이앙기의 목표 성능과 제원

| 항목 | | 현재 성능 | 목표 성능 |
|-------|------------------------------|--------------------------|---------------|
| 고속화 | 최대 작업 속도 | 0.6~0.8 m/sec | 1.0~1.2 m/sec |
| | 작업 능률 | 16~20 분/10a | 10 분/10a |
| 정밀화 | 사용 묘 | 성묘, 중묘 | 성묘, 중묘, 어린묘 |
| | 주당 본수 | 6~8 본 | 3~5 본 |
| | 이앙 심도 | 3~5 cm | 2~3 cm |
| | 식부 자세 | 연직 기준 0~45° | 연직 기준 0~15° |
| | 결주율 | 3% | 0~2% |
| 주요 제원 | | | |
| 항목 | | 제원 | |
| 차체 | 운전형식 | 승용 | |
| | 크기(길이×폭×높이)(mm) | 2,970×2200×1670 | |
| | 중량(kg) | 450~500 | |
| | 차륜 | 전륜: 공기 타이어, 후륜: 고무 리그 차륜 | |
| | 조향장치 | 유압식 | |
| 동력장치 | 엔진 | 공랭식 가솔린 | |
| | 출력(PS/rpm) | 8~10/1800 | |
| | 변속단수 | 전진 4단, 후진 2단 | |
| 식부장치 | 형식 | 캠식 | |
| | 이앙조수 | 6 | |
| | 주간 거리(cm) | 12, 14, 16 | |
| | 재식 밀도(주수/3.3m ²) | 70~110 | |
| | 식부 깊이(cm) | 3±1 | |
| | 종횡 이송량 조절장치 | 종횡 이송장치용 전동기의 정밀 제어 | |
| | 수평 조절장치 | 경사각 센서를 이용한 유압 제어 | |

제2장 고속 식부장치의 개발

제1절 로터리식 고속 식부장치

1. 로터리식 고속 식부기구의 원리

4절 기구를 이용한 크랭크식 식부기구는 원하는 식부 궤적을 보다 용이하게 구현할 수 있다는 장점은 있으나, 그 구조상 고속에서는 심한 가진력이 발생되기 때문에 식부 성능이 떨어지는 단점이 있다. 따라서, 크랭크식 식부기구에서는 구동축의 속도가 최대 300 rpm 정도로 제한되고 있으며, 이 때 이양 작업 속도는 운전자의 보행 속도와 비슷한 0.8 m/s 정도가 된다. 즉, 크랭크식 식부장치는 최대 이양 작업 속도가 약 0.8 m/s 정도로 제한되기 때문에 주로 보행형 이양기에 적용되어 왔다.

고속 이양기에서는 고속화의 이점을 최대한으로 활용하기 위하여 0.8 m/s 이상의 고속에서도 크랭크식 식부기구에서와 같은 식부 성능을 발휘할 수 있는 고속 식부장치가 요구된다. 일본에서는 1984년부터 고속 저진동의 로터리식 식부장치에 대한 연구가 시작되었다(山影征男, 1986; 山影征男 등, 1989; 山影征男 등, 1989). 일본에서 개발된 로터리식 식부장치는 편심 기어열을 이용한 것으로서, 그림 1에서와 같이 고정된 태양 기어를 중심으로 식부 케이스를 반시계 방향으로 등속 회전시킬 때 중간 위성 기어는 동일한 방향으로 부등속 회전 운동을 하고, 외측 위성 기어는 반대 방향으로 부등속 회전 운동을 한다. 외측 위성 기어에 고정된 식부날은 부등속 회전 운동에 의하여 그림 1에서와 같은 식부 궤적을 구현하게 된다(박 등, 1993). 로터리식 고속 식부장치는 구동축이 1회전할 때마다 2번 식부하게 되므로, 이론적으로 같은 구동축 속도에서 크랭크식 식부기구보다 2배의 속도로 작업할 수 있다. 그러나 고속 식부장치를 채택한 이양기의 실제 작업속도는 포장 조건의 미흡 등으로 인하여 최대 1.2 m/s 정도로 제한되고 있다.

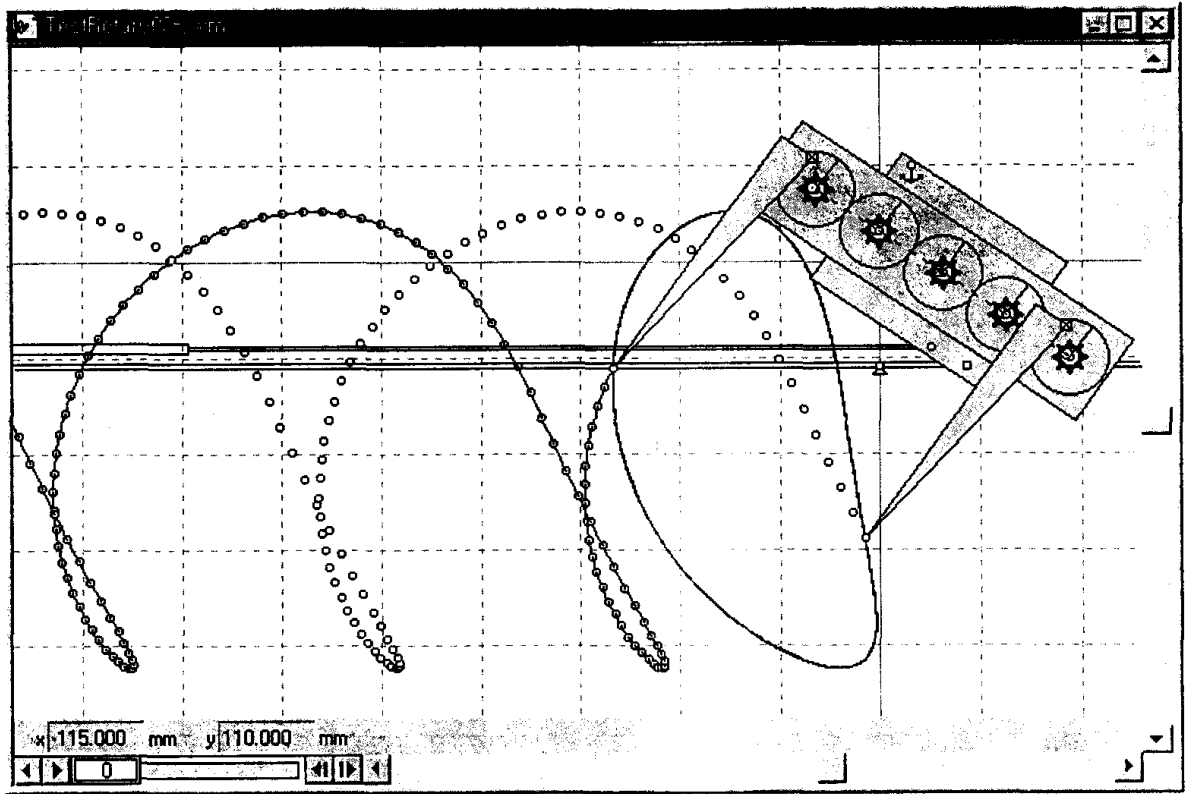


그림 1 편심 기어열을 이용한 로터리식 고속 식부 기구.

2. 로터리식 고속 식부기구의 식부 궤적

편심 기어열을 이용한 로터리식 고속 식부장치의 식부 궤적은 원(圓)보다 상하로 약간 늘어난 난형(卵形)이므로 식부할 때 토양에 생기는 구멍이 크랭크식 식부기구에서보다 커서 식부 자세가 불량하고 뜯묘가 발생하는 단점이 있다. 이러한 구멍의 크기를 줄이기 위하여 식부 궤적의 크기를 줄일 경우에는 궤적의 높이, 즉 식부 궤적의 상하 길이가 짧아져서 이양한 묘의 줄기가 겹쳐지는 브릿지(bridge) 현상이 발생된다. 이러한 브릿지 현상은 이양 후 벼의 생육에도 지장을 초래하는 것으로 알려져 있다. 박 등(1993)의 연구에 의하면 로터리식 식부기구에서는 그 구조상 식부할 때 토양에 생기는 구멍의 크기와 브릿지 현상을 동시에 해결할 수 있는 식부 궤적의 구현이 불가능하다. 따라서, 지금까지 식부 성능이 우수한 것으로 평가되고 있는 크랭크식 식부기구의 식부 궤적을 구현할 수 있고 동시에 고속 회전이 가능한 식부기구의 개발이 필요한 것이다.

로터리식 식부기구의 식부 궤적의 특성은 식부날의 부등속 운동에 의하여 결정된다. 이 식부날의 부등속 운동은 식부 케이스의 등속 회전 운동과 식부 케이스에 대한 식부날의 부등속 상대 운동으로 분리될 수 있다. 따라서, 식부 궤적은 식부 케이스에 대한 식부날의 상대 운동에 의하여 그 특징이 결정된다고 할 수 있다. 그림 1의 모형을 이용하여 로터리식 고속 식부기구에서 식부 케이스가 1회전하는 동안 식부날의 상대 운동 즉, 요동각 변화를 구하면 그림 2에서와 같다. 편심 기어열을 이용한 로터리 식부장치는 식부날의 부등속 운동을 편심 기어열을 이용하여 구현하도록 한 것이다. 즉, 편심 기어의 크기, 편심량, 초기 위치 등에 따라서 식부날의 부등속 운동이 변화되므로, 적절한 식부 궤적을 구현할 수 있도록 편심 기어의 편심량, 초기 위치 등을 결정한 것이다. 박 등(1994)은 식부 궤적의 형상과 편심 기어의 편심량, 초기 위치 등의 관계를 구명하여, 이양기의 식부 궤적에 적합한 편심량과 초기 위치를 구명하고자 하였다. 그러나, 일본에서 개발된 편심 기어열을 이용한 식

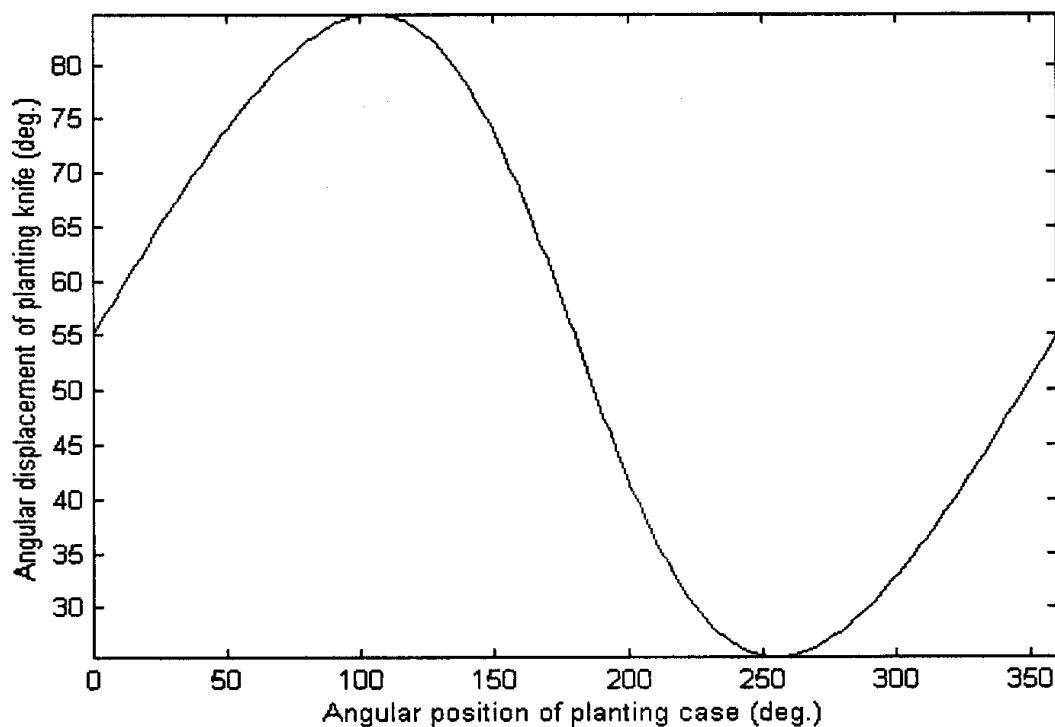


그림 2 식부날의 요동각 변화량.

부장치의 식부 궤적보다 우수한 식부 궤적을 구현할 수 있는 편심량과 초기 위치를 찾는 데는 실패하였다. 즉, 편심 기어열을 이용한 고속 식부장치는 현재의 형태가 최적인 것으로 판단된다.

제2절 캠식 고속 식부장치

1. 캠식 고속 식부장치의 개념

일본에서 개발된 로터리식 고속 식부장치의 특허 범위를 벗어나는 방법은 편심 기어열을 이용한 식부날의 부등속 운동을 다른 방법으로 구현하는 것이다. 이를 위하여 여러 가지 방법을 모색하였으며, 현실적으로 실용화 가능성이 가장 높은 방법으로서, 식부 케이스의 등속 운동과 식부 케이스에 대한 식부날의 부등속 운동을 분리하는 아이디어를 도출하였다. 즉, 식부 케이스와 함께 등속으로 회전하는 캠을 이용하여 식부 케이스의 각변위에 따라 식부 케이스에 대한 식부날의 상대 각변위를 변화시키는 것이었다. 일반적인 원형 기어열을 이용하여 식부날의 등속 회전 운동을 구현하고, 캠을 이용하여 식부 케이스에 대한 식부날의 요동 운동을 구현하는 것이었다. 적절한 캠의 형상에 의하여 식부날이 그림 2에서와 같은 요동각을 가진다면, 이 식부장치는 로터리식 고속 식부장치와 같은 식부 궤적을 구현할 수 있을 것이다. 우리는 이러한 식부장치를 캠식 고속 식부장치로 명명하고, 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 이러한 아이디어의 실현 가능성을 확인하기로 하였다.

시뮬레이션용 응용 소프트웨어인 2D-Working Model을 이용하여 캠식 고속 식부장치를 모형화하고, 식부 케이스가 18° 회전할 때마다 각각의 회전각에서 결정한 식부날의 상대 요동각을 이용하여 캠의 형상을 결정하였다. 그림 3은 모형화한 캠식 고속 식부장치의 시뮬레이션 모델과, 이 모델과 상대 요동각을 이용하여 구현한 식부날의 식부 궤적을 나타낸 것이다. 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 구현한 식부 궤적의 형상은 캠식 고속 식부장치의 실용화가 가능한 것으로 나타났다.

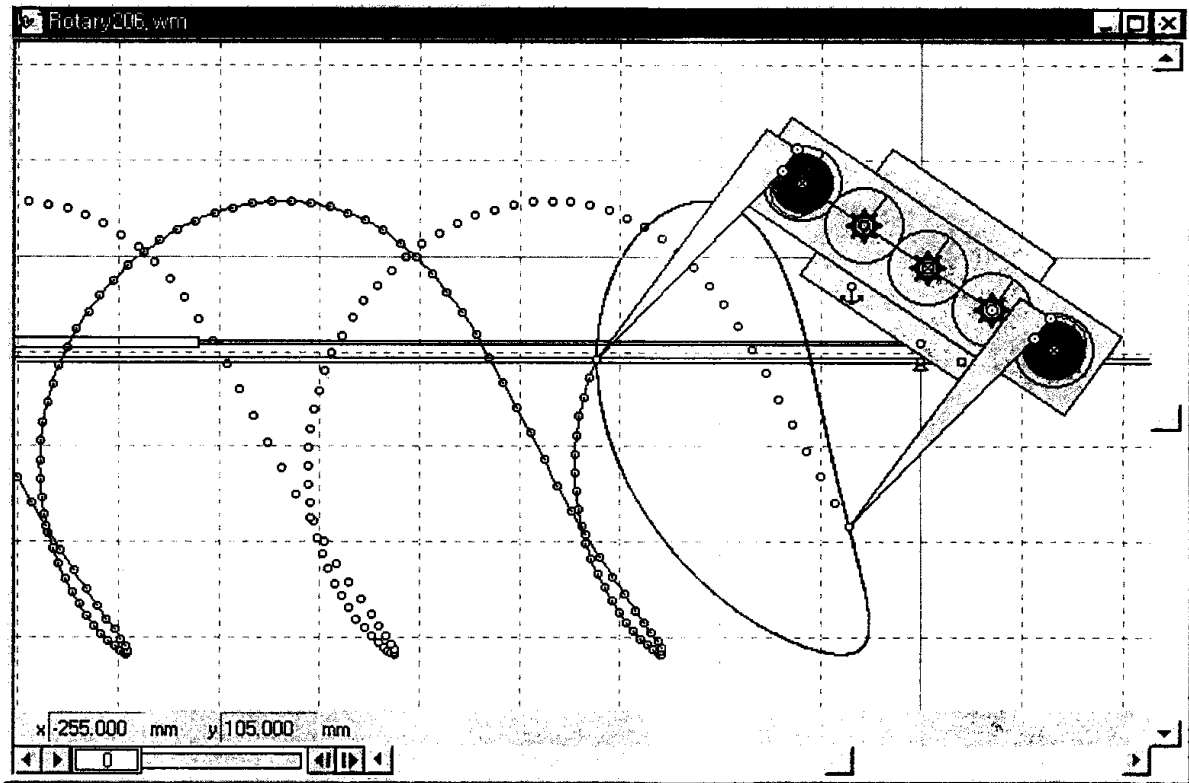


그림 3 캠식 식부 식부장치의 식부 궤적.

2. 캠식 고속 식부장치의 목형 설계

시뮬레이션 기법으로 확인한 캠식 고속 식부장치의 실용화 가능성을 보다 확실하게 평가하기 위하여 캠식 고속 식부장치의 목형을 제작하고 그 기능을 시험하였다. 캠식 식부장치의 기본 구조는 그림 4에서와 같이 식부 케이스 안에 외측 유성기어, 중간 기어, 선기어가 대칭으로 배열된 5개의 원형 기어열로서 이루어져 있으며, 식부날은 외측 유성기어의 구동판에 부착되어 있다. 식부 케이스가 등속으로 회전하면 원형 기어열에 의하여 외측 유성기어의 구동판에 부착된 식부날도 등속 회전 운동을 한다. 이 식부날의 등속 운동에 식부 케이스에 고정된 캠에 의한 외측 유성기어의 요동 운동을 더하여 식부날이 부분적으로 부등속 운동을 하도록 한 것이다. 캠식 고속 식부장치의 주요 설계 변수는 그림 4에서와 같이 하였다.

R = 선기어와 외측 유성기어의 중심간 거리

α = 식부기구의 초기 위치에서 연직선과 기어열의 중심선이 이루는 각

γ = 초기 위치에서 기어열의 중심선에 대한 수직선과 식부날 선단부가 이루는 각

L_f = 초기 위치에서 외측 유성기어의 중심과 식부날 선단 사이의 거리

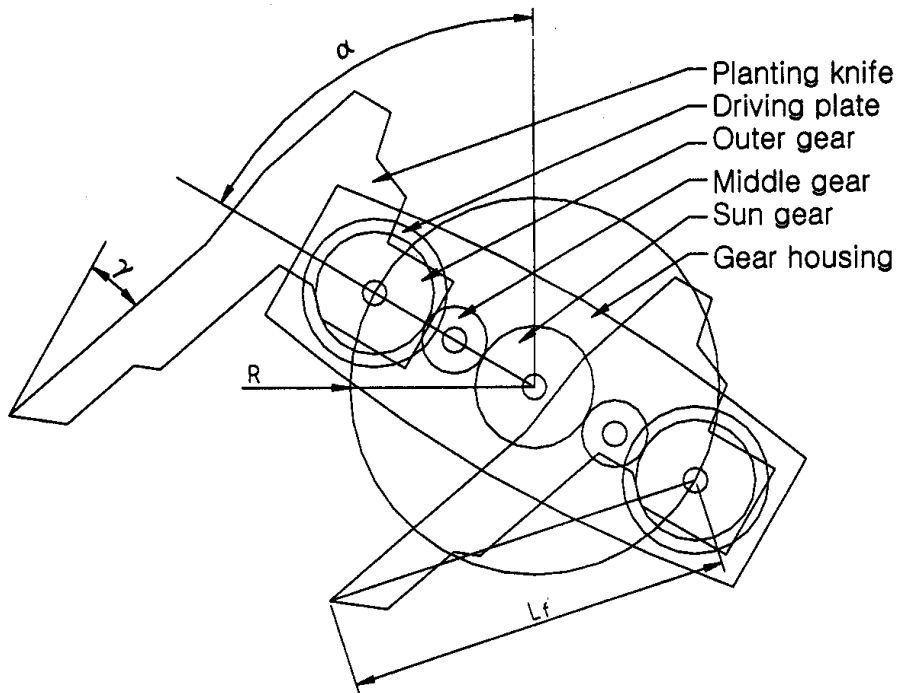


그림 4 캠식 식부기구의 구조와 주요 설계 변수.

식부 케이스에 대한 식부날의 상대 각변위 즉, 요동각은 그림 5에서와 같이 외측 유성기어와 식부날이 고정된 구동판에 각각 같은 크기와 형상의 장공을 만들고, 등근편으로써 장공을 겹쳐 두 장공 사이의 각에 따라 변화하도록 하였다. 이 때 장공의 사이 각을 결정하는 핀의 위치는 캠의 형상에 따라 결정된다. 또한 장공의 형상은 요동각의 변화 범위에 따라 결정되며, 캠의 형상은 식부 케이스의 각변위에 대한 식부날의 상대 요동각에 의하여 결정된다. 따라서, 식부날의 요동각 범위와 그 변화를 알면, 이를 만족할 수 있는 장공과 캠의 형상을 설계할 수 있다. 외측 유성기어와 구동판의 장공과 관련된 설계 변수는 그림 6에서와 같이 결정하였다.

R_i = 외측 유성 기어의 중심과 장공 시작점 사이의 길이

R_0 = 구동판의 중심과 장고 끝점 사이의 길이

(X_1, Y_1) = 장공 시작점의 좌표

(X_2, Y_2) = 최외측 기어 장공의 끝점 좌표

(X_3, Y_3) = 구동판 장공의 끝점 좌표

θ = 장공의 사이각

장공의 형상은 핀의 중심을 기준으로 하였기 때문에 실제 캠에서는 핀의 반경을 고려하여 결정하여야 한다.

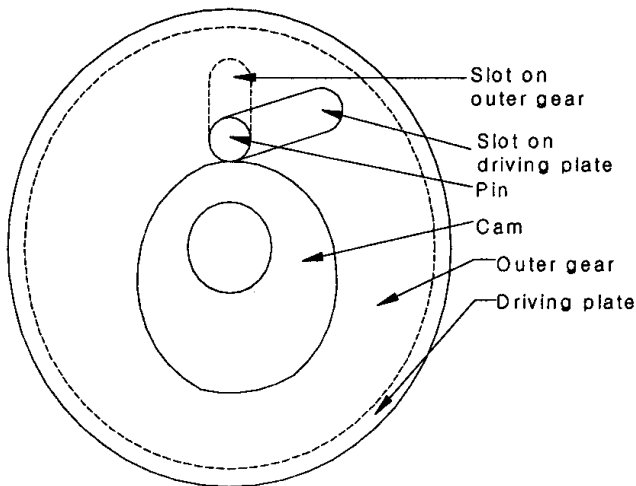


그림 5 장공을 이용한 상대 요동각 구현.

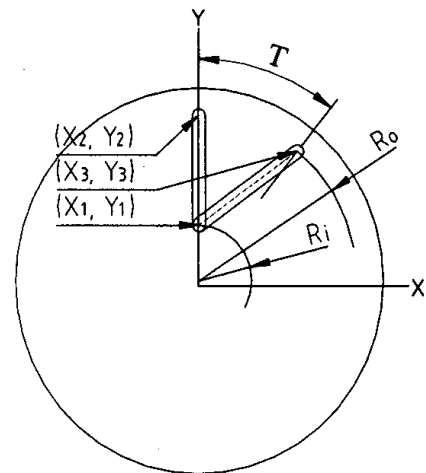


그림 6 장공의 설계 변수.

목업 모델의 주요 치수는 국내 K사의 로터리식 고속 식부장치를 측정하여 근사적으로 결정하였다. 목업 모델을 제작하기 전에 우선 이 측정치를 이용하여 K사 식부장치의 식부 궤적을 컴퓨터로 시뮬레이션하였다. 그림 7은 K사 식부장치의 식부 궤적을 컴퓨터 시뮬레이션으로써 예측한 것이다. 실제 목업 모델의 설계 치수는 시뮬레이션 모델과 시뮬레이션 결과를 이용하여 결정하였다. 식부날의 최대 요동각을 이용하여 구동판의 장공 위치, 즉 장공의 사이각과 길이를 결정하였으며, 요동각의 변화를 이용하여 캠의 형상을 설계하였다. 그림 8, 9, 10은 이러한 방법으로 설계한 외측 유성기어, 구동판, 캠을 나타낸 것이다. 실제 목업 모델의 식부 궤적을 다시 확인하기 위하여 목업 모델의 치수와 동일한 치수의 시뮬레이션 모델을 이용하여 시뮬레이션을 시도하였다. 그러나 실제 치수를 이용한 시뮬레이션 모델에서는 캠의 형상을 정확히 구현할 수가 없었기 때문에 식부 궤적을 시뮬레이션하는데는 실패하였다. 즉, 실제 목업 모델에서는 캠의 형상이 약간 부정확하였음에도 불구하고 구동

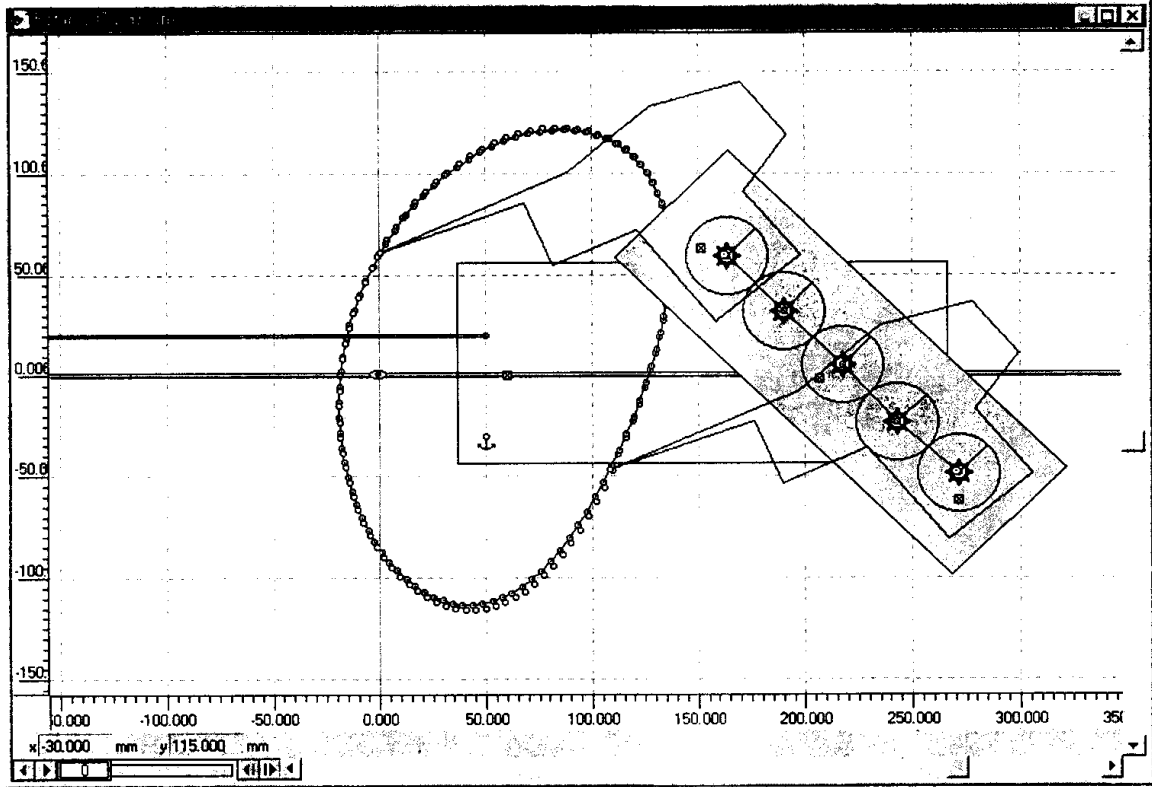


그림 7 시뮬레이션으로 구한 K사 식부장치의 식부 궤적.

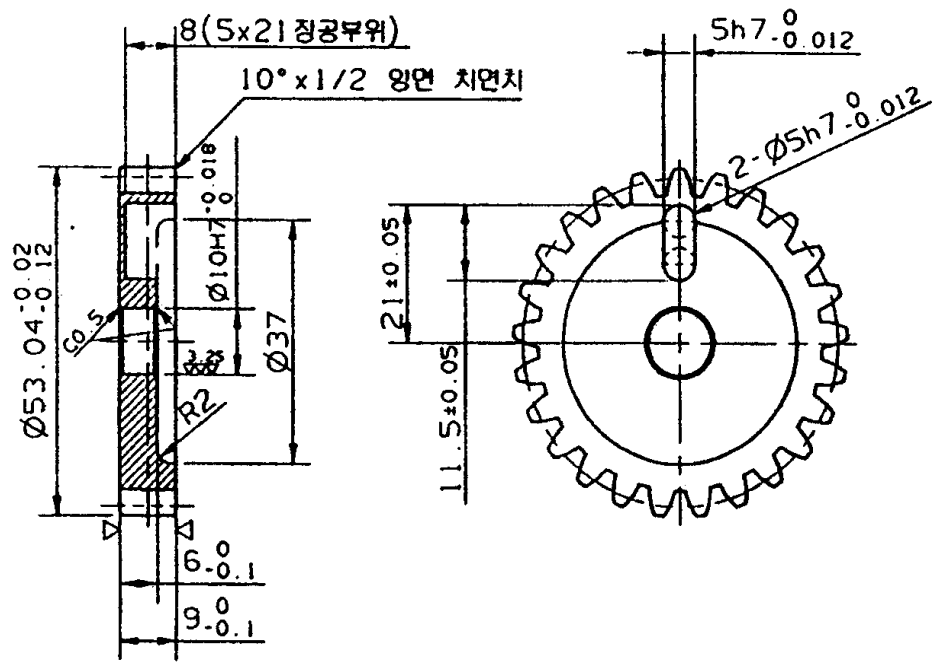


그림 8 외측 유성기어.

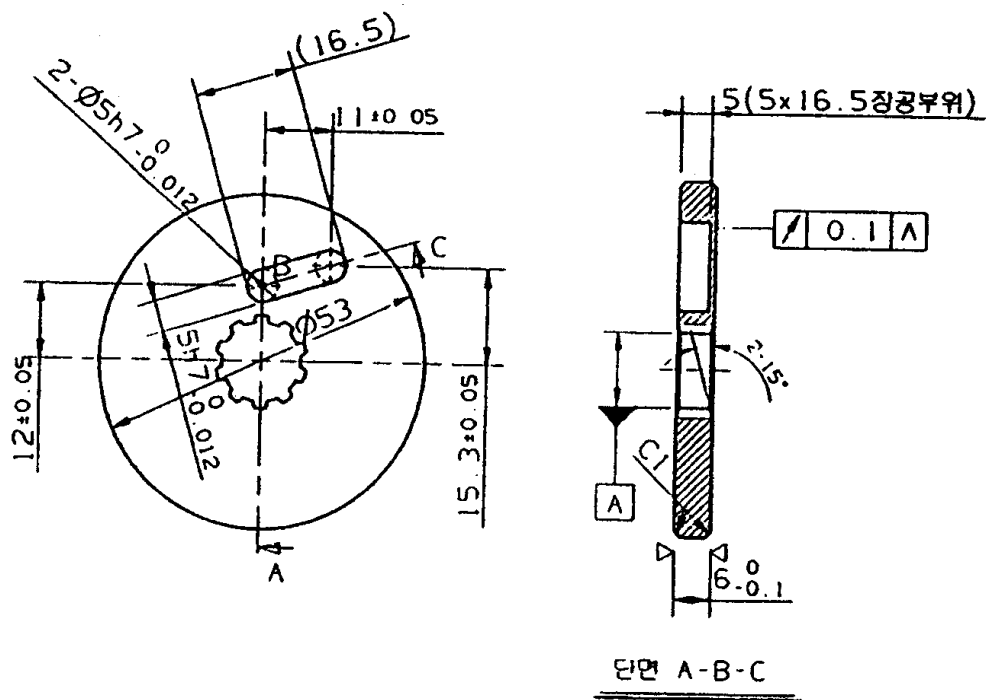


그림 9 구동판.

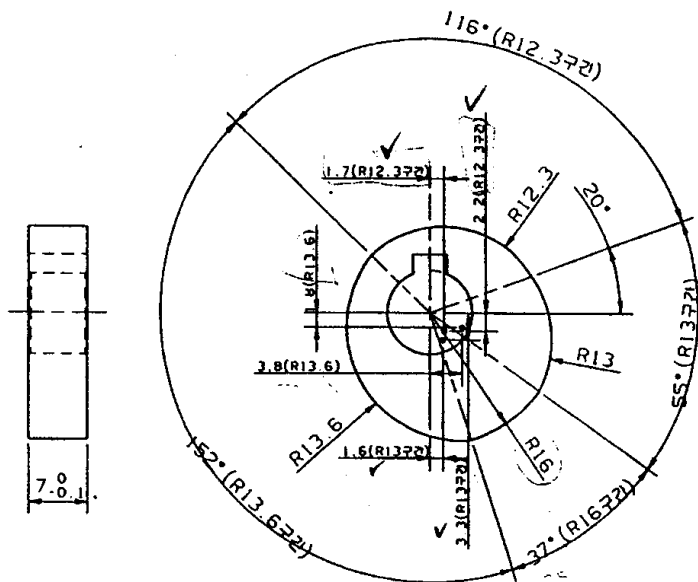


그림 10 구동 캠.

이 가능하였으나, 컴퓨터 시뮬레이션에서는 약간의 부정확도 허용되지 않았다. 따라서 시뮬레이션에서 사용할 캠의 형상을 그림 11에서와 같이 다시 설계하였다. 그림

10의 캠은 구간별로 각도의 차이가 약간씩 있었으나, 시뮬레이션을 위하여 다시 수정한 캠 형상은 18°씩 등간격으로 나눈 20개 점에서 반경을 구하고 여기에 판의 반경을 더하여 구간 별로 차이가 없도록 하였다. 그림 12는 조립된 상태의 구동 기어, 구동 판, 수정한 캠을 나타낸 것이다.

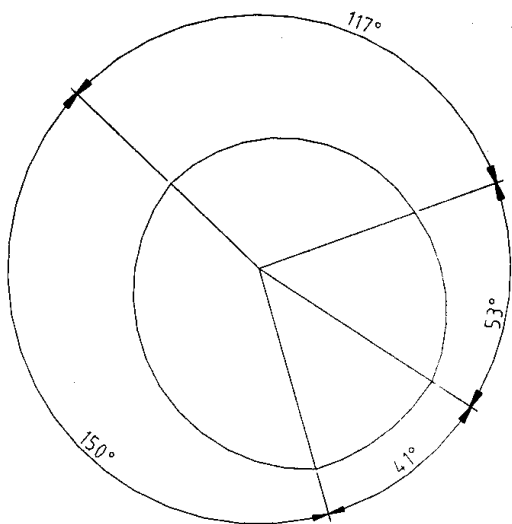


그림 11 시뮬레이션용 구동 캠.

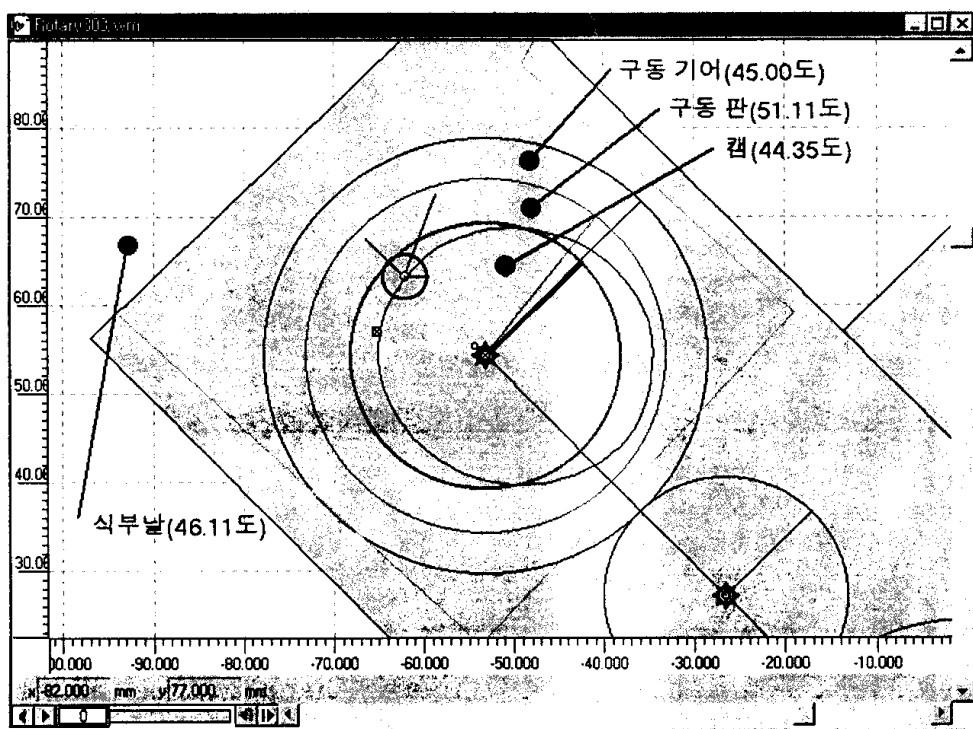


그림 12 목업 시뮬레이션 모델.

외측 유성기어의 회전 중심을 x-y 좌표계의 원점이라고 하면, 외측 유성기어에 있는 장공의 시작점과 끝점의 좌표는 각각 (0.0, 12.0), (0.0, 18.5)가 되므로 R_i 와 R_o 은 각각 12 mm, 18.5 mm가 된다. 구동판의 경우에는 장공의 시작점과 끝점의 좌표가 각각 (0.0, 12.0), (11.0, 15.3)이므로 R_i 와 R_o 는 각각 12 mm와 18.84 mm가 된다. 그림 7의 모델과 그림 12의 목업 시뮬레이션 모델을 비교하면, 같은 식부 케이스의 위치에서 목업 시뮬레이션 모델은 외측 유성기어와 구동판의 장공을 피봇한 편이 정확하게 캠의 형상을 따라 움직이지 못하였기 때문에 구동판과 캠의 위치가 약간씩 변경되었다. 구동판의 위치가 변경됨에 따라 식부날도 같은 각도로 위치가 변경되었으며, 따라서 식부 궤적도 그림 7에서와 같이 구현되지 못하고 그림 13에서와 같이 반시계 방향으로 45° 회전한 형태로 나타났다.

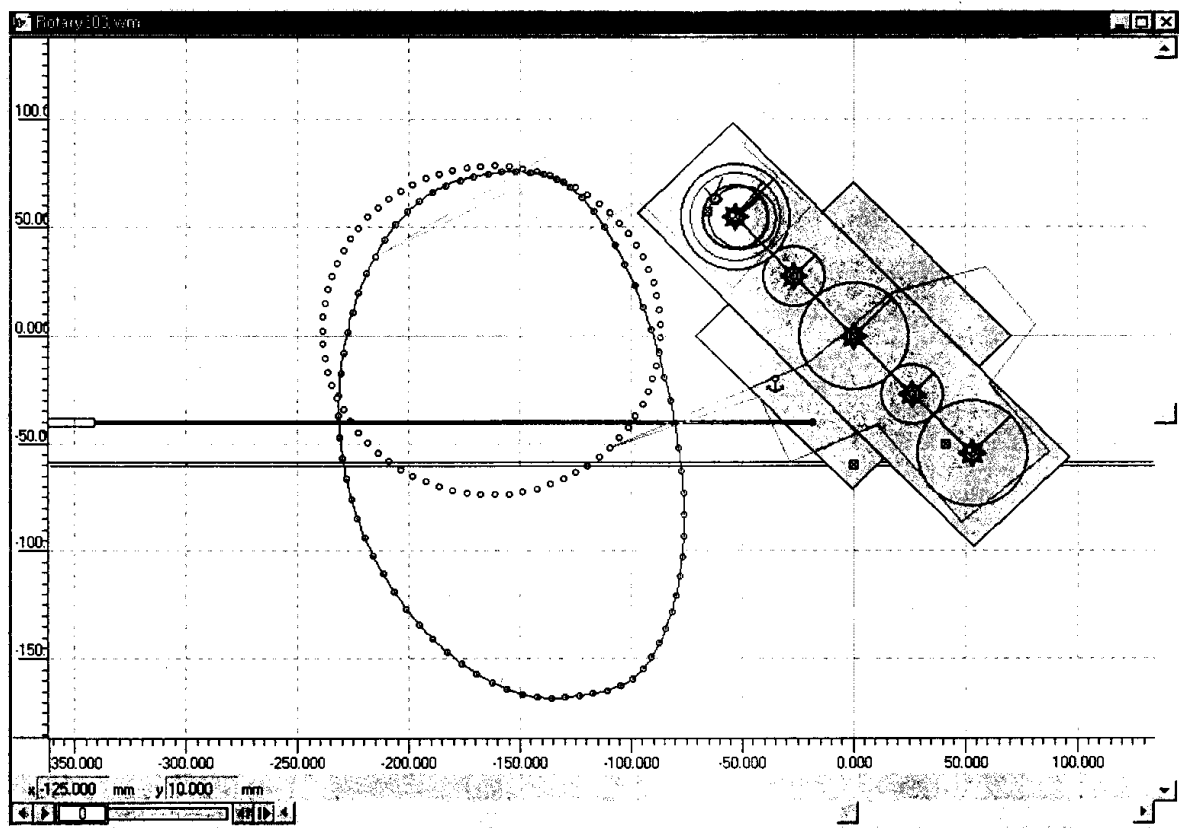


그림 13 목업 모델로 시뮬레이션한 식부 궤적.

3. 목업 모델의 식부 궤적

실제 목업 모델의 식부 궤적과 이를 컴퓨터로 시뮬레이션한 식부 궤적을 비교하

기 위하여 실제 목업 모델의 식부 궤적을 촬영하였다. 식부 케이스의 각변위를 45°씩 증가시키면서 식부날 선단을 촬영하였다. 그림 14는 그 결과를 나타낸 것이다.

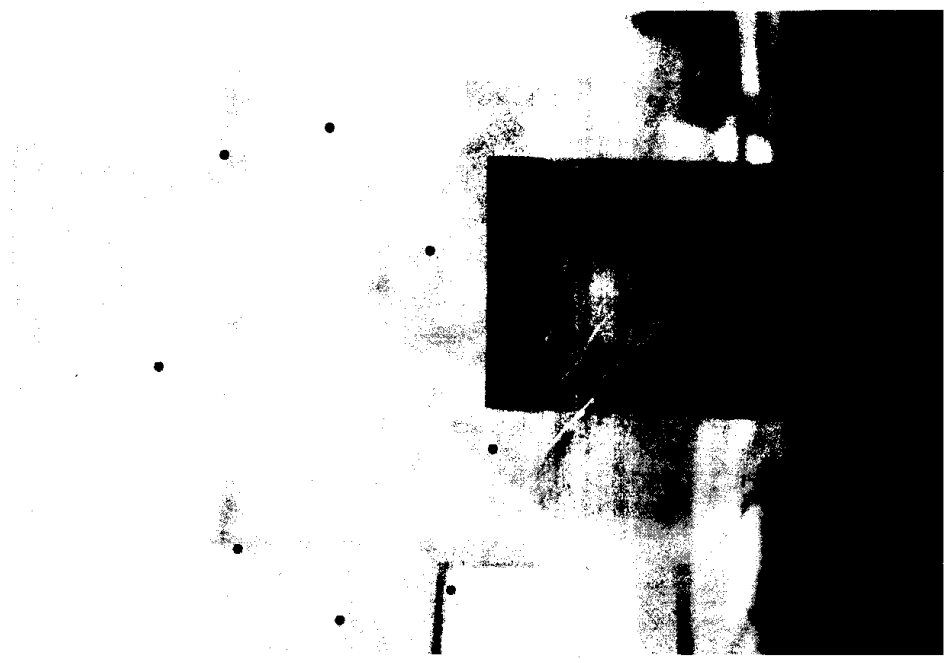


그림 14 실제 목업 모델의 식부 궤적.

그림 14에서와 같이 실제 목업 모델의 식부 궤적은 그림 13의 시뮬레이션 결과와 유사한 것으로 나타났다.

지금까지의 연구 결과로서 캠식 고속 식부장치의 실용화 가능성을 다시 한 번 확인하였으며, 응용 소프트웨어인 Working Model을 이용하여 시뮬레이션한 결과를 직접 설계에 활용할 수 있는 것으로 나타났다. 따라서, 완전한 설계와 최종 E/S 모델을 제작할 때까지는 모든 설계 작업을 Working Model에서 수행하기로 하였다.

제3절 1차 수정 목업 모델

1. 외측 유성기어의 장공 수정

목업 모델의 외측 유성기어에 반경 방향으로 장공이 설치되어 있기 때문에 요동각이 증가할 경우 구동판과 유성기어에 설치된 두 장공의 사이각이 증가되어 구동판과 외측 유성기어가 원활한 상대 운동을 하기 어려운 것으로 나타났다. 이러한

문제점을 해결하기 위하여 외측 유성기어의 장공도 그림 15에서와 같이 구동판의 장공과 반대 방향으로 경사지게 재설계하였다. 그림 15에서 장공의 최대 사이각 θ 는 최대 요동각에 의하여 결정된다. 또한, 구동판과 외측 유성기어에 설치한 장공의 경사각은 다음과 같이 정의하였다.

θ_p = 장공의 시작점을 지나는 반경과 구동판의 장공이 이루는 각

θ_g = 장공의 시작점을 지나는 반경과 외측 유성기어의 장공이 이루는 각

외측 유성기어의 장공을 경사지게 재설계한 목업 모델을 원래의 목업 모델과 구별하기 위하여 1차 수정 목업 모델로 명명하였다.

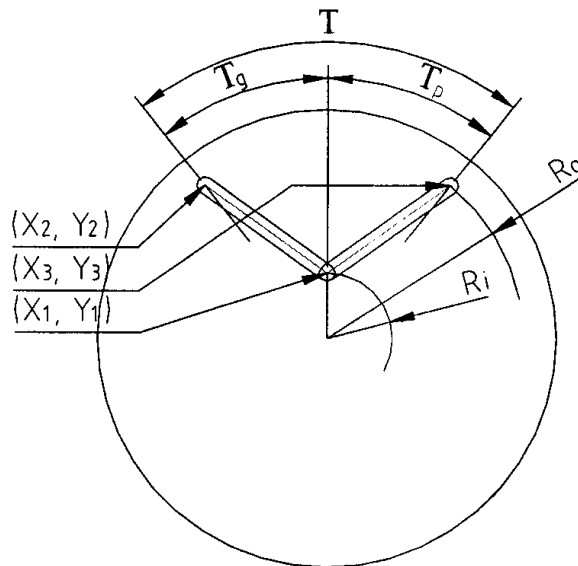


그림 15 외측 유성기어의 수정.

2. 요동각의 정밀 측정

원래의 목업 모델에서는 주요 설계 변수의 값을 개략적으로 측정하여 식부날의 요동각을 결정하였기 때문에 실제 요동각과 차이가 있었으며, 목업 모델의 식부 궤적도 측정 대상으로 하였던 K사의 로터리식 고속 식부장치의 실제 식부 궤적과는 약간의 차이가 있었다.

1차 수정 모델에서는 요동각을 K사의 편심 기어식 고속 식부장치에서 직접 정

밀하게 측정하였다. 측정은 LG기계의 정밀 측정실에서 디지털 수평수직계를 이용하여 그림 16에서와 같이 실시하였다. 이양 작업 중에는 요동각을 측정할 수 없었기 때문에 이양기를 정지 상태로 두고 측정하였다. 이양기가 정지 상태에 있을 때 식부 케이스의 회전 범위는 9시 방향의 수평선을 기준으로 시계 방향으로 60°와 반시계 방향으로 20° 사이이었으며, 이는 전체 회전 범위의 44%이었다. 이 범위에서 12시 방향의 연직선을 기준으로 반시계 방향으로 식부 케이스의 각변위가 각각 29.5°, 47.1°, 67.6°, 88.2°, 110°일 때 식부 케이스에 대한 식부날의 요동각과 식부 케이스가 반시계 방향으로 180° 회전하였을 때 식부날에 대한 요동각 즉, 식부 케이스의 각변위가 각각 209.5°, 227.1°, 247.6°, 268.2°, 290°일 때 식부날의 요동각을 측정하였다. 그림 17에서 각 ①은 9시 방향의 수평선을 기준으로 한 식부 케이스의 각변위이며, 각 ②는 식부 케이스에서 식부날의 바닥면과 수평선이 이루는 각으로서 요동각을 나타낸 것이다. 식부 케이스가 반시계 방향으로 180 회전하였을 때 식부날의 요동각은 각 ③으로 나타내었다. 그림 18은 이와 같은 방법으로 식부 케이스의 각변위에 대한 식부날의 요동각 ②와 ③의 실제 측정값을 나타낸 것이다.

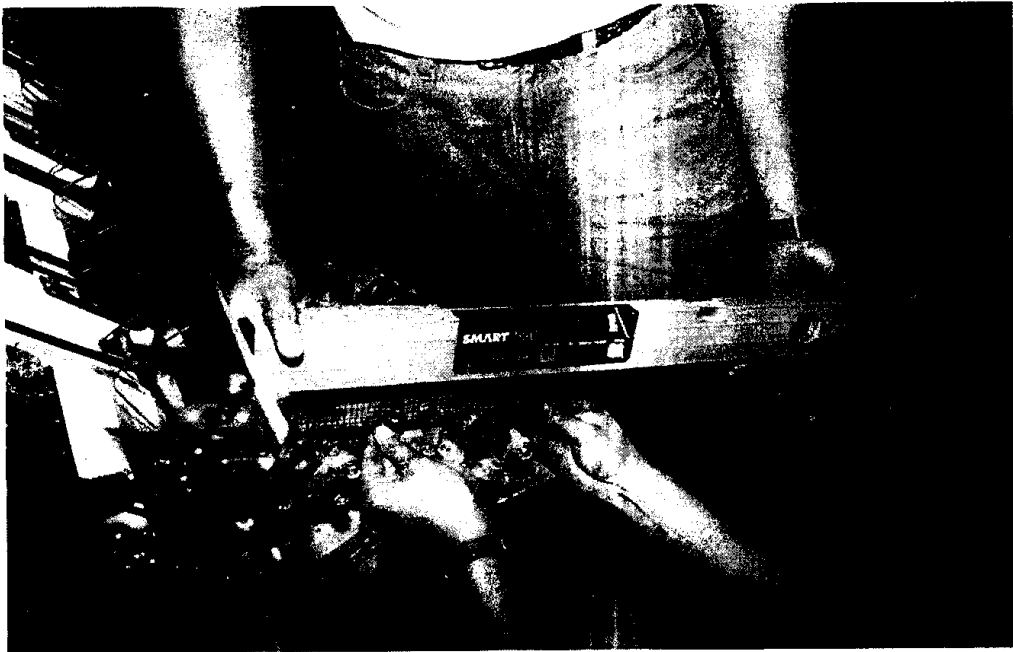


그림 16 K사 편심 기어열식 고속식부장치의 식부날 요동각 측정.

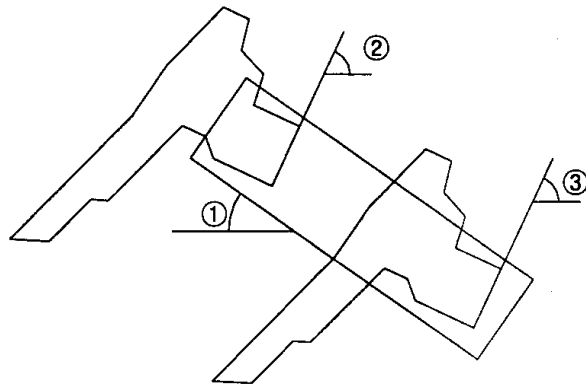


그림 17 식부 케이스의 각변위와 식부날의 요동각.

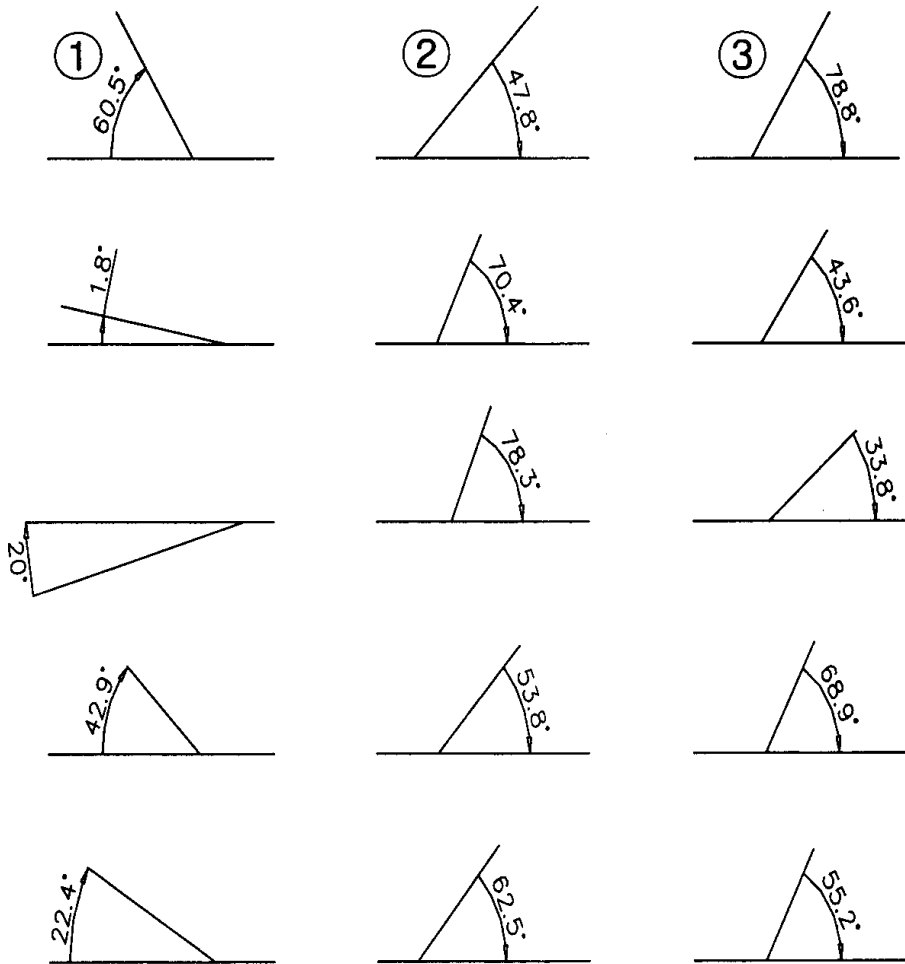
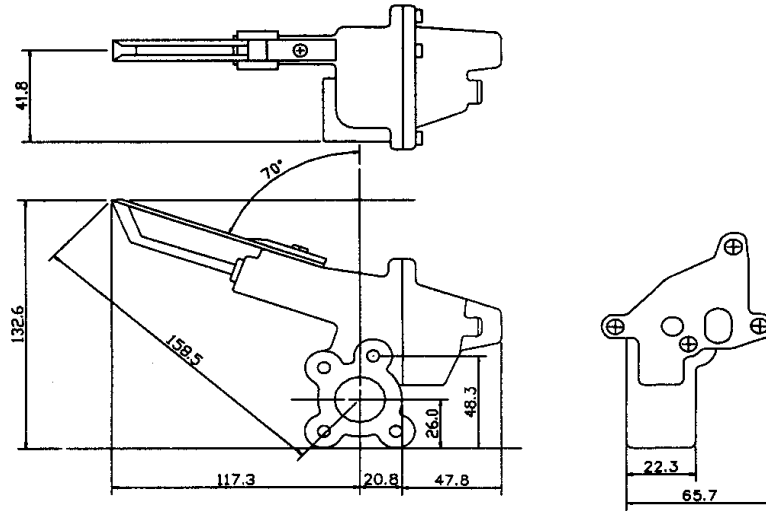


그림 18 식부 케이스에 대한 식부날의 요동각 측정.

측정 대상으로 한 K사의 편심 기어열식 고속 식부날의 주요 치수는 그림 19에서

와 같고, 표 3은 12시 방향의 연직선을 기준으로 한 식부 케이스의 각변위에 따라 식부날의 요동각을 나타낸 것이다.



단위: mm

그림 19 K사 편심 기어열식 고속 식부날의 치수.

표 3 정밀 측정된 식부날의 요동각

| 연직선을 기준으로 한 식부 케이스의 각변위, deg | 식부날의 요동각, deg |
|---------------------------------|---------------|
| 29.5 | 47.8 |
| 47.0 | 53.8 |
| 67.5 | 62.5 |
| 88.2 | 70.4 |
| 110.0 | 78.3 |
| 209.5 | 78.8 |
| 227.0 | 68.9 |
| 247.5 | 55.2 |
| 268.2 | 43.6 |
| 290.0 | 33.8 |
| 360+29.5 | 47.8 |
| 360+47.0 | 53.8 |
| 360+67.5 | 62.5 |
| 360+88.2 | 70.4 |

표 3의 요동각을 그림으로 나타내면 그림 20에서와 같다. 편심 기어열의 특성상 식부날의 요동각은 + 변화율과 - 변화율이 같기 때문에 식부 케이스의 초기 90°의 각변위에 대한 요동각은 270° 이후의 요동각과 같다. 즉, 그림 20에서 마지막 4위치의 요동각은 처음 4위치의 요동각과 같다. 직접 측정한 표 3의 식부날의 요동각과 식부 케이스의 각변위를 이용하여 두 변수의 관계를 회귀식을 구하였다. 수차의 시행착오 끝에 식 (1)에서와 같은 9차 회귀식을 유도하였으며, 이때 회귀식의 상관 계수는 0.99991557이었다. 그림 20의 곡선은 회귀 곡선을 나타낸 것이다.

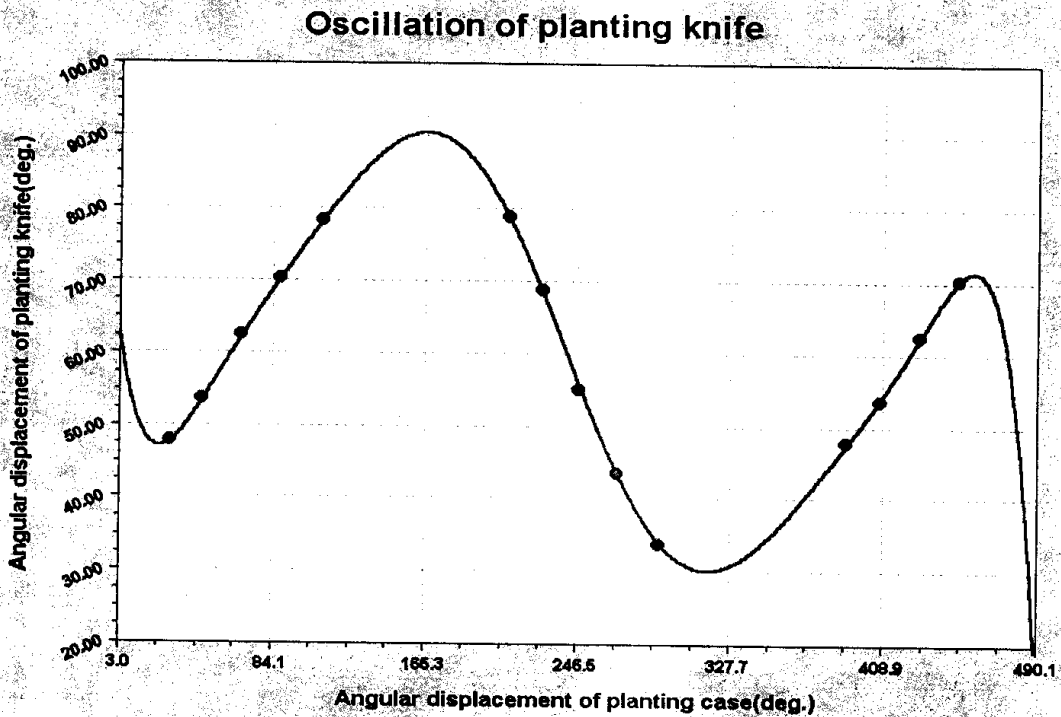


그림 20 식부날의 요동각과 요동각의 9차 회귀 곡선.

$$y = \sum_{i=0}^{i=9} a_i x^i \quad (1)$$

여기서, $a_0 = 68.899$

$$a_1 = -2.351$$

$$a_2 = 0.0890$$

$$a_3 = -0.002$$

$$a_4 = 1.467 \times 10^{-5}$$

$$a_5 = -8.603 \times 10^{-8}$$

$$a_6 = 3.029 \times 10^{-13}$$

$$a_7 = -6.248 \times 10^{-13}$$

$$a_8 = 6.957 \times 10^{-16}$$

$$a_9 = -3.230 \times 10^{-19}$$

각 식부 케이스의 각변위에서 요동각의 실측치와 회귀 곡선과의 차이는 그림 21에
서와 같으며, 실측한 식부날의 요동각과 회귀 곡선으로 예측한 요동각의 차이는 최
대 0.4° 이었다.

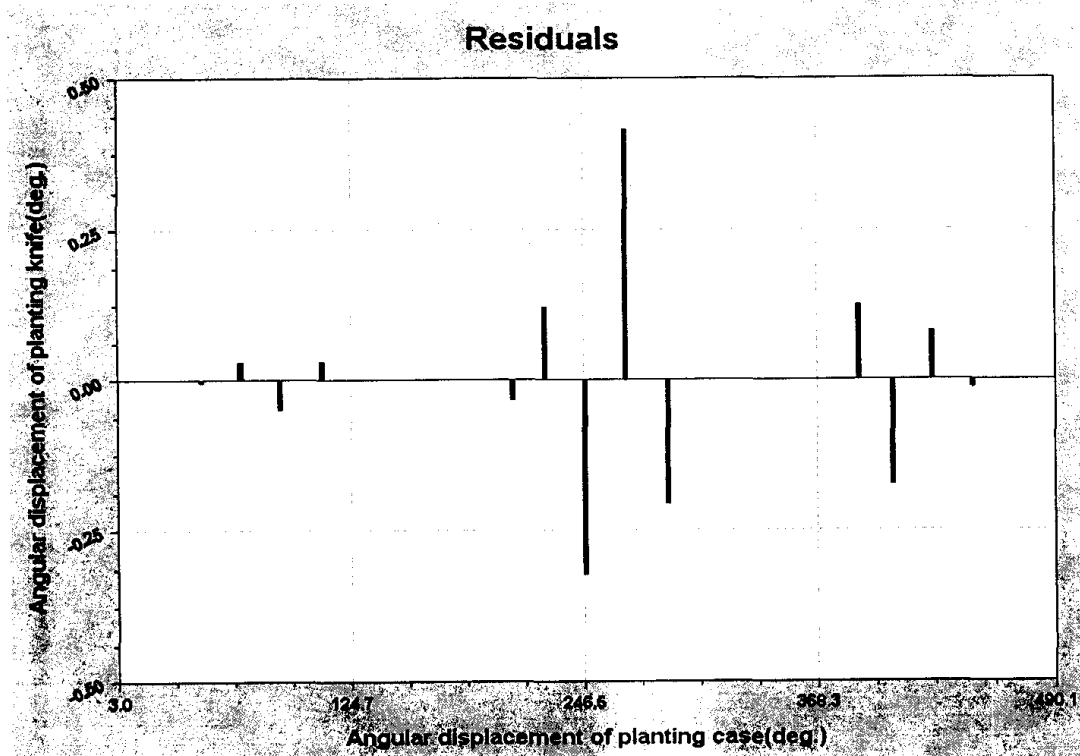


그림 21 실측 요동각과 회귀 곡선의 차이.

3. 1차 수정 목업 모델의 요동각

9차 회귀식으로 구한 요동각의 최대값과 최소값은 각각 그림 20에서와 같이 90.46° 와 30.25° 이었다. 요동각의 변화를 나타내기 위하여 평균 요동각에 대한 실제

표 4 수정 1차 모델의 요동각 변화량

| 식부 케이스의 각변위 (deg, °) | 식부날 요동각의 변화량 (deg, °) |
|----------------------|-----------------------|
| 60 | 0.00 |
| 78 | 7.26 |
| 96 | 13.55 |
| 114 | 19.39 |
| 132 | 24.56 |
| 150 | 28.18 |
| 168 | 29.11 |
| 186 | 26.47 |
| 204 | 20.02 |
| 222 | 10.40 |
| 240 | 0 |
| 258 | -10.40 |
| 276 | -20.02 |
| 294 | -26.47 |
| 312 | -29.11 |
| 330 | -28.18 |
| 348 | -24.56 |
| 366 | -19.39 |
| 384 | -13.55 |
| 402 | -7.26 |
| 420 | 0.00 |
| 최대 요동각 | 60.00 + 29.11 |
| 최소 요동각 | 60.00 - 29.11 |
| 평균 요동각 | 60.00 |
| 요동각의 최대 변화량 | 58.11 |

요동각의 차이를 구하였다. 즉, 평균 요동각이 60.36° 이었으므로, 계산의 편의를 위하여 이를 60° 로 가정하고, 각 측정 요동각과의 차이를 구하였다. 요동각이 평균 요동각과 같을 때 식부 케이스의 각변위는 그림 20에서와 같이 60° 이었다. 따라서 식부 케이스의 초기 각변위를 60° 로 하여 18° 간격으로 식부 케이스가 1회전하였을 때 요동각의 변화는 표 4에서와 같았다.

표 4의 요동각 변화를 이용하여 외측 위성 기어, 즉 구동 기어와 구동판의 장공을 설계하였다. 요동각의 최대 변화량이 58.22° 이었으므로 장공의 요동각은 그것의 1/2인 29.11° 로 설계하였으며, R_1, R_2 는 원래의 목업 모델에서와 같이 설정하였다. 그림 22는 이와 같은 방법으로 설계한 장공과 요동각을 이용하여 1차 수정 목업 모델의 식부 궤적을 시뮬레이션한 결과이다.

그림 22의 시뮬레이션 결과에서 구한 요동각의 변화량과 그림 21의 회귀 곡선에서 구한 요동각 변화량을 비교하였다. 이론적으로는 동일한 값을 가져야 하지만 그

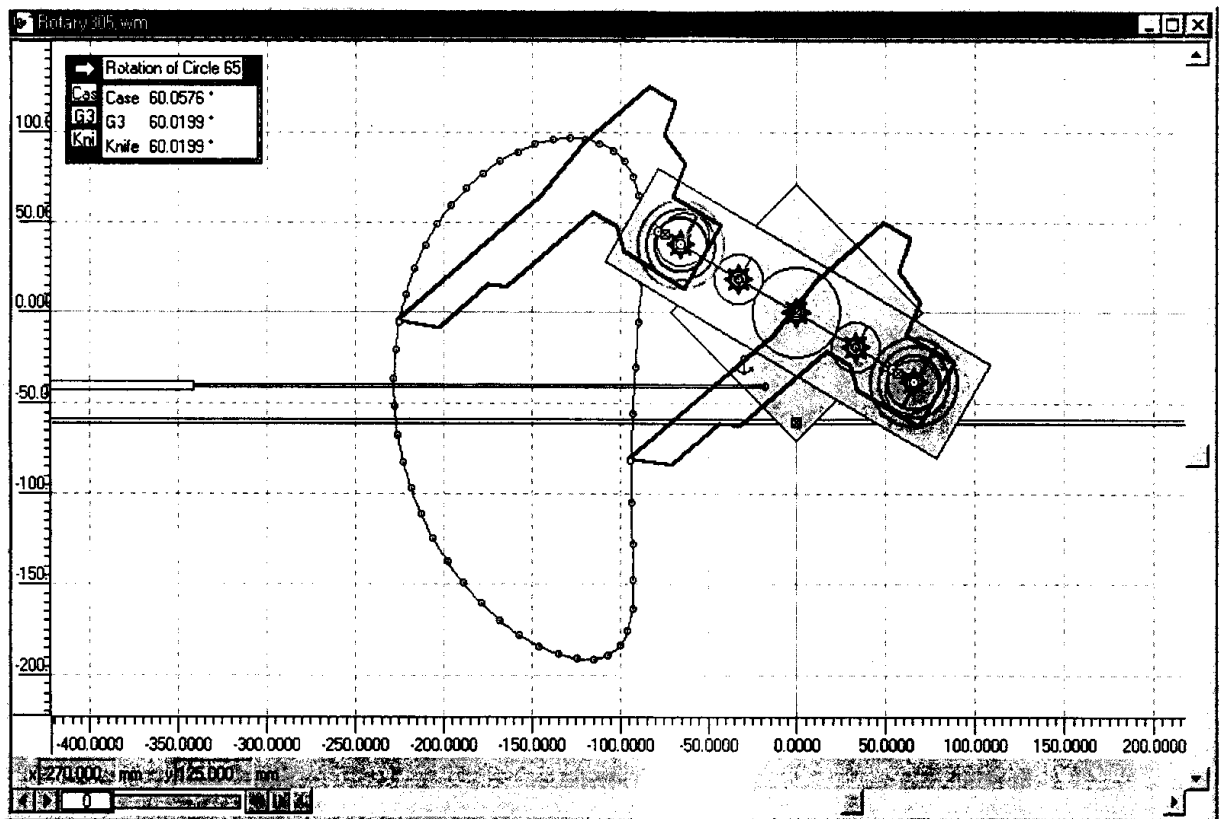


그림 22 제1차 수정 목업 모델의 식부 궤적.

림 23에서와 같이 약간의 차이가 발생하였으며, 최저와 최대 요동각에 이르는 식부 케이스의 각변위에서도 차이가 발생하였다. 이러한 차이는 구동 캠의 형상을 설계할 때 발생한 오차에 의한 것으로서, 구동 기어와 구동판에 설치된 장공 사이의 절대 회전각을 정확하게 설정함으로써 해결할 수 있다.

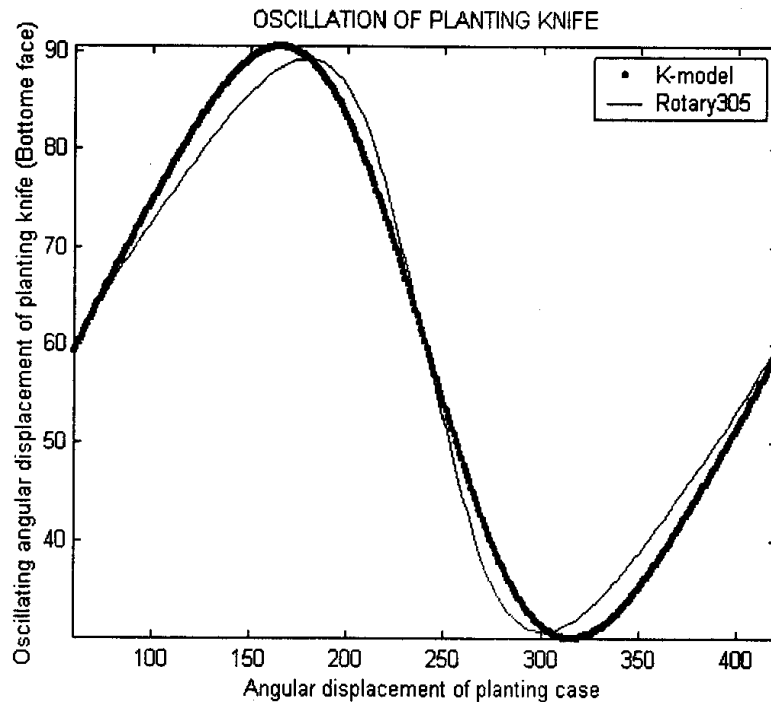


그림 23 제1차 수정 목업 모델의 이론적 요동각과 실제 요동각의 차이.

4. 1차 수정 목업 모델의 식부 궤적 평가

제1차 수정 목업 모델에서 식부날의 평균 요동각을 약간씩 변화시킴으로써 다수의 식부 궤적을 구현할 수 있다. 이러한 다수의 식부 궤적을 평가하여 이양 작업에 가장 적합한 식부 궤적을 선정하고, 이 식부 궤적을 구현한 목업 모델을 E/S용 모델로 채택하였다. 또한 식부 궤적을 분석하여 묘탑재판에서 분리된 묘를 토양으로 밀어주는 식부암 캠의 작동 위치를 결정하였다.

가. 식부 궤적의 평가 변수

식부 궤적을 평가하기 위하여 그림 24에서와 같이 7개의 평가 변수를 설정하였다. 각 평가 변수의 기호와 정의는 다음과 같다.

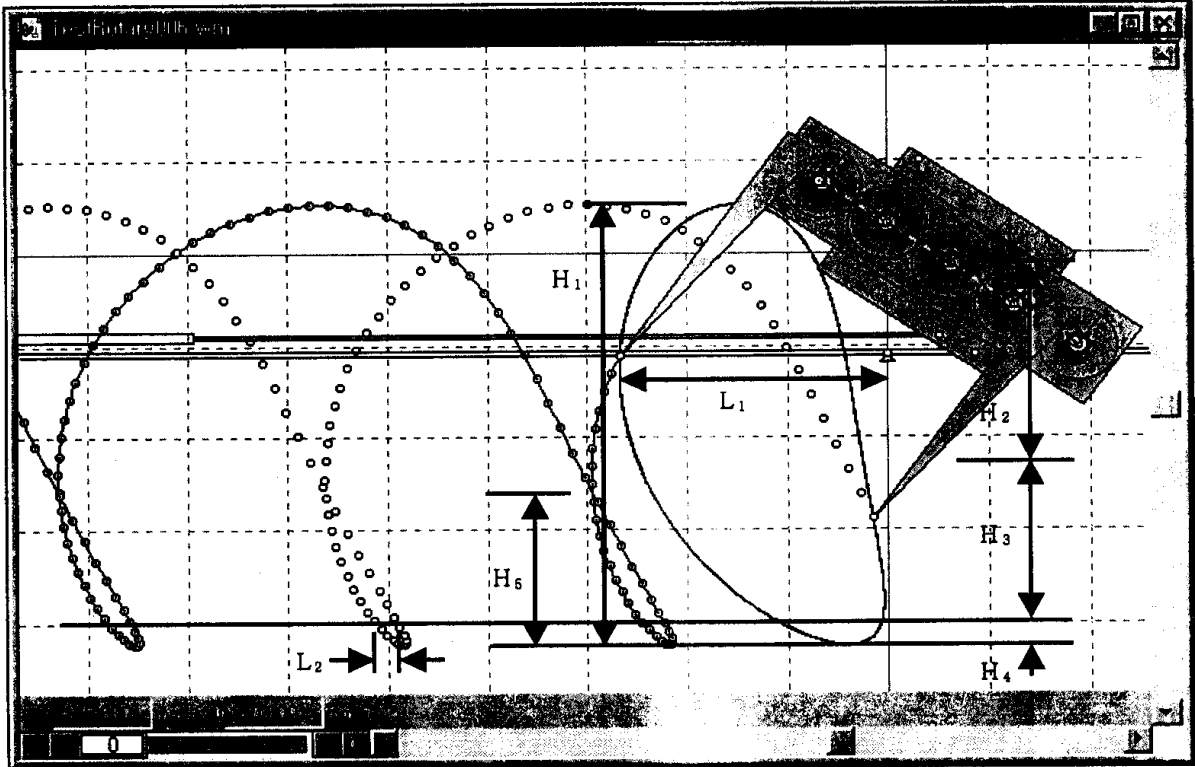


그림 24 식부 궤적을 평가하기 위한 평가 변수.

L_1 = 정지 궤적의 최대 폭

L_2 = 이동 궤적에서 토양에 형성된 구멍의 길이

H_1 = 정지 궤적의 최대 높이

H_2 = 식부 케이스의 회전 중심과 최외각 지점 사이의 거리

H_3 = 식부 케이스의 최외각 지점과 지면 사이의 거리

H_4 = 식부 깊이

H_5 = 이동 궤적의 교차점과 궤적의 최저점 사이의 수직 거리

나. 식부 궤적의 평가

그림 23에서와 같이 제1차 수정 목업 모델로써 시뮬레이션한 요동각과 실측 요동각의 회귀 곡선 사이에는 약간의 차이가 발생하였다. 이는 요동각의 변화를 이용

하여 설계한 캠의 형상에서 약간의 오차가 발생하였기 때문이다. 캠의 형상을 수정하였을 때는 그림 25에서와 같이 그 차이가 크게 감소되었다. 그러나 계산의 편의를 위하여 가정한 평균 요동각 60° 도 요동각의 차이를 초래하는 원인으로 판단된다.

1차 수정 목업 모델에 대한 식부 궤적의 변화를 나타내기 위하여, 실측 요동각의 회귀 곡선으로써 장공과 캠 형상을 설계한 그림 22의 모델을 Rotary 305 모델, Rotary 305 모델에서 캠의 형상을 수정한 모델을 Rotary 306 모델이라고 명명하였다. 다시, Rotary 306의 평균 요동각을 $+10^\circ$, -10° 변화시킨 시뮬레이션 모델을 각각 Rotary 307과 Rotary 308로 하여 각 모델의 식부 궤적을 구현하였다. 그림 1의 편심 기어열식 고속 식부장치를 Rotary 006으로 하고, Rotary 006의 요동각을 이용하여 캠의 형상을 설계한 시뮬레이션 모델을 Rotary 309로 하였을 때 Rotary 006과 Rotary 309에 의한 식부날의 요동각은 그림 26에서와 같이 잘 일치하였다.

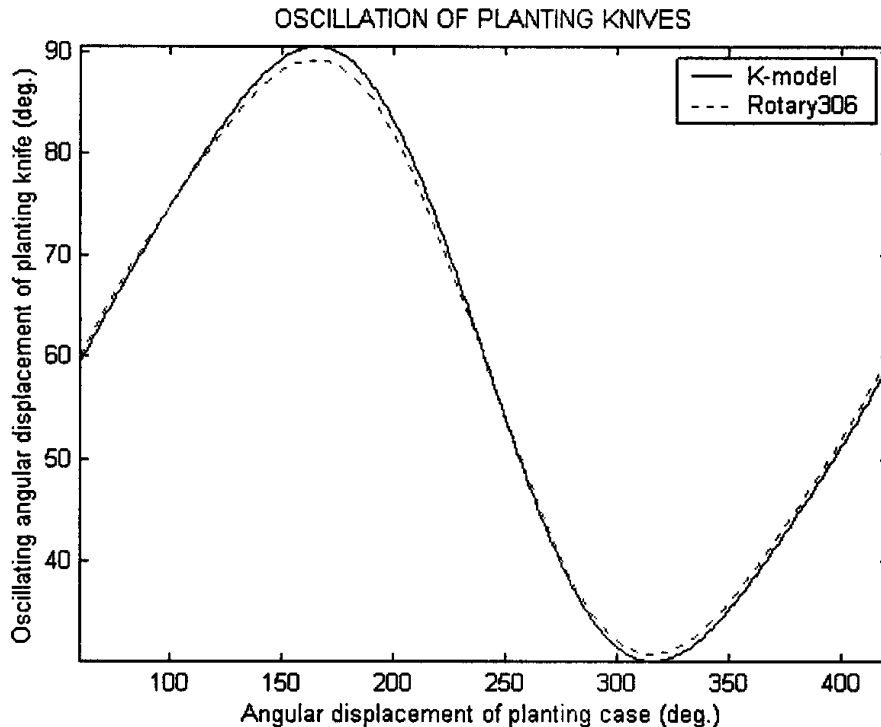


그림 25 Rotary 305와 Rotary 306의 요동각.

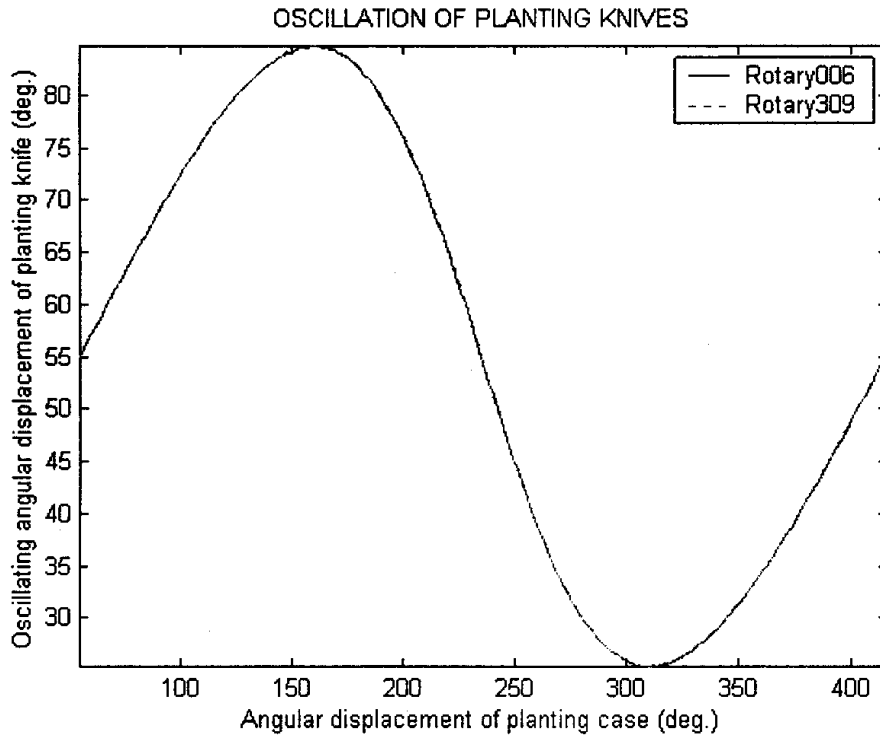


그림 26 Rotary 006과 Rotary 309모델의 요동각.

Rotary 309 모델에서도 평균 요동각을 $+10^\circ$, -10° , $+20^\circ$ 변화시켰을 때의 모델을 각각 Rotary 310, Rotary 311, Rotary 312라고 하고 각 모델의 식부 궤적을 구현하였다. 이제, 8개의 1차 수정 목업 모델 즉, Rotary 305, Rotary 306, Rotary 307, Rotary 308, Rotary 309, Rotary 310, Rotary 311, Rotary 312와 편심 기어열식 고속 식부장치인 Rotary 006, 크랭크식 식부장치인 Crank 004 모델에 대한 식부 궤적의 평가 변수를 구하였다. 표 5는 각 모델의 식부 궤적에서 구한 평가 변수의 값을 나타낸 것이다. 평가 변수는 부록 A의 MATLAB 원시 코드를 이용하였으며, 각 모델의 정지 및 이동 궤적은 부록 B에서와 같다. 묘탑재판은 정지 궤적의 최고점에서 수직으로 50 mm 아래 쪽에 있으며 수평면에 대한 경사각은 56° 이었다.

고속 식부장치의 식부 궤적은 가능한한 루프의 폭이 좁고 길이가 긴 것으로서, 크랭크식 식부장치의 궤적과 유사한 것이어야 한다. 이러한 선발 기준을 이용하여 8개의 시뮬레이션 모델에서 가장 우수한 것으로서 Rotary 310 모델을 선정하였다. 그림 27은 크랭크식 식부장치와 Rotary 310 모델에 대한 정지 상태의 식부 궤적을

표 5 주요 식부 기구의 식부 궤적 평가 변수

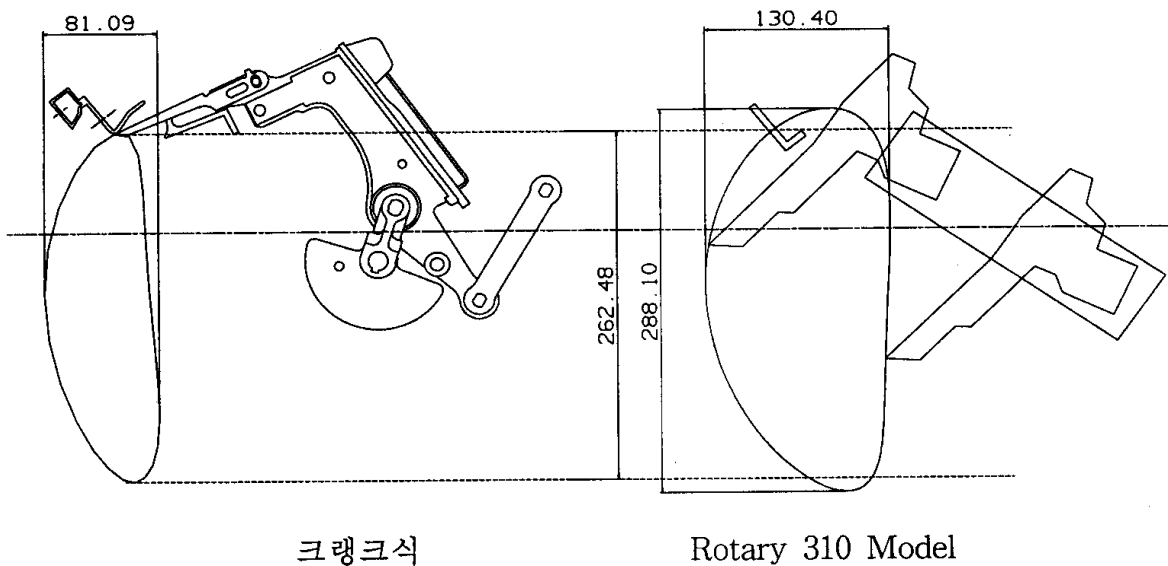
단위: mm

| Evaluation parameter Simulation model | | α | β | θ | H ₁ |
|--|---|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | | H ₂ | H ₃ | H ₄ | H ₅ |
| | | L ₁ | L ₂ | | |
| Crank type | LG model(Crank 004) 369.231 rpm*, 0.8m** | -8.095 | 10.130 | 15.212 | 262.449 |
| | | 46.998 | 98.684 | 30.000 | 136.118 |
| | | 87.023 | 15.680 | | |
| Eccentric gear type | Rotary 006 276.923 rpm, 1.2m | 6.493 | 29.155 | 42.074 | 238.422 |
| | | 108.000 | 69.187 | 30.000 | 87.813 |
| | | 131.442 | 14.236 | | |
| Cam type | Rotary 305 276.923 rpm, 1.2m | 2.873 | 26.386 | 28.883 | 288.034 |
| | | 108.000 | 53.622 | 30.000 | 169.378 |
| | | 141.160 | 32.391 | | |
| | Rotary 306 276.923 rpm, 1.2m | 44.977 | 64.974 | 71.453 | 293.917 |
| | | 108.000 | 52.177 | 30.000 | 161.823 |
| | | 138.412 | 25.235 | | |
| | Rotary 307 276.923 rpm, 1.2m | -5.045 | 14.952 | 22.264 | 283.559 |
| | | 108.000 | 69.371 | 30.000 | 140.629 |
| | | 132.233 | 22.132 | | |
| | Rotary 308 276.923 rpm, 1.2m | 14.955 | 34.552 | 40.626 | 300.051 |
| | | 108.000 | 31.534 | 30.000 | 179.466 |
| | | 151.802 | 27.055 | | |
| | Rotary 309 276.923 rpm, 1.2m | 9.102 | 28.447 | 35.723 | 296.671 |
| | | 108.000 | 41.565 | 30.000 | 167.435 |
| | | 145.386 | 23.738 | | |
| | Rotary 310 276.923 rpm, 1.2m | -0.333 | 18.719 | 27.324 | 288.234 |
| | | 108.000 | 60.615 | 30.000 | 146.385 |
| | | 131.022 | 20.643 | | |
| | Rotary 311 276.923 rpm, 1.2m | 19.024 | 38.368 | 45.644 | 300.649 |
| | | 108.000 | 19.649 | 30.000 | 188.351 |
| | | 161.793 | 26.730 | | |
| | Rotary 312 276.923 rpm, 1.2m | -10.976 | 8.719 | 18.207 | 275.745 |
| | | 108.000 | 75.751 | 30.000 | 117.249 |
| | | 128.639 | 16.887 | | |

*은 구동축의 각속도이다.

** 이양 작업 속도이다.

나타낸 것이다. 궤적의 폭은 크랭크식에서보다 약 2배 정도 넓었으나, 길이는 크랭크식에서 보다 약간 길었다. 식부 궤적의 자세는 모두 직립형으로서 큰 차이가 없었다. Rotary 310 모델과 현재 국내에서 생산되고 있는 3개 농기업체의 로터리식 고속 식부장치의 식부 궤적을 비교하기 위하여, 우선, 그림 28과 그림 29에서와 같이, 동양에서 생산되고 있는 로터리식 고속 식부장치에 대한 정지 및 이동 상태의



크랭크식 Rotary 310 Model
 그림 27 크랭크식 식부장치와 Rotary 310 모델의 정지 식부 궤적.

식부 궤적을 비교하였다. 주행 속도를 1.2 m/s로 하였을 때 주간 거리 11, 13, 15 cm의 식부 궤적을 비교한 것이다. Rotary 310 모델의 식부 궤적은 로터리식 식부 궤적에서 보다 식부 자세가 연직에 가깝고, 이동 식부 궤적에서 형성되는 루프도 직립형으로서 이상적인 식부 자세에 가까운 것으로 판단되었다. 다른 농기업체의 식부 장치에 대해서는 그림 30에서와 같이 식부 궤적의 특징을 나타낼 수 있는 기준 변수를 설정하고, 이를 상호 비교하였다. 비교에 사용한 기준 변수의 기호와 정의는 다음과 같다.

θ_A = 식부날의 묘취각으로서, 묘를 채취할 때의 식부날 각도

θ_B = 식부날의 진입각으로서, 묘를 채취한 후 땅속으로 진입할 때의 식부날 각도

θ_C = 식부날의 탈출각으로서, 묘를 심은 후 땅 밖으로 나올 때의 식부날 각도

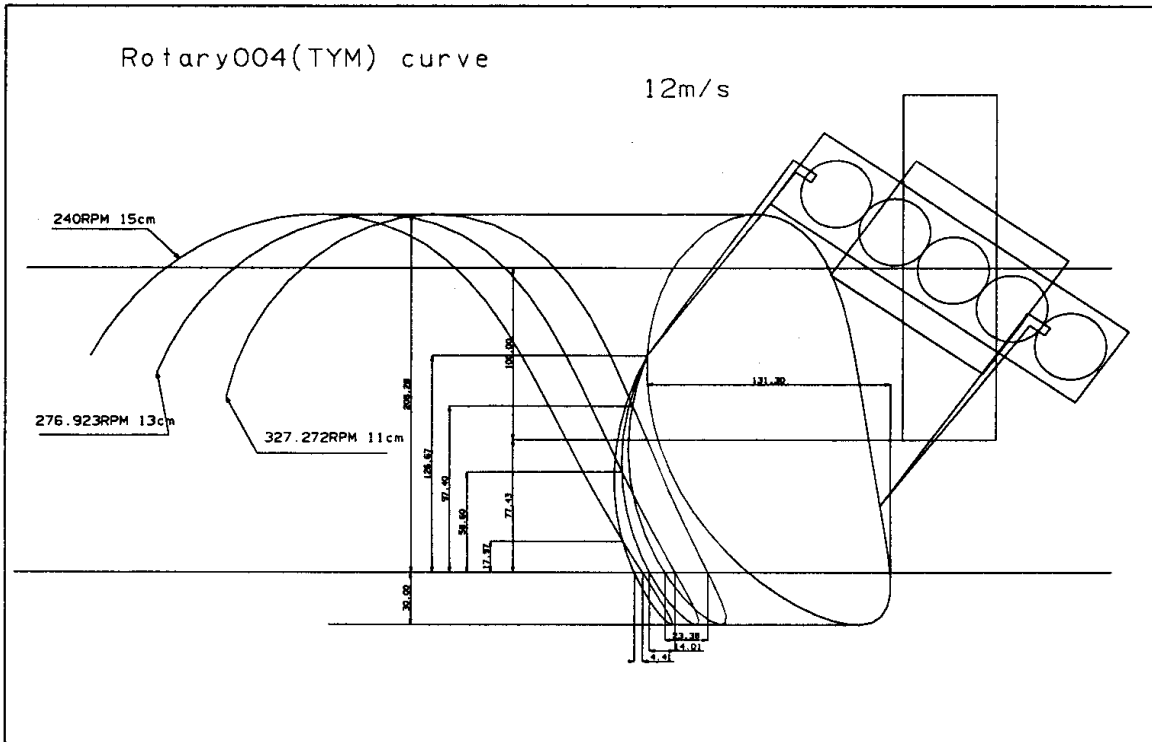


그림 28 로터리식 식부장치의 주간 거리별 이동 및 정지 식부 궤적.

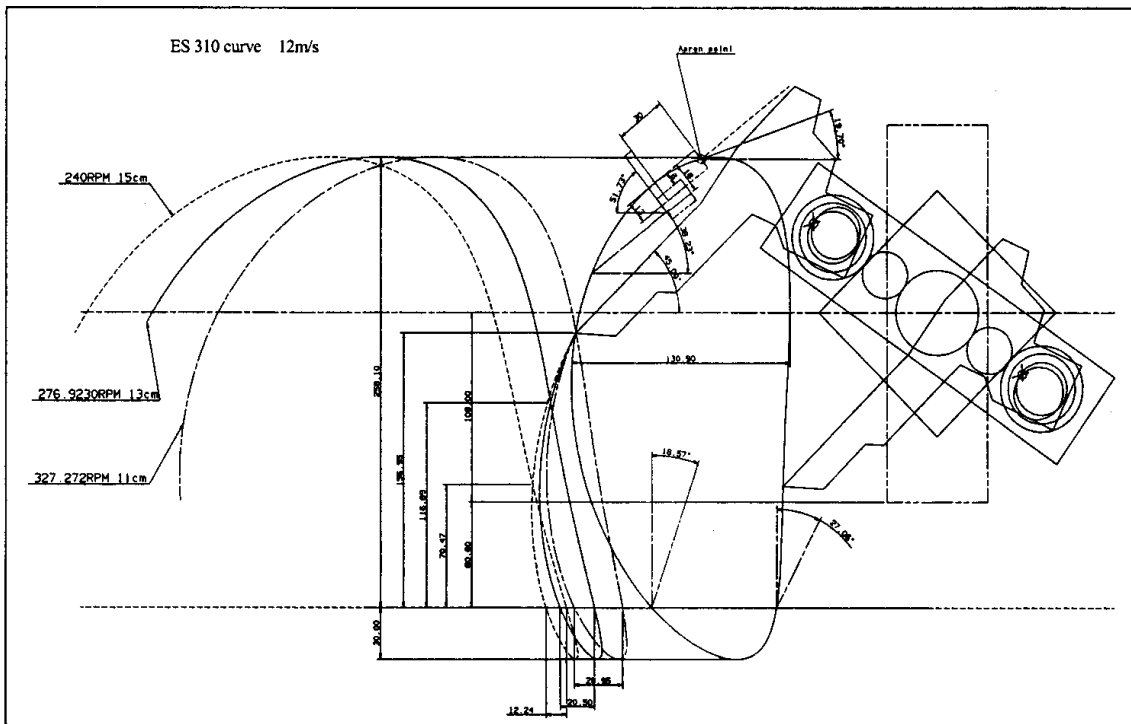


그림 29 Rotary 310 모델의 주간 거리별 이동 및 정지 식부 궤적.

다른 기준 변수 $H_1, H_2, H_3, H_4, H_5, L_1, L_2$ 는 그림 30에서와 같다. 표 6은 각 생산 업체의 모델과 Rotary 310 모델에 대한 기준 변수의 값을 나타낸 것이다.

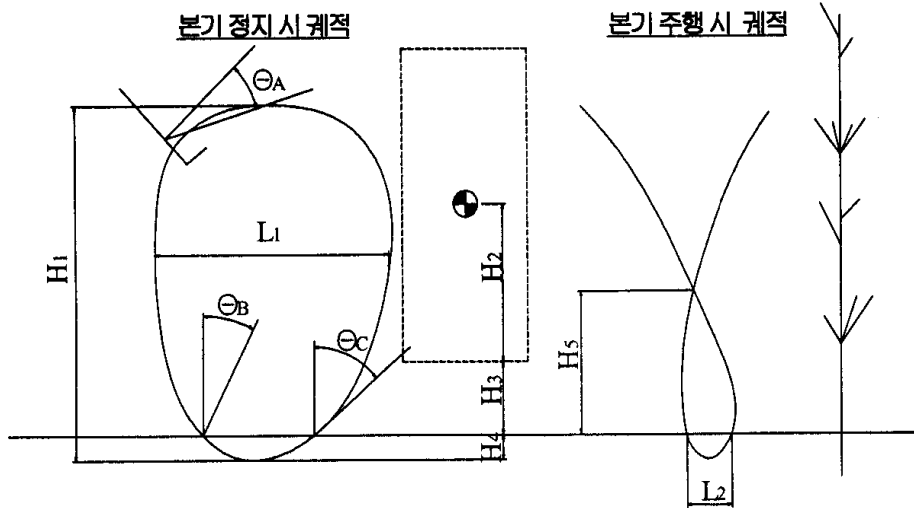


그림 30 식부 궤적의 특징을 나타내기 위한 기준 변수.

표 6 식부 궤적의 특징 비교

| 식부 궤적 | 기준 변수 | | LG 크랭크식 | 국제 Rotary | 대동 Rotary | 동양 Rotary | Rotary 310 model |
|-------|--------------------|--------------|---------|-----------|-----------|-----------|------------------|
| 정지 궤적 | $\theta_A, ^\circ$ | | 8 | - | - | 23 | 18.57 |
| | $\theta_B, ^\circ$ | | 8 | - | - | 25 | 18.57 |
| | $\theta_C, ^\circ$ | | 11 | - | - | 36 | 27.06 |
| | H_1, mm | | 262.4 | 283.6 | 293 | 238.4 | 288.1 |
| | H_2, mm | | 46.9 | 108.0 | 118 | 108.0 | 108 |
| | H_3, mm | | 98.7 | 69.4 | - | 69.2 | 60.6 |
| 이동 궤적 | H_5, mm | 주간 거리 11, cm | 171 | 167 | - | 87.8 | 157.0 |
| | | 13, cm | 141 | 143 | - | 15.7 | 116.9 |
| | | 15, cm | 105 | 118 | - | - | 70.47 |
| | L_2, mm | 주간 거리 11, cm | 20 | 41 | - | - | 28.95 |
| | | 13, cm | 15 | 31 | - | 142 | 20.5 |
| | | 15, cm | 10 | 22 | - | - | 12.24 |

이상의 식부 궤적에 대한 비교와 평가를 통하여 Rotary 310 모델을 최종 시작기 모델로 결정하였다. Rotary 310 모델의 요동각에 대한 기본 설계 자료는 표 5의 값을 기준으로 다음과 같이 정리하였다.

외측 유성기어, 즉 구동 기어의 장공: 구동 기어의 회전 중심을 원점으로 하였을 때 장공 양단의 중심 좌표는 각각 $(-4.7882, 17.8696)$, $(3.1058, 11.5911)$ 이다.

구동판의 장공: 구동판의 회전 중심을 원점으로 하였을 때 장공 양단의 중심 좌표는 각각 $(-3.1058, 11.5911)$, $(4.7882, 17.8696)$ 이다.

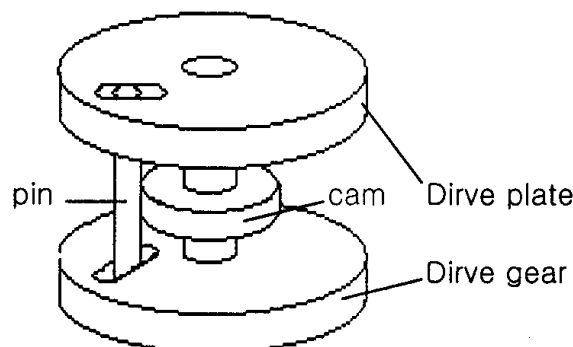
식부암 캠의 위치: 연직선을 기준으로 식부 케이스가 시계 방향으로 171.3077° 회전하였을 때 식부 케이스의 중심선 위에 캠이 존재하여야 한다.

제4절 편형 시작기의 설계

1. 시작기의 기본 설계

Rotary 310 모델의 시작기는 1차 수정 목업 모델의 기본 치수로 설계하였다. 즉, 선기어, 중간 기어, 외측 기어의 피치원 지름, 압력각, 모듈은 모두 1차 수정 목업 모델의 기본 치수와 같이 하였으며, 외측 기어와 구동판의 장공에 대한 크기와 위치는 식부 궤적을 고려하여 시뮬레이션에서 결정한 치수로 하였다.

시작기 설계에서 가장 중요한 부분은 그림 31에서와 같이 외측 기어와 구동판의



a) 기존 방식

그림 31 구동판의 높음.

장공을 관통하는 핀이 외측 기어와 구동판 사이의 캠을 따라 회전할 때 구동판에 연결된 식부암이 정확하게 식부 케이스에 대한 상대 요동각을 가질 수 있도록 설계하는 것이다. 이렇게 하기 위해서는 첫째 캠의 형상을 정확하게 설계하여야 하며 둘째, 외측 기어의 회전축을 중심으로 구동판이 노는 것을 최소한으로 줄여야 한다. 구동판이 놀면, 구동판에 연결된 식부암이 놀며, 식부암이 놀면, 식부날이 일정한 궤적을 구현할 수 없다. 특히, 식부날이 묘를 분리하여 식부할 때는 식부암이 절대로 놀지 않아야 한다. 구동판이 노는 것을 방지하기 위한 방안으로서, 그림 32에서와 같이 구동판의 운동을 제약하는 방법을 고안하였다. 그림 32 (a)는 식부날이 묘를 분리하고 식부하는 과정에 해당되는 구동판의 각변위에 살을 덧붙이고 볼과 스

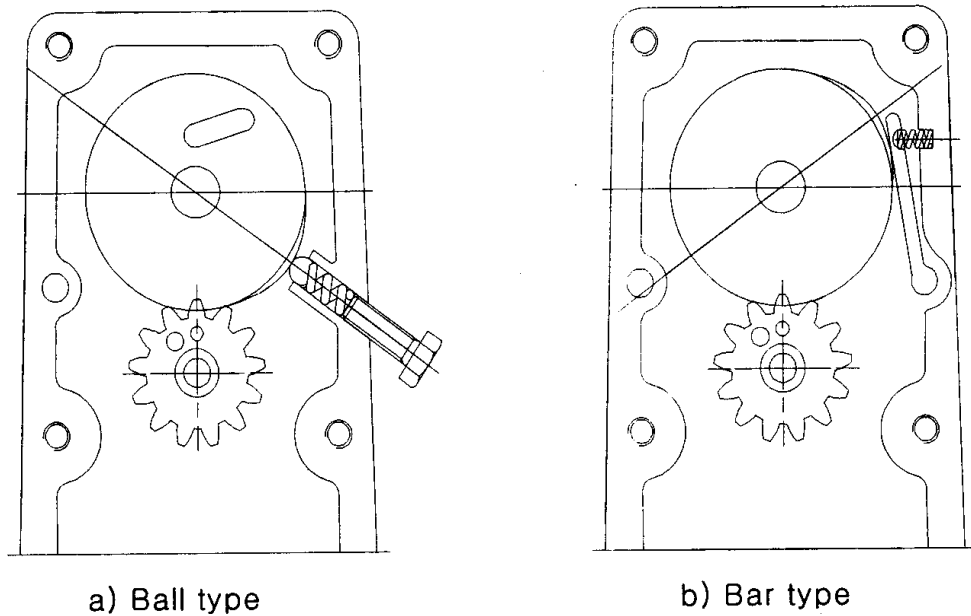


그림 32 구동판의 놀음 방지 장치.

프링으로써 이 덧붙인 살을 눌러서 구동판이 노는 것을 방지하도록 한 것이다. 그림 32(b)는 구동판에 덧붙인 살을 식부 케이스에 피봇한 바(bar)가 눌러서 구동판이 노는 것을 방지한 것이다. 이 외에도 그림 31의 외측 기어, 캠, 구동판의 배열 순서를 외측 기어, 구동판, 캠의 순서로 변경하여 외측 기어와 구동판을 스프링으로 연결하면, 구동판이 노는 것을 방지할 수 있으나, 스프링을 이용하여 외측 기어와 구동판을 결합하기가 어렵고 또한 연결핀을 고정하기가 어렵다는 문제점이 나타나

이를 채택하지 못하였다. 결국, 구동판이 노는 것을 부분적으로 밖에 방지할 수 없다는 단점은 있으나, 가공상의 문제가 적고, 로터리 식부장치에서 이미 널리 사용되고 있는 그림 32(b)의 바 형식을 채택하기로 하였다. 그림 33과 그림 34는 각각 살을 덧붙인 구동판의 형상과 구동판의 놀음 방지용 바를 피봇한 식부 케이스의 형태를 나타낸 것이다.

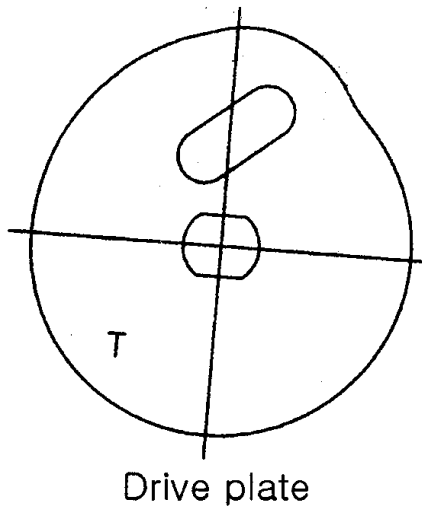


그림 33 구동판의 형상.

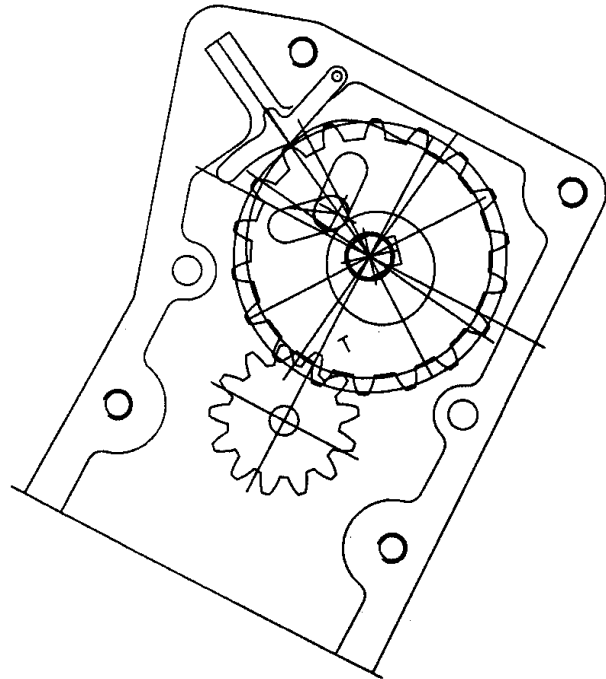


그림 34 구동판의 놀음 방지용 바를 부착한 식부 케이스의 형상.

이상과 같이 설계한 시작기 모델을 제작하여 그 기능과 식부암이 노는 상태를 조사하였다. 시작기의 작동 상태를 조사한 결과 다음과 같은 새로운 문제점이 나타났다. 식부 케이스가 회전할 때, 그림 35의 핀이 외측 기어와 구동판에 대하여 직각을 유지하지 못하고 기울어지거나, 외측 기어와 구동판에서 빠져나오는 현상이 발생하였다. 핀이 기울어질 경우 구동판의 요동각이 변화되어 설계한 식부 궤적을 구현할 수가 없으며, 또한, 핀에는 외측 기어와 구동판에 의한 과도한 힘이 작용할 것으로 예측되었다. 이러한 현상은 외측 기어와 구동판의 장공 및 핀에 대한 부정밀한 가공과 핀의 마모 때문인 것으로 판단된다. 그러나, 구동판의 일부 원주에 살을

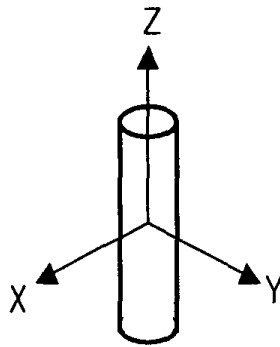


그림 35 핀의 구조.

덧붙여 이를 늘려서, 식부날이 묘를 분리하고 식부하는 과정에서만, 식부압이 늘지 않도록 하고, 다른 부분에서는 노는 것을 허용하더라도 식부 궤적에는 큰 문제가 없는 것으로 나타났다. 이러한 결과를 분석하여 다음과 같은 개선책을 수립하였다.

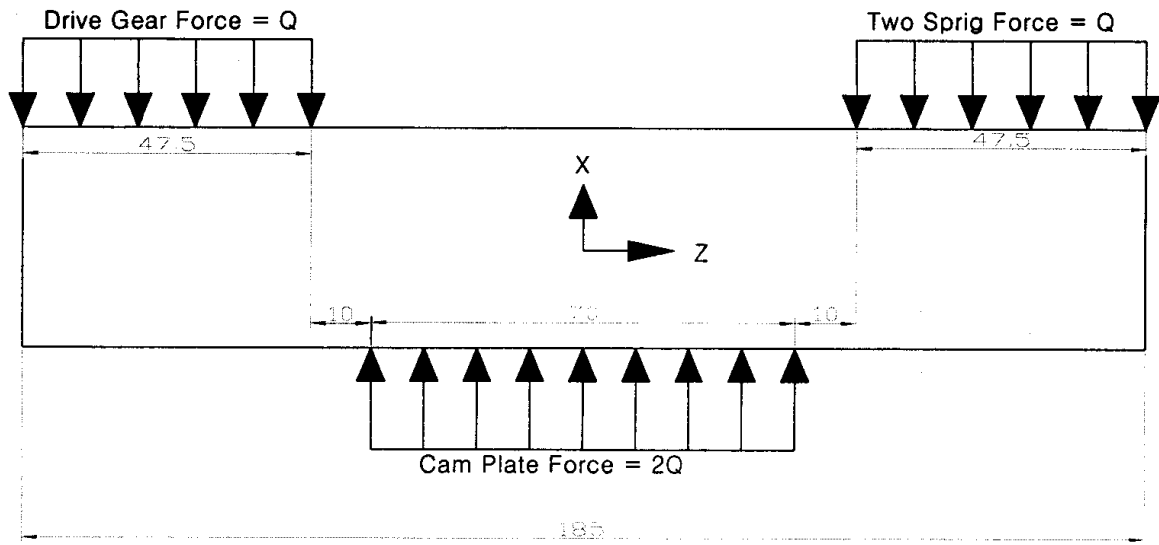
첫째, 핀이 외측 기어와 구동판에서 빠지지 않도록 핀의 상하부에 머리를 둔다.

둘째, 핀의 휨 여부를 확인한다.

셋째, 식부날이 묘를 분리하고 식부하는 과정에서만 식부압이 늘지 않도록 하는 방법을 유지한다.

2. 핀의 휨 분석

핀의 휨을 분석하기 위하여 핀에 작용하는 힘을 그림 36에서와 같이 모형화하였다. 핀의 상부에 작용하는 힘은 주로 구동판을 누르는 구동판 눌림 방지 바(bar)의 스프링과 구동판에 연결된 식부암의 식부날 누름 스프링의 힘이므로, 이 두 스프링의 변형이 최대가 되었을 때를 기준으로 힘의 크기를 결정하였으며, 하부에 작용하는 힘과 가운데 작용하는 힘은 각각 외측 기어와 캠에 의한 힘으로서 세 부분의 힘이 평형 상태가 되도록 결정하였다. 이러한 힘은 핀과 구동판의 장공, 외측 기어의 장공 및 핀과의 접촉면에 균등하게 분포하는 분포 하중으로 가정하였다. 2개의 스프링을 결합하여 측정한 최대 하중 즉, $Q=35.4 \text{ kgf}$ 이었다. 따라서, 단위 길이당 분포 하중의 크기는 $q=7.5 \text{ kgf/mm}$ 로 하였다. 핀의 길이와 직경은 각각 18.5 mm , $\phi 5$



단위 : mm

그림 36 핀에 작용하는 힘.

mm이었으며, 재질은 SCM 420으로서, 항복강도는 40 kgf/mm^2 , 전단강도는 13 kgf/mm^2 , 탄성계수는 220 GPa 이었다. 하중과 핀의 치수를 이용하여 핀에 작용하는 전단력과 굽힘 모멘트를 구하면 그림 37에서와 같고, 최대 전단력과 최대 굽힘 모멘트는 각각 $V_{\max}=35.4 \text{ kgf}$, $M_{\max}=181.53 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$ 이었다. 하중에 의한 핀의 최대 굽힘응력과 최대 전단응력은 각각 $\sigma_{\max}=14.8 \text{ kgf/mm}^2$, $\tau_{\max}=2.4 \text{ kgf/mm}^2$ 으로 계산되었다. 즉,

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_{\max}}{I_{zz}} = 14.8 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{V_{\max} \cdot Q}{I_{zz} \cdot b} = 2.4 \text{ kgf/mm}^2$$

여기서, $y_{\max} = \frac{d}{2} = 2.5 \text{ mm}$,

$$I_{zz} = \frac{\pi d^4}{64} = 30.7 \text{ mm}^4$$

$$Q = \frac{\pi r^2}{2} \left(\frac{4r}{3\pi} \right) = \frac{d^3}{12} = 10.4 \text{ mm}^3$$

$$b = d = 5 \text{ mm}$$

이 응력은 안전계수가 각각 2.7, 5.4에 해당되는 것으로서 핀은 강도면에서 충분히 안전한 것으로 판단되었다.

핀의 최대 휨은 핀의 중앙에서 일어났으며, 그 크기는 $\delta_{\max} = 0.45 \text{ mm}$ 인 것으로 계산되었다. 이 휨은 장공의 공차보다도 커서 핀과 장공이 서로 끼게 되며, 핀과 구

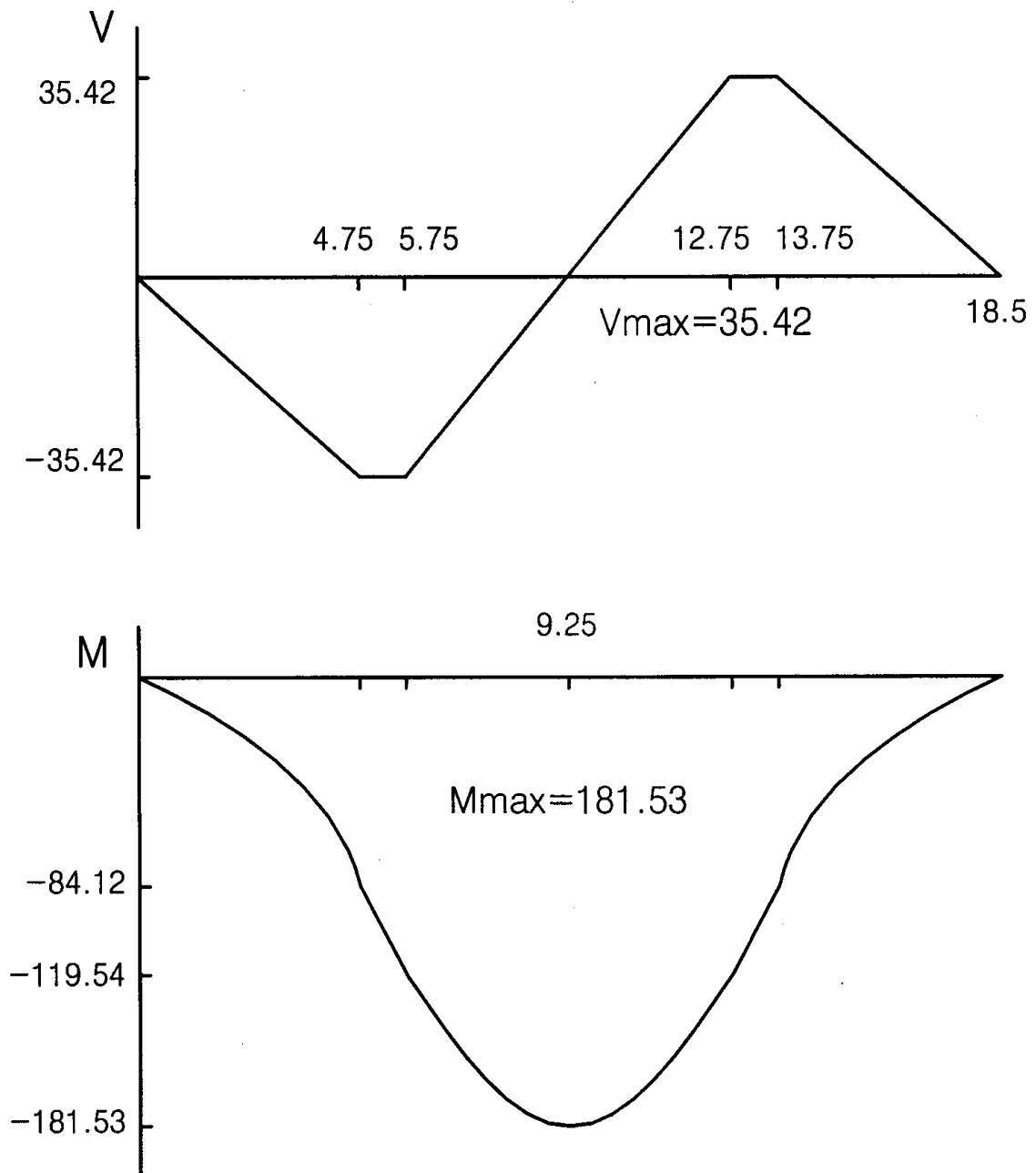


그림 37 핀의 전단력도와 굽힘 모멘트도.

동판 또는 핀과 외측 기어 사이에 원활한 상대 운동이 일어날 수 없다. 따라서 핀의 휨을 줄이기로 결정하였다. 즉, 구동판, 외측 기어, 캠의 설치 공간을 고려하여 핀의 지름을 5 mm에서 7 mm로 증가시켰다. 핀의 지름을 7 mm로 증가시켰을 경우, 핀의 최대 휨은 0.12 mm로 나타났으며, 이 휨은, 핀의 표면을 열처리할 경우, 보다 더 감소하여 식부 장치를 구동하는 데 큰 문제가 없을 것으로 판단되었다.

3. 핀의 형상 수정

핀이 외측 기어와 구동판의 장공에서 빠져나가는 것을 방지하기 위하여 핀의 상부와 하부에 머리를 붙여 그림 38에서와 같은 형태로 수정하였다. 또한, 핀의 아래부분을 다른 핀으로 고정하여 핀이 제 위치를 이탈하지 않도록 고정하였다. 수

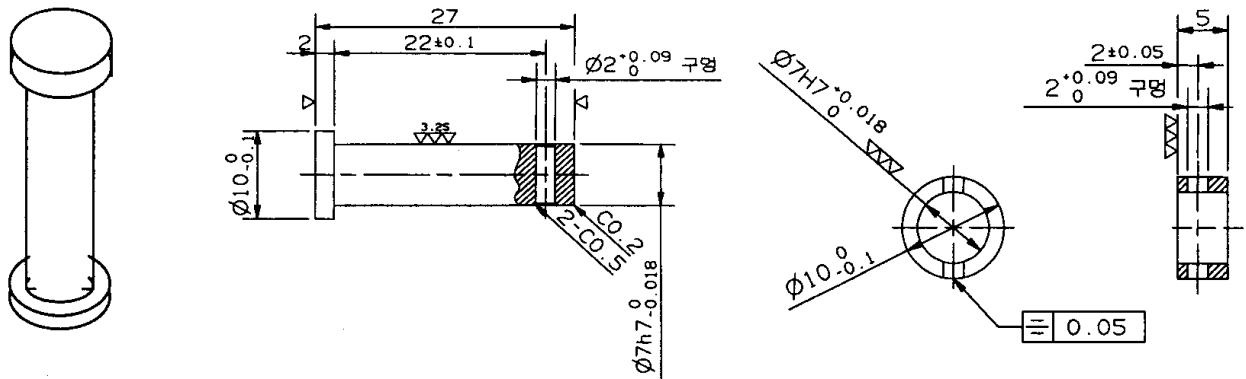


그림 38 수정 핀의 형상과 치수.

정한 핀의 머리부는 직경과 높이를 각각 10 mm, 2 mm로 하였으며, 몸통부의 지름은 7 mm로 하였다. 머리부를 포함한 핀의 총 길이는 27 mm로 하였다.

4. 외측 기어와 구동판의 재설계

핀의 지름을 5 mm에서 7 mm로 키우고, 핀의 모양도 원통형에서 머리를 붙인 형태로 수정함에 따라 외측 기어와 구동판의 형상과 장공도 이에 따라 수정하였다. 우선, 장공의 크기를 증가된 핀의 직경에 맞도록 키웠다. 장공의 크기를 키우자 외측 기어와 중간 기어 사이가 너무 좁아져 기어 이가 파손될 위험성이 높아졌다. 따

라서 외측 기어와 선 기어의 지름을 크게 하고 중간 기어의 지름을 작게하여 기어의 회전비를 일정하게 유지하면서 외측 기어와 중간 기어 사이의 간격을 넓혔다. 그림 39와 그림 40은 각각 수정한 외측 기어와 구동판의 형상과 치수를 나타낸 것이다.

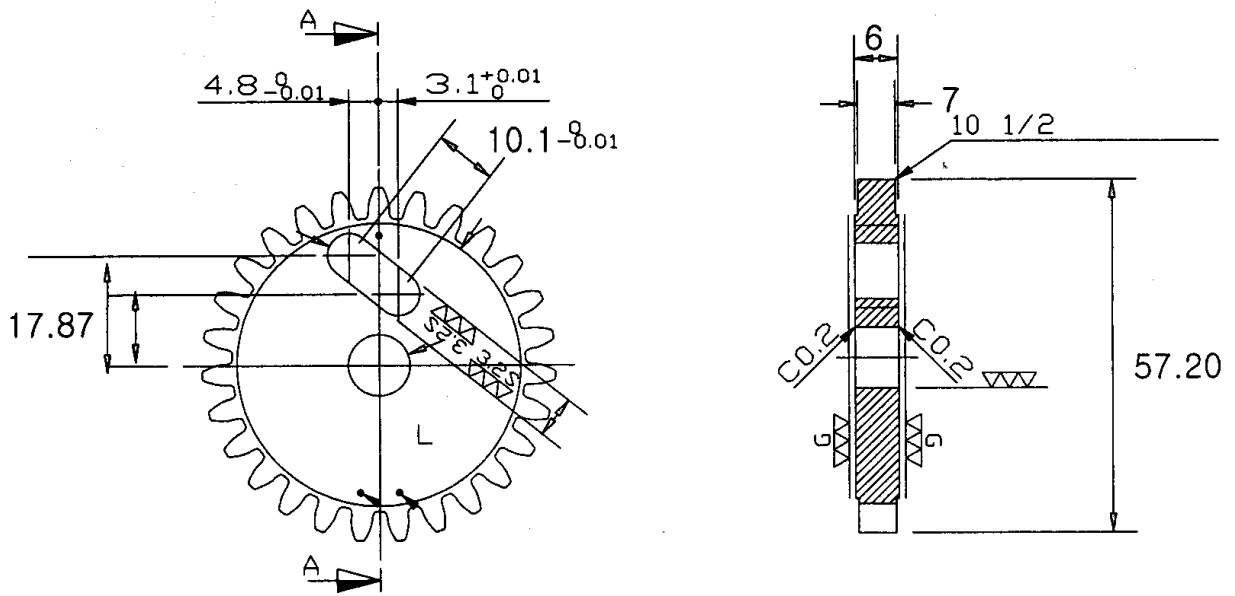


그림 39 수정한 외측 기어의 형상과 치수.

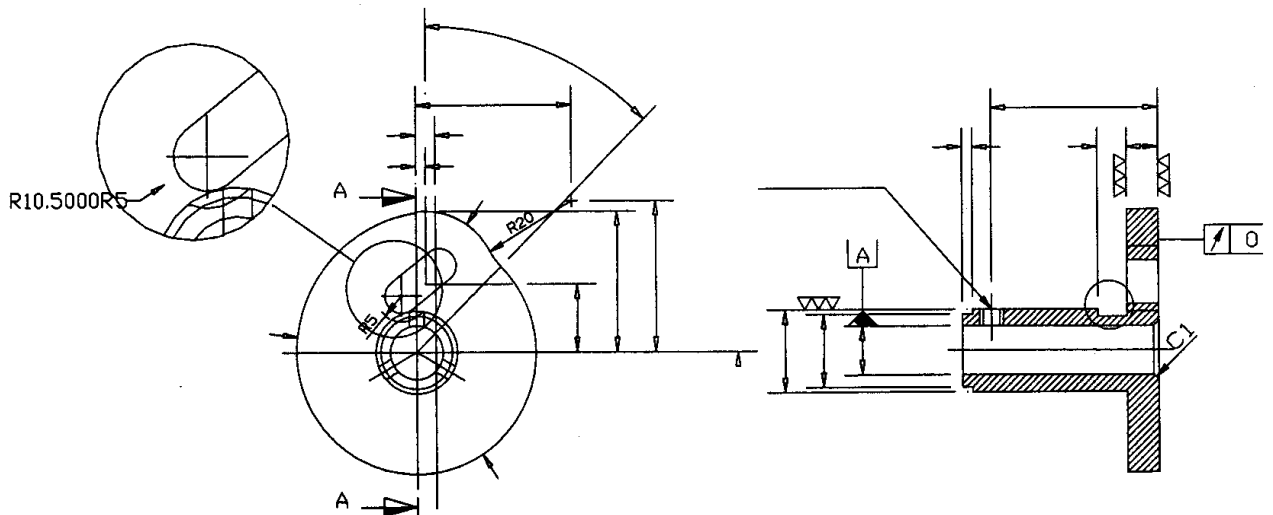


그림 40 수정한 구동판의 형상과 치수.

5. 캠과 캠 플레이트의 재설계

캠과 캠 플레이트의 형상을 설계하기 위해서는 외측 기어와 구동판에 설치할 장공의 길이, 각도 및 식부 케이스의 각변위에 따른 식부날의 요동각이 요구된다. 외측 기어와 구동판에 설치할 장공의 길이와 각도는 이미 결정되었기 때문에, 식부날의 요동각에 따른 핀의 위치를 결정하여 필요한 캠과 캠 플레이트의 형상을 결정하였다. 외측 기어가 18° 회전할 때마다 변화되는 요동각은 표 4에서와 같다. 캠과 캠 플레이트의 형상은 다음과 같은 방법으로 결정하였다. 먼저, 그림 41에서와 같이 식부장치의 각변위가 60° 일 때 즉, 식부장치의 초기 위치에서 핀의 초기 위치를 결정하고, 이 초기 위치에서 식부 케이스가 18° 회전하면, 외측 기어와 구동판은 -18° 회전하는 것과 같다. 따라서, 외측 기어와 구동판을 일체로 -18° 회전시킨 다음, 외측 기어를 고정하고 구동판을 다시 식부날의 요동각 7.26° 만큼 반대 방향으로 회전시킨다. 이렇게 하여 그림 42에서와 같이 외측 기어의 장공과 구동판의 장공이 만나는 점 즉, 핀의 위치를 구하면 이 점이 캠의 형상을 결정하는 2번째 점이 된다. 다음에는 초기 위치에서 처음의 -18° 에 -18° 를 더하여 외측 기어와 구동판을 -32° 회전시킨 후, 다시 외측 기어를 고정하고 구동판을 이 때의 요동각 13.55° 만큼 반대 방향으로 회전시켜 외측 기어와 구동판의 장공이 교차하는 점을 구한다. 이러한

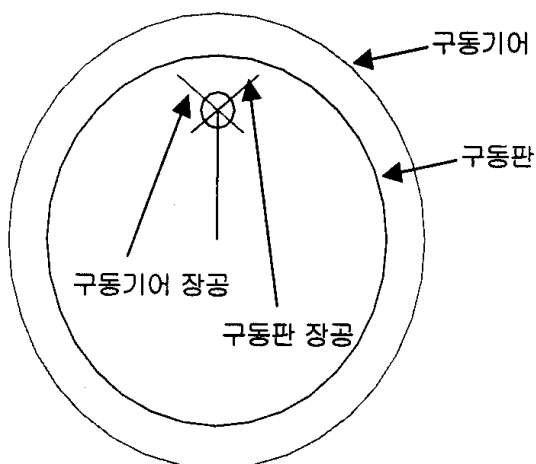


그림 41 캠의 형상을 결정하기 위한 핀의 초기 위치.

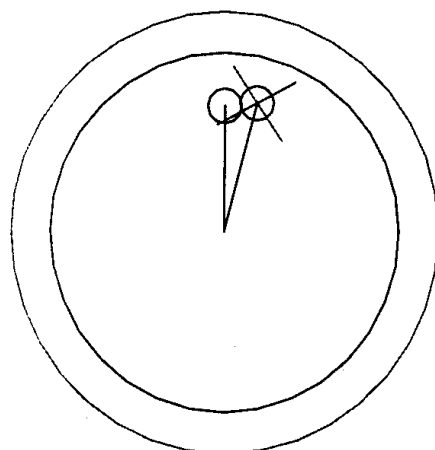


그림 42 캠의 형상을 결정하기 위한 2번째 핀의 위치.

방법으로 구한 교차점을 연결하여 캠의 형상을 결정하였다. 그림 43은 캠의 형상을 결정하기 위한 장공의 교점을 나타낸 것이다. 이와 같이 구한 캠의 형상은 핀 중심의 궤적과 같다. 따라서 실제 캠의 형상은 핀의 궤적에서 구동판의 반경 방향으로 핀의 반지름을 빼야하고 캠 플레이트의 형상은 핀의 반지름을 더해 주어야 한다. 그림 44와 그림 45는 이와 같은 방법으로 설계한 캠과 캠 플레이트의 형상을 나타낸 것이다.

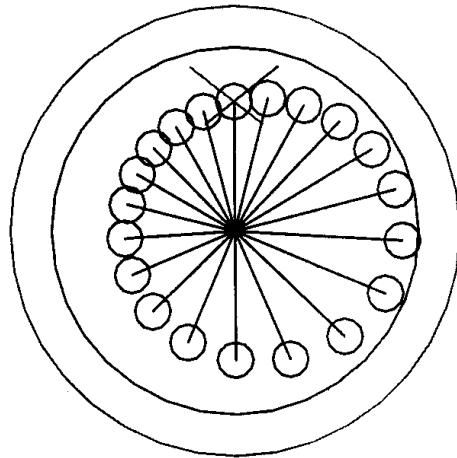
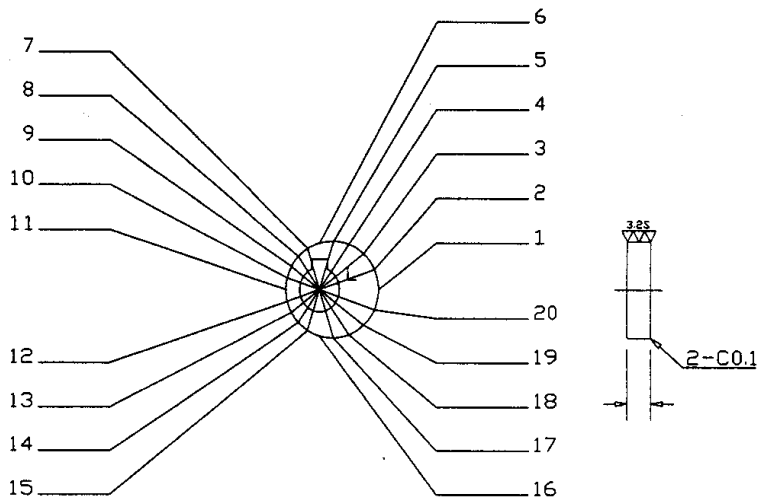


그림 43 캠의 형상을 결정하기 위한 장공의 교점.

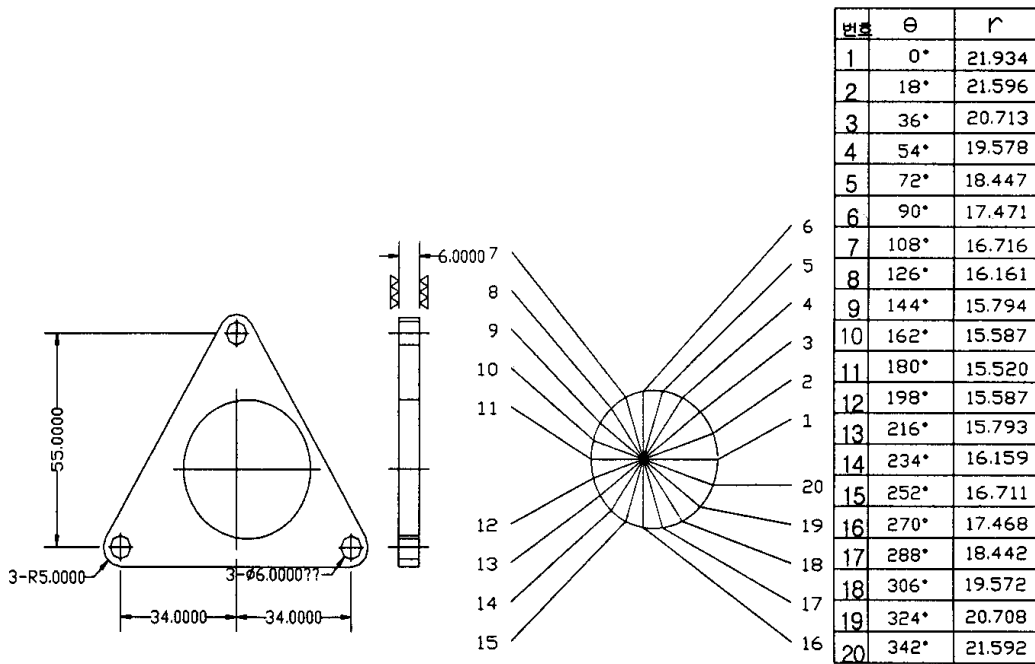
6. 핀형 시작기

시작기는 Rotary 310 모델의 치수로 제작하였으나, 직경 5 mm인 핀의 최대 휨이 장공의 공차보다도 큰 0.445 mm로 예측되어 핀이 외측 기어와 구동판 사이에 끼일 우려가 있기 때문에 이를 7 mm로 보완하였다. 핀의 직경이 증가됨에 따라 외측 기어와 구동판의 장공도 치수가 수정되었으며, 이에 따라 캠과 캠 플레이트의 형상도 수정되었다. 또한, 외측 기어와 구동판에서 핀이 빠지는 것을 방지하기 위하여 핀의 상부와 하부에 머리를 붙였다. 이와 같이 수정된 치수로 시작기를 재설계하였다.



| 번호 | θ | r |
|----|----------|--------|
| 1 | 0° | 14.934 |
| 2 | 18° | 14.596 |
| 3 | 36° | 13.713 |
| 4 | 54° | 12.578 |
| 5 | 72° | 11.447 |
| 6 | 90° | 10.471 |
| 7 | 108° | 9.716 |
| 8 | 126° | 9.161 |
| 9 | 144° | 8.794 |
| 10 | 162° | 8.587 |
| 11 | 180° | 8.520 |
| 12 | 198° | 8.587 |
| 13 | 216° | 8.793 |
| 14 | 234° | 9.159 |
| 15 | 252° | 9.711 |
| 16 | 270° | 10.468 |
| 17 | 288° | 11.442 |
| 18 | 306° | 12.572 |
| 19 | 324° | 13.708 |
| 20 | 342° | 14.592 |

그림 44 캠의 형상.



| 번호 | θ | r |
|----|----------|--------|
| 1 | 0° | 21.934 |
| 2 | 18° | 21.596 |
| 3 | 36° | 20.713 |
| 4 | 54° | 19.578 |
| 5 | 72° | 18.447 |
| 6 | 90° | 17.471 |
| 7 | 108° | 16.716 |
| 8 | 126° | 16.161 |
| 9 | 144° | 15.794 |
| 10 | 162° | 15.587 |
| 11 | 180° | 15.520 |
| 12 | 198° | 15.587 |
| 13 | 216° | 15.793 |
| 14 | 234° | 16.159 |
| 15 | 252° | 16.711 |
| 16 | 270° | 17.468 |
| 17 | 288° | 18.442 |
| 18 | 306° | 19.572 |
| 19 | 324° | 20.708 |
| 20 | 342° | 21.592 |

그림 45 캠 플레이트의 형상.

식부 기구는 이양기의 후면에서 보았을 때 왼쪽의 것을 기준으로 설계하였으며, 오른쪽의 것은 왼쪽 식부 기구와 대칭으로 설계하였다. 시작기 모델의 기본 조립도는 그림 46에서와 같고 주요 부품에 대한 기능, 치수, 재질 등은 다음과 같다.

① 식부 케이스(rotor case, bottom): 재료는 AC4B-T6이고 주조(casting) 방식으로 제작하였으며 기본 치수는 216×60 mm이다. 좌우로 돌출한 부분은 구동판의 놀음 방지 장치를 설치하기 위한 공간이며 상하로 돌출한 부분은 캠 플레이트를 설치하기 위한 공간이다. 식부 케이스를 제작할 때 구동판 놀음 방지장치의 위치에 따라 왼쪽 케이스와 오른쪽 케이스를 구별하여야 하나, 제작비를 줄이기 위하여 좌우 구분없이 사용할 수 있도록 식부 케이스를 설계하였다.

② 식부 케이스 덮개(rotor case, top): 재료는 AC4B-T6이고 주조(casting) 방식으로 제작하였으며 기본 치수는 216×60 mm이다. 6개의 나사에 의하여 식부 케이스와 결합된다.

③ 캠 플레이트(cam plate): 재료는 S45C이고 두께는 6 mm이다. 캠과 함께 구동핀의 위치를 결정한다. 3개의 나사에 의하여 식부 케이스의 안쪽에 고정된다.

④ 로터 캠 축(rotor cam shaft): 재료는 SCM420이고 외측 구동 기어, 구동판, 구동 캠의 위치를 결정한다. 3개의 나사에 의하여 식부 케이스의 외부에 고정된다.

⑤ 외측 구동 기어(drive gear): 재료는 SCM420이고 두께는 7 mm이다. 기어의 잇수는 27, 압력각은 20°, 모듈은 2 mm이다.

⑥ 구동판(drive plate): 재료는 SCM420이고 지름과 두께는 각각 50 mm, 6 mm이며 식부암이 고정된다. 구동판이 노는 것을 방지하기 위하여 구동판의 일부 원주에 살을 붙여 비원형으로 제작하였다.

⑦ 핀(pin): 재료는 SCM420이고 길이는 26.5 mm이고 직경은 7 mm로 설정하였으며 나사못과 같은 형태이다. 구동 기어에서 전달되는 힘을 캠을 따라 구동 판에 전달하는 역할을 한다.

⑧ 캠(drive cam): 재료는 SCM420이고 두께는 6 mm이다. 식부암이 원하는 궤적을 구현할 수 있도록 핀의 위치를 결정한다.

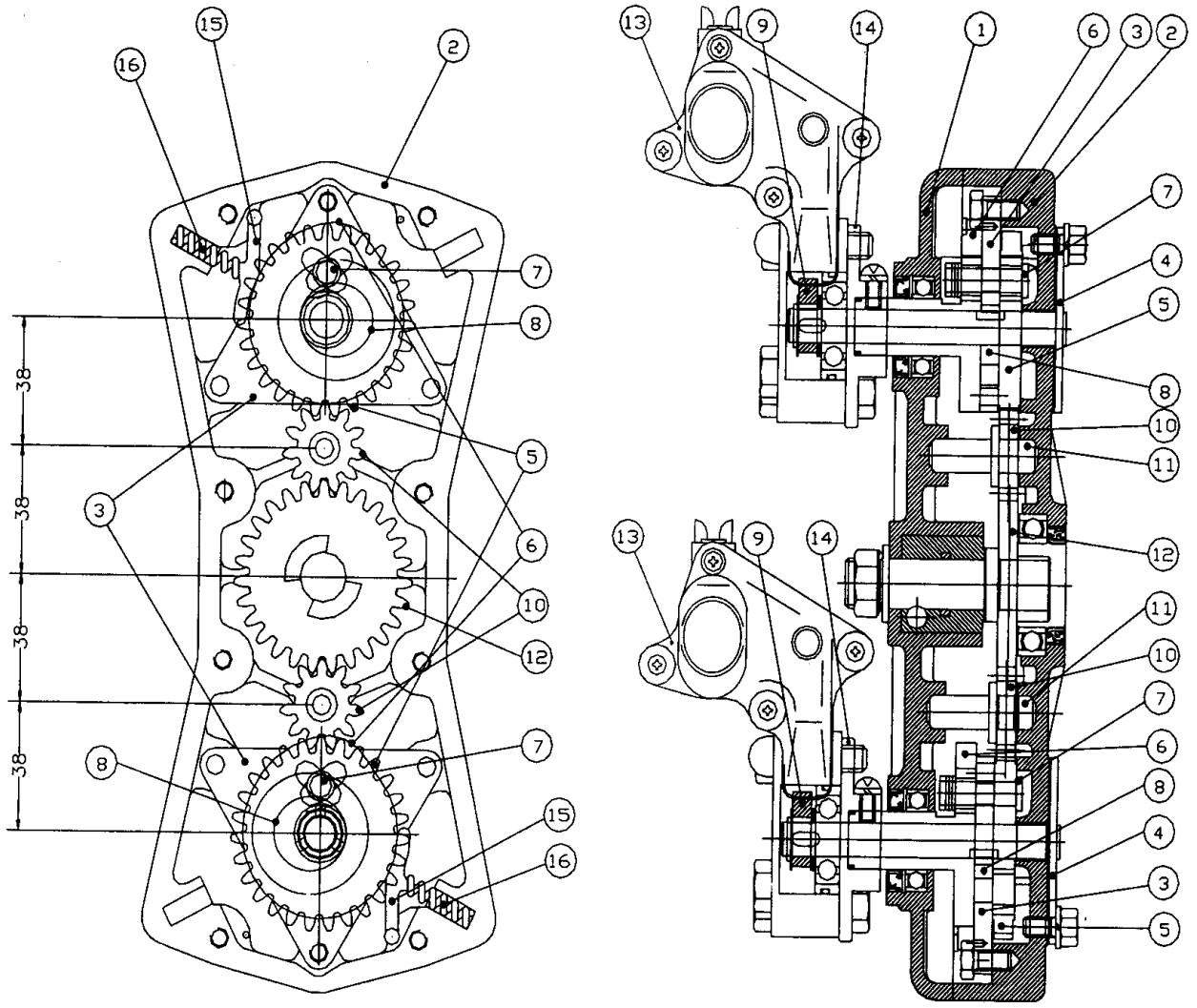


그림 46 시작기의 기본 조립도.

⑨ 식부암 캠(planter arm cam): 재료는 SCM420이고 두께는 6 mm이다. 로터 캠 축의 상단에 위치하며 식부암의 방아쇠를 원하는 곳에서 당길 수 있도록 설계하였다.

⑩ 중간 기어(middle gear): 재료는 SCM420이고 두께는 6 mm이다. 기어의 잇수는 11, 압력각은 20° , 모듈(module)은 2 mm이다.

⑪ 중간 축(middle shaft): 재료는 S45C이고 중간 기어를 식부 케이스에 고정시킨다.

⑫ 선 기어(sun gear): 재료는 SCM420이고 두께는 6 mm이다. 기어의 잇수는 27, 압력각은 20° , 모듈(module)은 2 mm이다.

⑬ 식부암(planter arm): 식부날이 포함된 조합으로서 구동판에 연결된다.

⑭ 로터암 축(rotor arm shaft): 재료는 SCM420이다. 식부암과 구동판 사이에 위치하여 구동판의 요동 운동을 식부암에 전달한다. 3개의 나사로써 구동 판과 연결된다.

⑮ 구동판 들음 방지 링크: 재료는 SCM420이고 특정 각변위에서 구동판을 눌러 구동판이 노는 것을 방지한다.

⑯ 구동판 들음 방지 스프링: 스프링 상수를 2.6 kgf/mm로 하였다.

그림 47은 핀을 수정하기 전과 후의 구동판, 캠, 캠 플레이트, 외측 기어 즉, 구동 기어의 결합 상태를 나타낸 것이다. 시작기의 식부 궤적은 구동판, 캠, 외측 구동 기어, 핀의 상대 운동에 의하여 결정되므로, 이러한 부분은 정밀 가공하여 오차가 발생하지 않도록 하여야 하며 또한, 마모에 의하여 형상이 변화되지 않도록 하여야 한다. 구동판의 들음 방지 구간에서는 스프링이 구동판을 눌러 구동판이 들지 않도록 하여야 한다. 즉, 구동판과 결합된 식부암이 이 구간에서는 들지 않도록 하

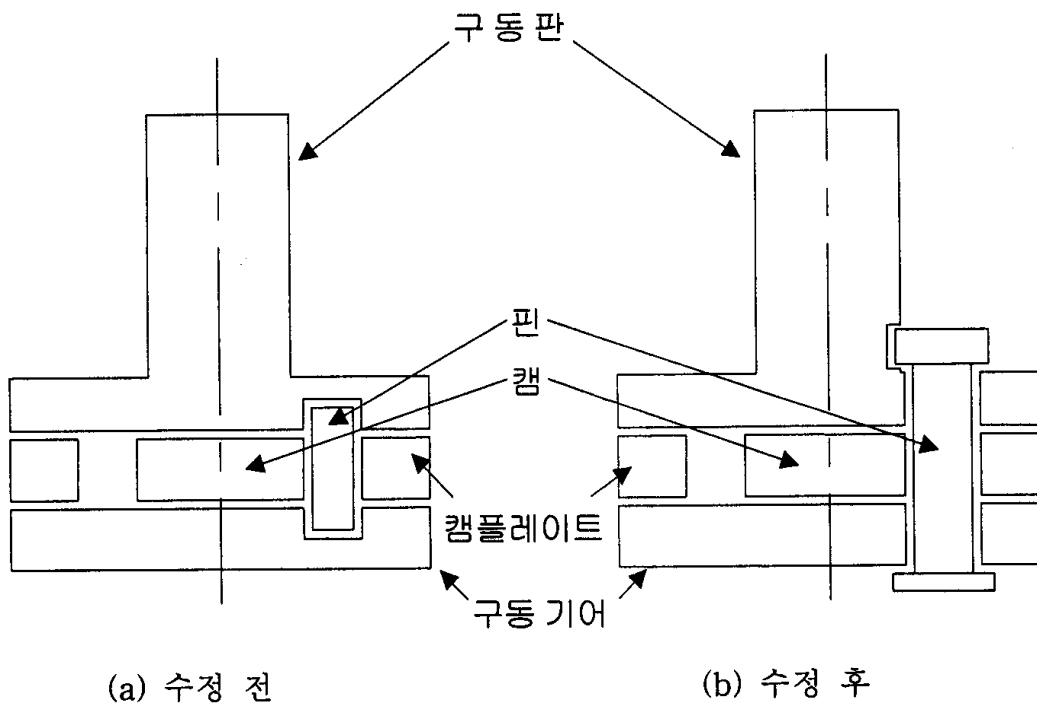


그림 47 핀 수정 전후의 구동판, 캠, 구동 기어의 결합 상태.

여야 한다. 시작기는 이와 같은 조건을 충분히 만족하여야 한다. 그러나, 시작기를 제작하여 시험한 결과, 다시 다음과 같은 문제점 나타났다.

(1) 가공 과정에서 정밀한 핀의 공차 관리가 어려웠다.

(2) 핀의 마모로 인하여 장공과 핀 사이에 간격이 벌어졌다.

(3) 식부 케이스가 회전할 때 핀이 기울어지는 현상이 발생하였다.

(4) 핀이 기울어짐으로써 핀이 장공과 캠 사이에 끼어 작동하지 않았으며, 무리하게 힘을 가하였을 때는 핀 또는 캠이 파괴되는 현상이 발생하였다.

(5) 식부 기구를 조립하기가 어렵고 조립에 많은 시간이 소요되었다.

무엇보다도 핀이 기울어짐으로써 장공과 캠 사이에 끼는 현상은 식부 장치의 기능을 불가능하게 하는 심각한 문제이었다. 또한 핀, 장공, 캠의 정밀 가공 및 마모 방지도 어려운 문제로 지적되었으며, 조립의 불편함도 식부 장치를 실용화하는 데 큰 장애가 될 것으로 판단되었다.

지금까지 많은 시간과 노력을 투자한 시작기에서 이러한 문제가 발생됨에 따라, 핀을 이용한 식부 궤적의 구현 방법에 대하여 근본적인 검토가 요구되었다. 핀을 계속 수정할 것인가 아니면 근본적으로 다른 방법을 모색할 것인가를 결정하지 않으면 안 되었다. 결국, 핀을 이용한 방법을 포기하고 다른 방법을 모색하기로 결정하였다. 그러나 요동각을 구현하기 위한 캠과 시작기의 다른 부분은 최대한 활용할 수 있도록 하였다.

제5절 불형 시작기의 설계

1. 불형 시작기

핀형 시작기의 문제점을 해결하기 위하여 그림 48에서와 같이 불형 식부 장치를 고안하였다. 불형 식부장치의 아이디어는 기본 원리와 구조에 있어서는 핀형 식부 장치와 같으나, 핀이 들어갈 자리에 볼을 넣어 핀이 기울어져서 장공과 캠 사이에 끼는 현상을 근본적으로 방지하기 위한 것이었다.

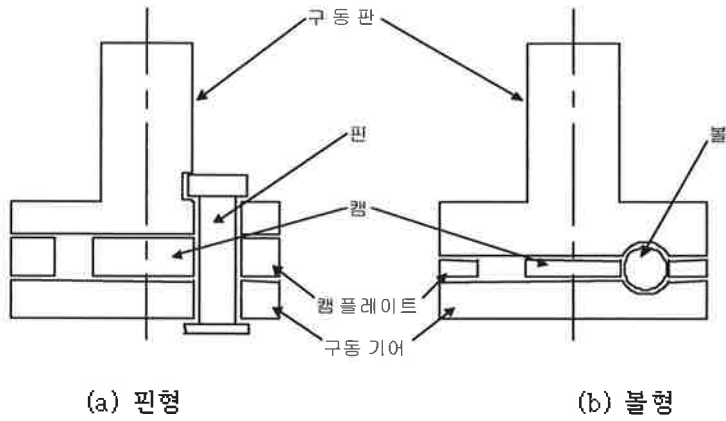


그림 48 핀형과 볼형 식부 장치.

2. 구동판과 외측 기어의 저설계

볼형 식부장치의 구동판과 외측 기어는 그림 48에서와 같이 핀형 구조에서와 크게 다른 것은 없다. 단지 핀 대신 볼을 사용할 수 있도록 구동판의 바닥과 외측 기어의 장공 자리에 볼이 들어갈 수 있는 홈을 제작하였다. 볼의 지름을 8.77 mm로 하여 홈의 폭이 핀의 지름보다 크게 하였다. 구동판과 외측 기어를 제작할 때는 홈의 변형과 마모를 방지하기 위하여 홈 주위를 열처리하도록 하였다. 그림 49와 그림 50은 각각 볼형 식부장치의 구동판과 외측 기어의 구조를 나타낸 것이다.

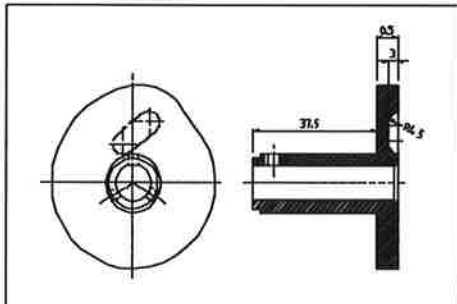


그림 49 볼형 식부장치의 구동판.

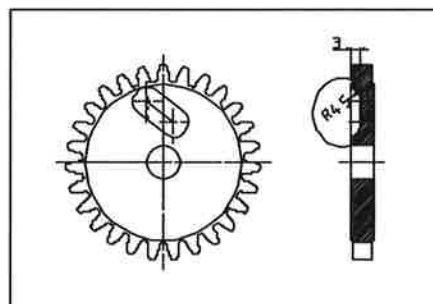


그림 50 볼형 식부장치의 외측 기어.

3. 캠과 캠 플레이트의 재설계

불형 식부장치의 캠과 캠 플레이트도 편형의 것과 작동 원리가 같기 때문에 그 구조가 크게 변한 것은 없다. 볼의 지름이 핀의 지름보다 1.77 mm 증가되었기 때문에 캠과 캠 플레이트도 이를 고려하여 각각의 프로파일을 0.88 mm 씩 감소시켰다. 또한 캠과 캠 플레이트의 두께를 6 mm에서 3 mm로 줄였다. 이는 외측 기어로 전달된 힘을 최대한 구동판으로 전달하기 위한 것이다. 즉, 캠과 캠 플레이트의 두께가 얇아진 만큼 외측 기어와 구동판의 홈은 그만큼 깊이가 깊어지게 된다. 그림 51과 그림 52는 각각 불형 식부장치의 캠과 캠 플레이트의 구조를 나타낸 것이다.

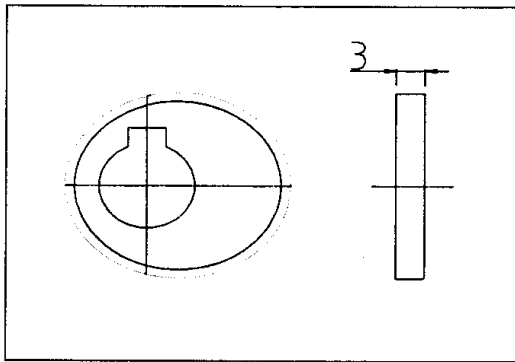


그림 51 불형 식부장치의 캠.

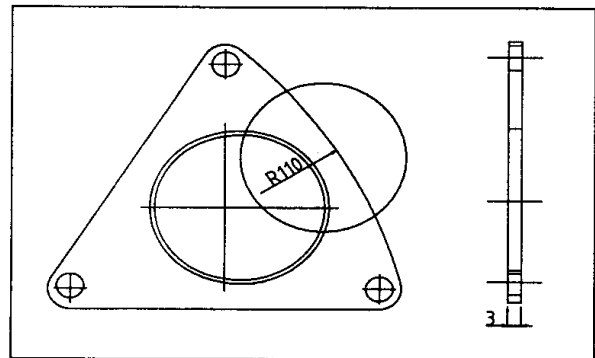
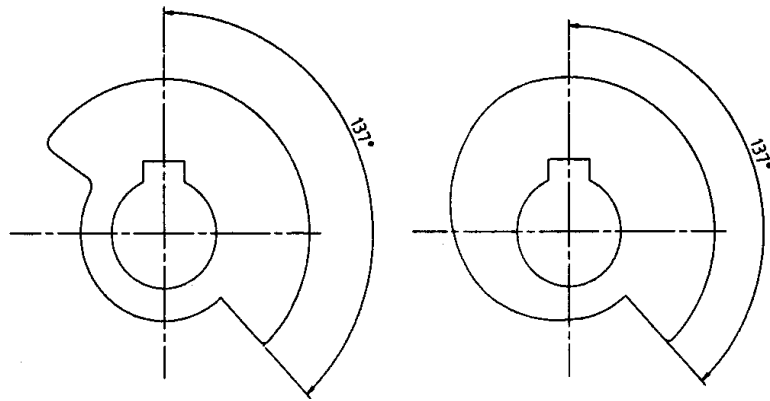


그림 52 불형 식부장치의 캠 플레이트.

4. 식부암의 캠 설계

식부암이 묘탑재대에서 묘를 분리하여 포장으로 이식할 때 식부침에서 묘를 밀어내는 장치는 식부암 내부에 설치되어 있는 스프링이다. 이 스프링은 식부암 캠에 의하여 작동된다. 즉, 묘를 밀어낼 때만 스프링이 큰 힘을 낼 수 있도록 식부암 캠이 스프링을 작동시키고, 다른 부분에서는 스프링이 작동하지 않도록 한다. 이러한 기능을 수행할 수 있도록 식부암 캠은 그림 53에서와 같이 설계하였다. 그림 53의 1차 캠 형상은 스프링이 작동할 때마다 충격이 일어났기 때문에 이를 개선하기 위하여 2차 캠 형상에서와 같이 캠 프로파일을 완만한 곡선으로 바꾸어 수정하였다. 식부암 캠은 식부암과 구동판을 연결하는 축에 설치된다.



1차 캠 형상

2차 캠 형상

그림 53 식부암 캠의 설계.

5. 볼형 식부장치의 시작품

그림 54는 볼형 식부장치의 내부 구조를 나타낸 것이다. 식부 케이스의 중앙에 선 기어가 설치되어 있으며, 선 기어를 중심으로 중간 기어와 외측 기어가 대칭으

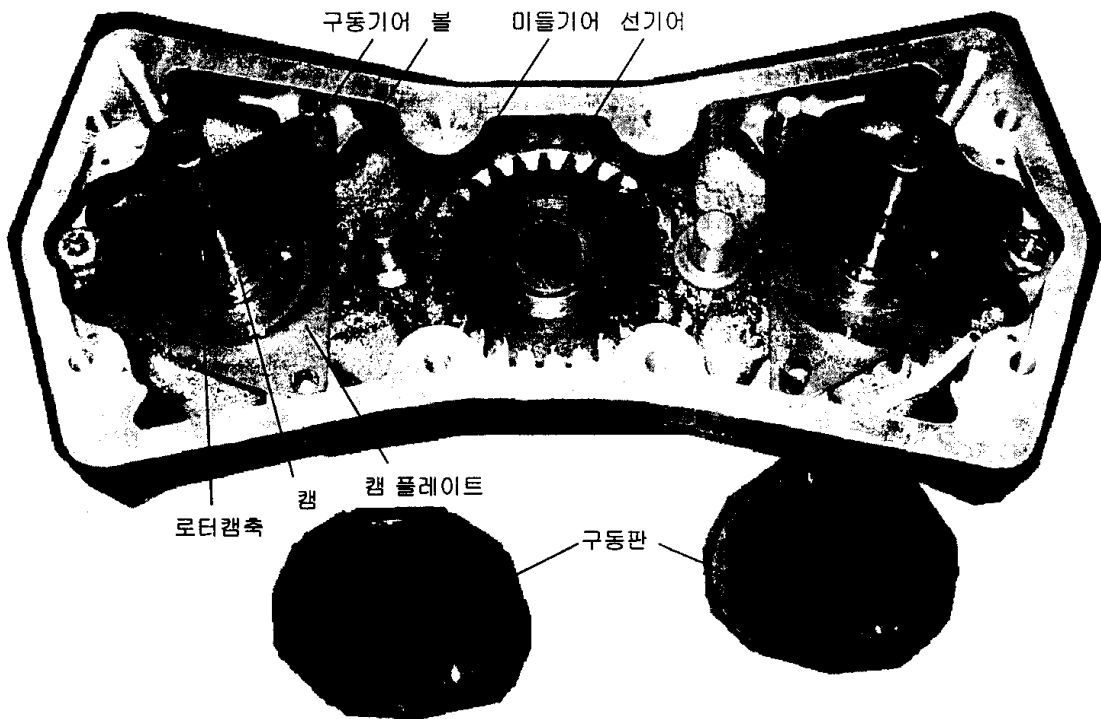


그림 54 볼형 식부장치의 내부 구조.

로 배열되어 있다. 외측 기어 즉, 구동 기어에는 구동기어, 캠, 캠 플레이트, 구동판이 이 순서대로 조립된다. 식부암은 구동 기어와 캠이 장착된 로터 캠축의 끝에 장착된다. 그림 55는 볼형 식부장치의 연속 동작을 나타낸 것이다.

시작기를 제작할 때는 다음 사항을 유의하여 제작하였다.

- 구동 기어에서 구동판으로 전달되는 힘은 볼의 접촉점을 통하여 전달되므로 볼과 홈의 강도를 최대한으로 높여야 한다.

- 볼의 위치를 일정하게 유지하기 위해서는 구동판, 구동 기어, 캠, 캠 플레이트의 공차를 최소화하여야 한다.

- 캠과 캠 플레이트는 볼이 힘을 전달할 때 파괴되지 않도록 강도가 높은 것을 사용하여야 한다.

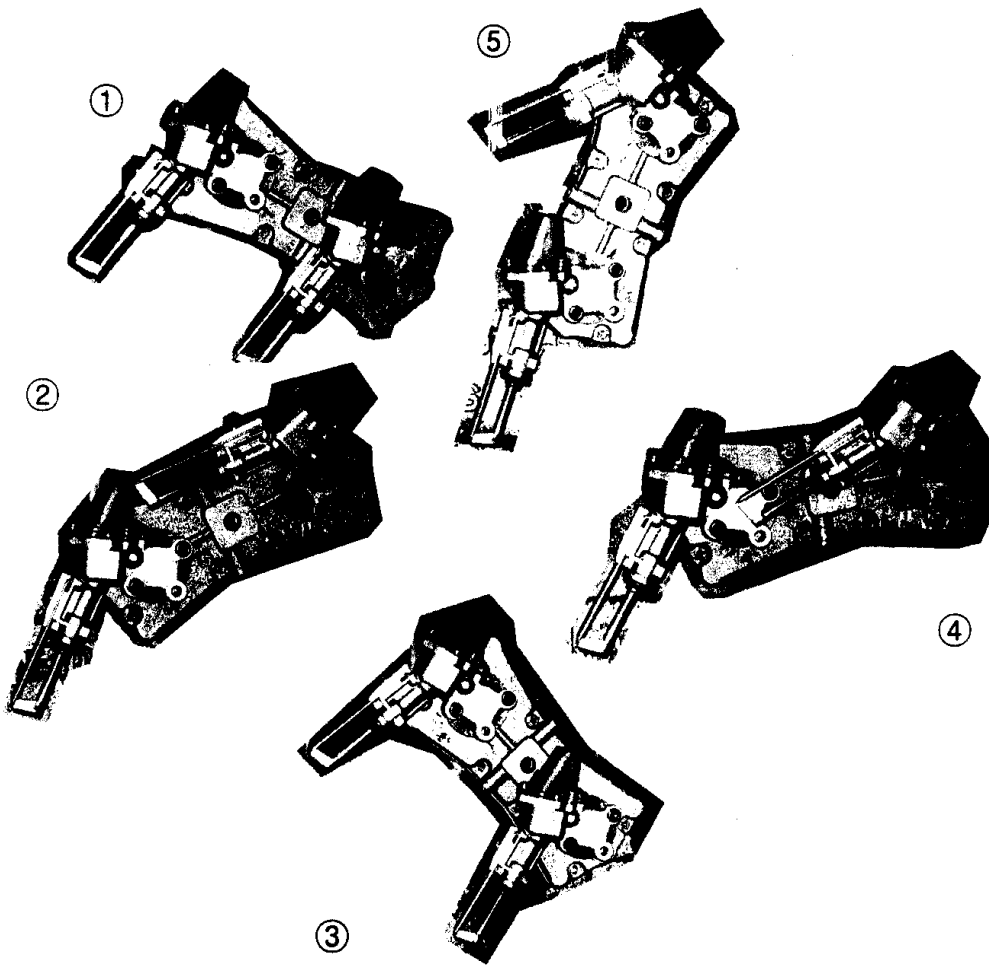


그림 55 볼형 식부장치의 연속 동작.

6. 시작기의 성능 시험

실험실에서 불형 식부장치의 시작기에 대한 기능 시험을 실시하였으며, 다음과 같은 문제점이 나타났다.

- (1) 볼과 홈 사이의 틈으로 인하여 식부압의 높음이 증가되었다.
- (2) 식부압의 높음으로 인하여 식부 케이스에 부착된 2개의 식부암 사이에 간섭이 발생하였다.
- (3) 캠과 캠 플레이트의 간격을 일정하게 맞추기가 어려웠다.
- (4) 캠과 캠 플레이트의 간격이 일정하지 않아 볼이 캠과 캠 플레이트 사이에 끼는 현상이 발생하였다.
- (5) 볼에 의하여 구동판과 외측 기어 홈의 마모가 심하였다.

이러한 문제 중에서도 특히, 식부압이 여전히 구동판의 축을 중심으로 노는 것과 캠과 캠 플레이트 사이의 간격을 일정하게 유지하기가 어려운 것이 큰 문제이었다.

이러한 문제점을 해결하기 위하여 우선, 볼의 움직임을 조정하여 식부압이 노는 것을 방지하고, 캠과 캠 플레이트를 일체로 제작하는 방안을 고안하였다. 즉, 1개의 볼 대신에 2개의 볼을 대칭으로 설치하여 힘을 분산시키고 식부압이 노는 것을 최

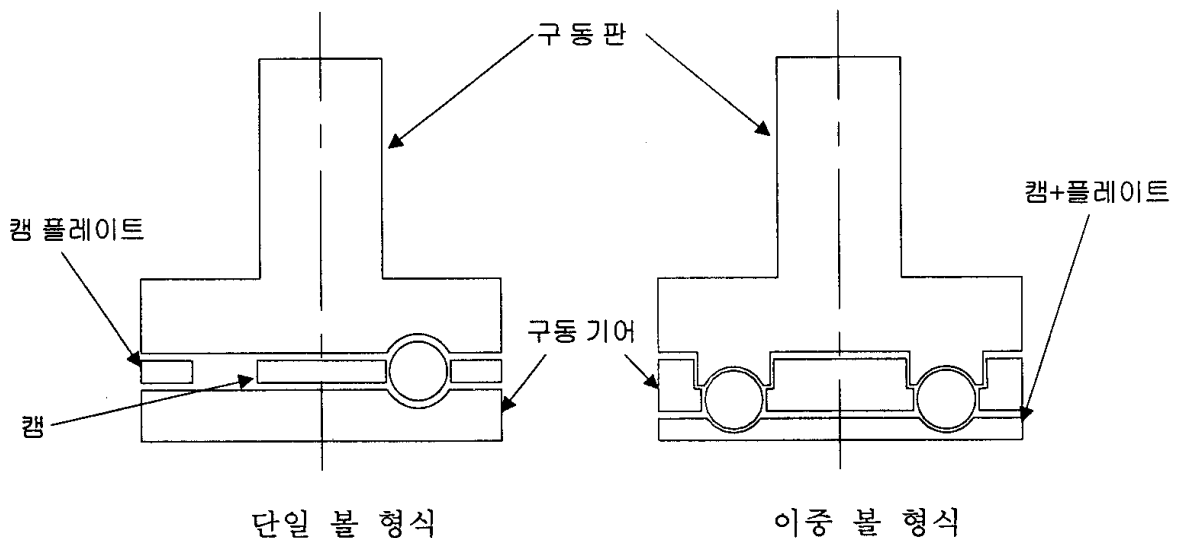


그림 56 이중 볼 형식의 불형 식부장치의 구조.

소화하는 것이다. 캠과 캠 플레이트 사이의 간격은 캠과 캠 플레이트를 일체로 제작함으로써 쉽게 해결되었다. 일체로 된 캠과 캠 플레이트를 설치하기 위하여 현재의 외측 기어, 캠, 구동판의 조립 순서를 캠, 외측 기어, 구동판의 순서를 변경하였다. 그림 56은 각각 1개의 볼과 2개의 볼을 설치한 볼형 식부장치의 구조를 나타낸 것이다.

7. 이중 볼형 구동판과 외측 구동 기어의 설계

그림 56의 이중 볼형 구조에서와 같이 구동판과 구동 기어에는 2개의 볼을 대칭으로 설치할 수 있도록 홈을 내었다. 또한, 구동 기어와 구동판은 조립이 용이하고, 항상 일정한 상대 위치를 유지할 수 있도록 설계하였으며, 2개의 볼이 사점(dead point) 상태가 되지 않도록 한쪽 홈에는 끝부분에 유격을 두었다. 일체형 캠과 자리를 바꾼 외측 기어는 볼을 넣을 수 있도록 홈을 장공으로 수정하였으며, 구동 기어가 직접 볼에 힘을 가하고, 이 힘이 바로 구동판으로 전달되어 보다 확실하게 힘이 전달될 수 있도록 하였다. 그림 57과 58은 각각 이중 볼형 구동판과 외측 구동 기어의 구조를 나타낸 것이다.

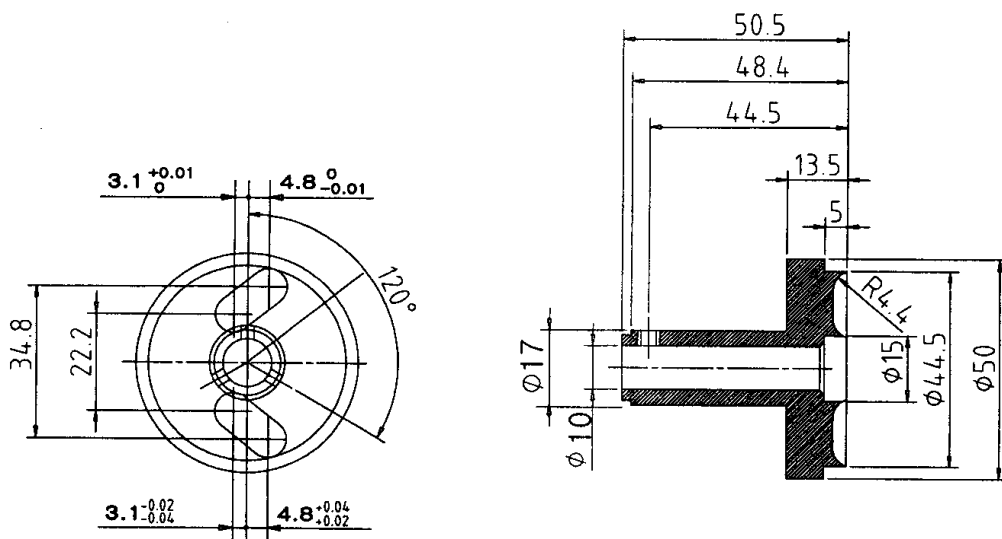


그림 57 이중 볼형 구동판의 구조.

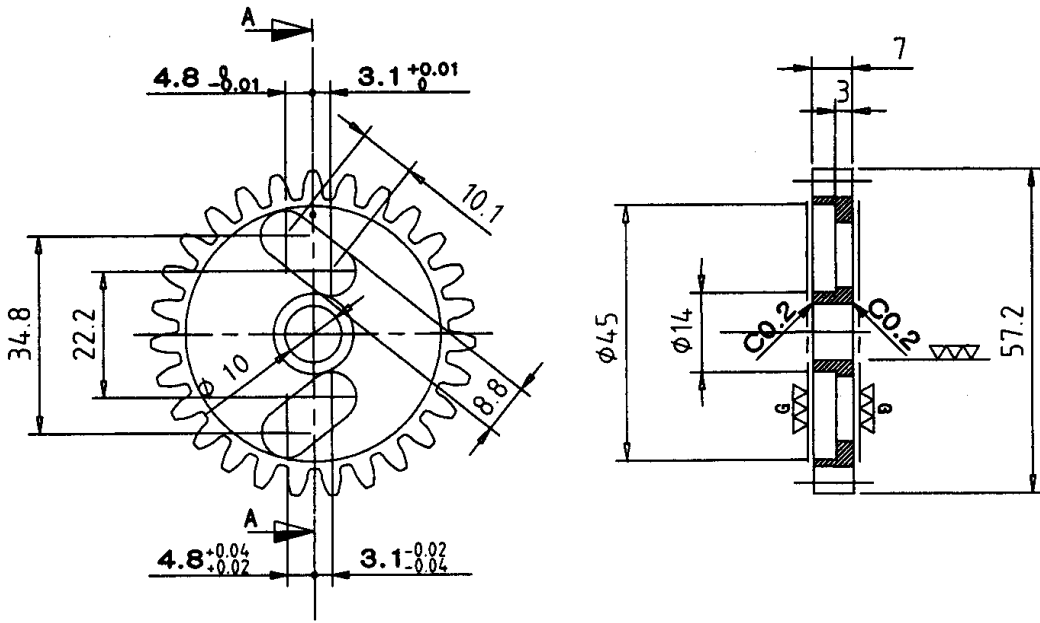


그림 58 이중 볼형 외측 구동 기어의 구조.

8. 일체형 캠과 캠 플레이트의 설계

이중 볼형 식부장치의 작동 원리와 식부 궤적은 단일 볼형 식부장치에서와 같기 때문에 캠과 캠 플레이트의 형상도 단일 볼형에서와 같다. 그러나, 독립된 캠과 캠 플레이트를 일체화시킴으로써 캠과 캠 플레이트 사이의 간격을 일정하게 유지할 수 있었다. 따라서, 볼이 보다 정확한 운동을 하게 되었으며, 조립도 보다 용이하게 되었다. 그러나 홈이 마모되었을 때는 볼의 운동이 부정확하고 볼이 홈에서 이탈하는 문제가 발생할 것으로 예상되었다. 그림 59는 일체형 캠의 구조와 그 형상을 나타낸 것이다. 캠의 형상은 식부 케이스의 회전각에 따른 식부날의 요동각을 실측하여 20개의 대표값으로써 구하였다.

9. 이중 볼형 식부장치의 식부 궤적

그림 57의 이중 볼형 구동판, 그림 58의 이중 볼형 구동 기어, 그림 59의 이중 볼형 캠의 형상을 이용하여 이중 볼형 식부장치에 대한 시뮬레이션 모델 TwoBall310을 개발하였다.

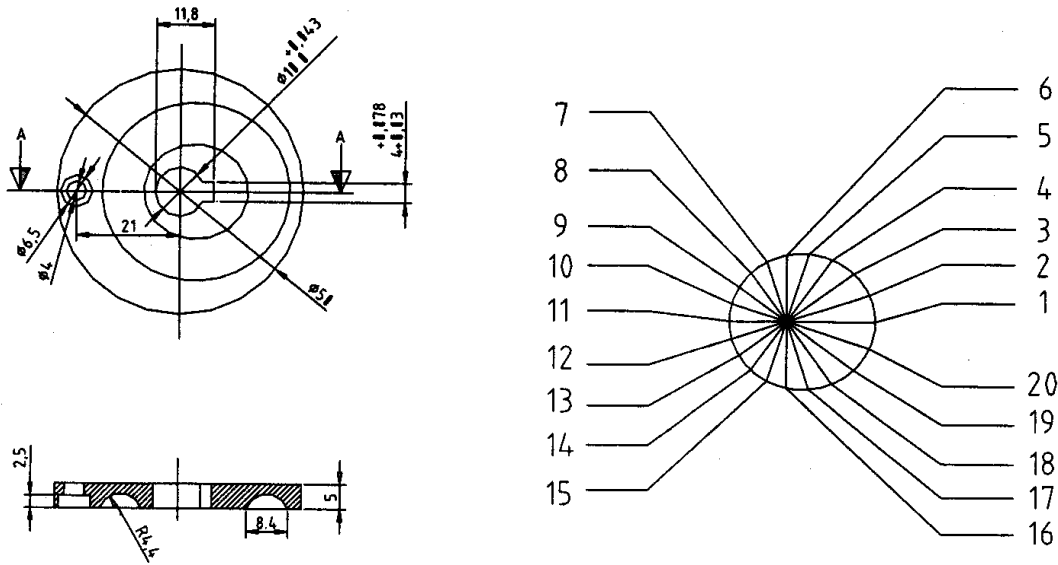


그림 59 이중 볼형 캠의 구조와 형상.

구동 기어의 회전 중심을 원점으로 하고 연직선을 y축으로 하는 직교 좌표계 x-y를 설정하면, 외측 기어에 있는 위쪽 장공의 시작점과 끝점은 각각 (3.1, 11.1), (-4.8, 17.4)가 되고, 아래쪽 장공의 시작점과 끝점은 각각 (3.1, -11.1), (-4.8, -17.4)가 된다. 또한, 장공의 길이는 10.1 mm가 된다. 구동판의 경우 위쪽 볼홈의 시작점과 끝점은 각각 (-3.1, 11.1), (4.8, 17.4)이 되고, 아래쪽 볼홈의 시작점과 끝점은 각각 (-3.1, -11.1), (4.8, -17.4)이 된다. 또한, 구동판 볼홈의 길이도 10.1 mm가 된다. 캠의 형상은 식부 케이스의 한 사이클을 20등분하여 각 각변위에서 식부날의 요동각을 구하여 결정하였다.

그림 60은 이중 볼형 식부장치의 컴퓨터 시뮬레이션 모델을 나타낸 것이다. 시뮬레이션으로 구현한 이중 볼형 식부장치의 식부 궤적은 그림 61에서와 같다. 단일 볼형 식부장치의 식부 궤적과 약간의 차이는 있으나, 식부 작업에는 큰 영향이 미치지 않을 것으로 판단되었다. 그림 61에서 실선으로 표시된 궤적은 이중 볼형 식부장치의 식부 궤적이고, 작원 원으로 표시된 식부 궤적은 단일 볼형 식부장치의 식부 궤적이다.

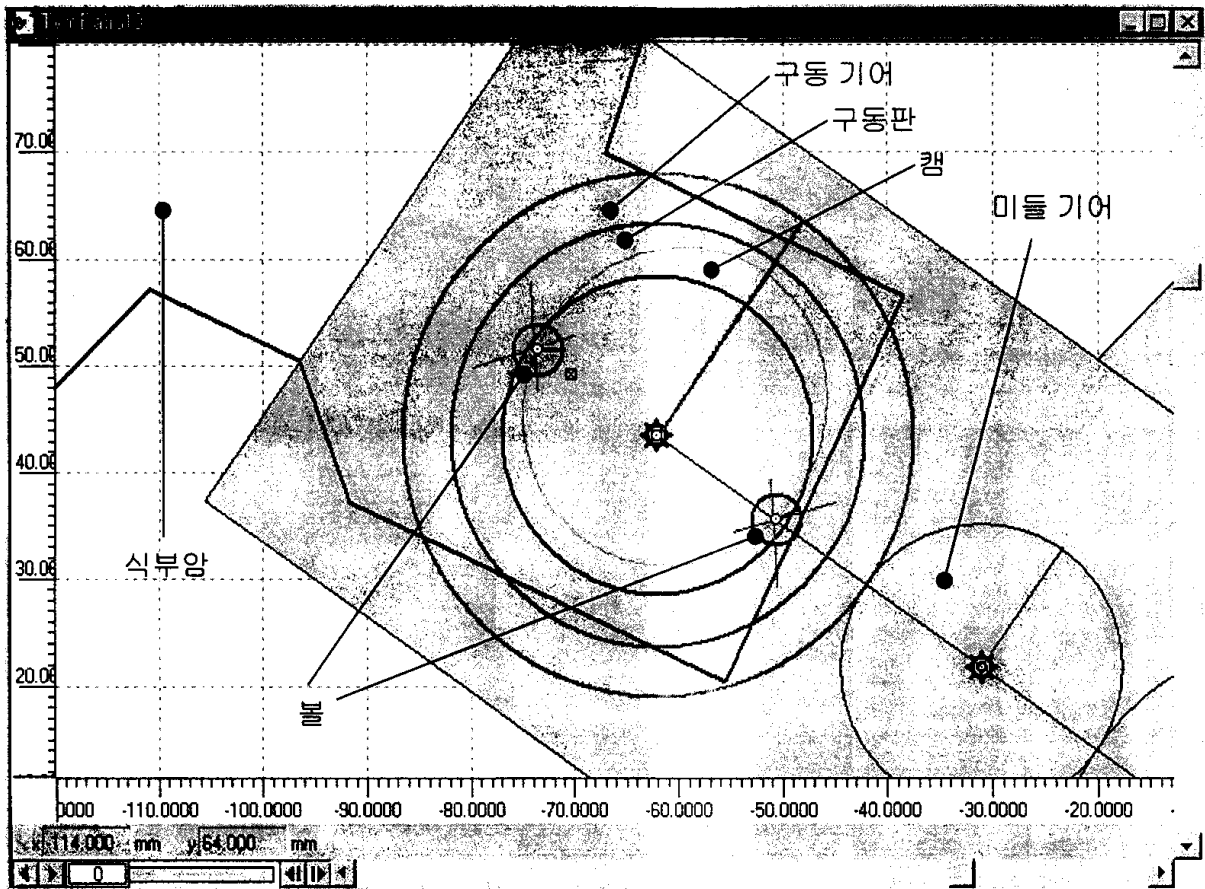


그림 60 이중 볼형 식부장치의 시뮬레이션 모델.

10. 이중 볼형 식부장치의 문제점

단일 볼형 식부장치와 비교하여 이중 볼형 식부장치에서는 외측 구동 기어와 캠의 위치가 서로 바뀌었다. 이 때문에 조립상 구동 기어의 두께가 약간 얇아지게 되었으며 또한, 장공으로 인하여 구동 기어의 강도가 약화되었기 때문에 외측 구동 기어는 강도가 높은 재질을 사용할 필요가 있다. 캠과 캠 플레이트는 일체형으로 하였기 때문에 가공을 더욱 정밀하게 하여야 하며, 캠 표면의 강도를 높여야 한다. 두 개의 볼이 사점(dead point) 상태가 되지 않도록 외측 구동 기어의 장공과 구동판의 볼홈에는 여유 유격을 두어야 한다. 이 밖에도 이중 볼형 식부장치에서는 다음과 같은 문제점이 나타났다.

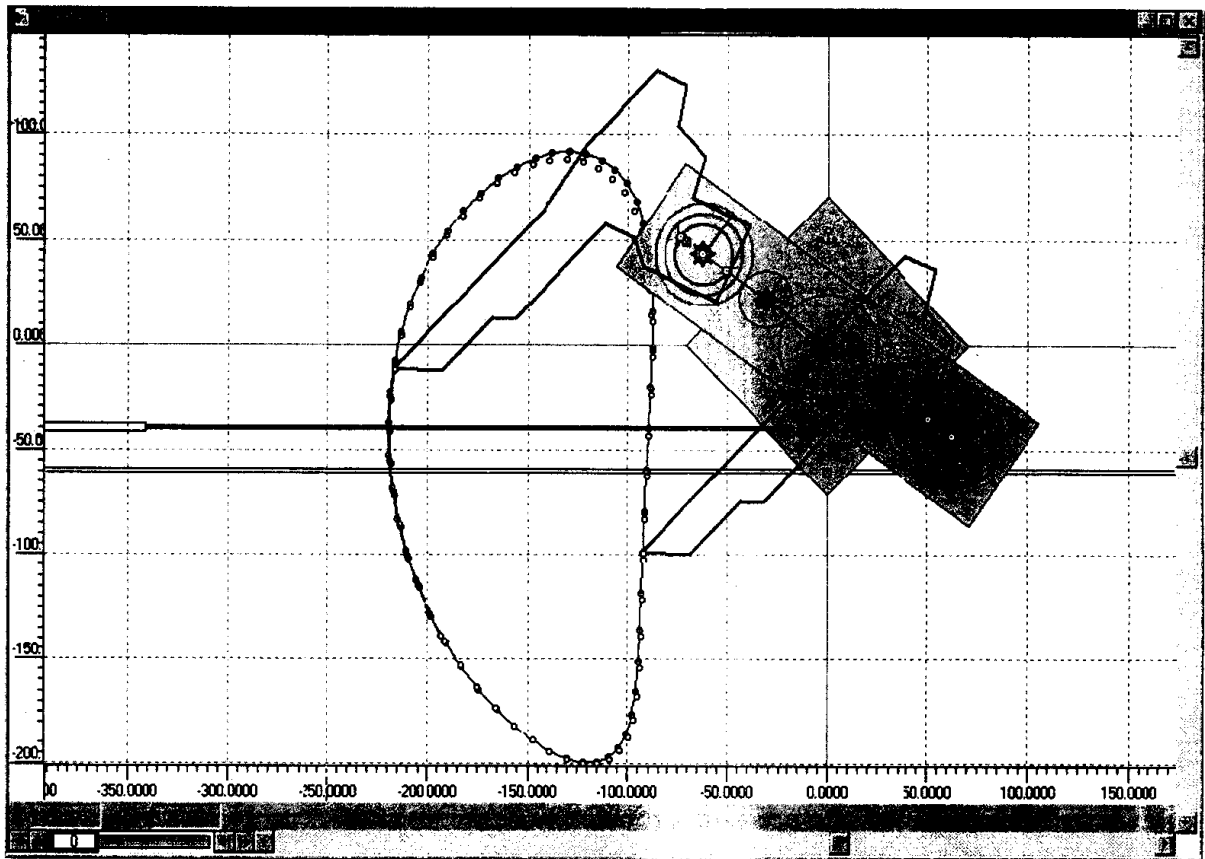


그림 61 이중 볼형 식부장치의 식부 궤적.

- (1) 볼이 원하는 캠의 궤적을 따라 운동하지 못하고, 캠이 일그러지는 현상이 발생하였다.
- (2) 식부압이 노는 것은 감소되었으나 식부압이 원활하게 회전하지 못하였다.
- (3) 진동에 의하여 식부 케이스에 고정된 캠이 빠져 나오는 현상이 발생하였다.
- (4) 큰 힘이 작용할 때는 구동 기어가 파손되었다.
- (5) 캠의 마모가 심할 때는 캠의 형상이 변화되어 정확한 식부 궤적을 구현하기가 어려웠다.

이러한 문제 중에서도 가장 큰 문제는 캠의 마모로 인한 식부 궤적의 변화와 캠과 외측 구동 기어의 파손이었다. 즉, 볼을 이용한 방법에서도 식부압이 노는 문제를 완전히 해결하기가 어려웠으며, 볼을 사용함으로써 또 다른 문제가 야기되었다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 다시 아이디어 도출 과정을 거쳤으며, 볼 대신 롤러를 사용하는 방법을 고안하였다. 이 방법에서는 식부침이 묘를 분리하고 이식하

는 과정에서만 식부암이 노는 것을 방지하는 것이 아니라 한 사이클 내내 식부암이 노는 것을 방지하는 방법으로서 롤러와 스프링을 함께 사용하도록 하였다. 그러나 식부장치의 기본 원리는 불형에서와 같다.

제6절 롤러형 식부장치의 설계

1. 식부장치의 개발 내용 검토

이중 불형 식부장치의 문제점을 개선하기 위하여 지금까지 수행한 연구 내용을 전면적으로 재검토하였다. 아래 내용은 검토 내용을 요약한 것이다.

현재, 시판되고 있는 승용 이앙기에는 일본에서 개발된 편심 기어열식 식부장치가 사용되고 있다. 본 연구의 목표는 일본의 특허 기술을 피하고 독자적으로 새로운 고속 식부 기구를 개발하는 것이었다. 기본 원리는 식부 궤적을 결정하는 식부날의 운동을 식부 케이스에 의한 등속 회전 운동과 식부 케이스에 대한 식부날의 상대 운동, 즉 식부날의 요동 운동으로 분리하여, 이 요동 운동을 식부 케이스에 고정된 캠으로써 구현하는 것이었다. 식부 케이스에 대한 식부날의 요동 운동을 구현하기 위하여 처음에는 핀을 사용하는 방법을 고안하였으며, 다음에는 볼을 사용하는 방법을 고안하였다. 많은 시간과 노력을 투자하여 연구를 진행하였으나, 핀과 볼을 이용하는 방법으로써는 기대하는 성과를 얻지 못하였다. 기구학적 관점에서 보면 핀을 이용하거나 볼을 이용하거나 모두 핀과 볼의 위치가 결정되지 않았기 때문에 핀과 볼의 운동도 정확하게 결정되지 않았다. 또한, 볼을 이용한 식부장치는 구조상 강도가 약한 것으로 판단된다. 이외에도 핀의 운동을 캠과 캠 플레이트로써 제약하기 때문에 두 부품의 가공 및 조립 정밀도에 따라 운동의 정확도가 달라지며, 높은 정확도의 운동을 기대하기가 어렵다. 지금까지의 연구에서 캠과 캠 플레이트의 가공 정밀도는 매우 높게 설계되었으나 부품의 조립 정밀도는 전혀 고려되지 않았다. 그리고, 현재의 불형 식부장치에서는 이러한 문제를 근본적으로 해결하기가 어렵다고 판단되었다. 결국, 새로운 형식의 식부장치를 고안하지 않으면 안되었다.

그러나, 새로운 식부기구에서도 시간과 비용을 줄이기 위하여 원칙적으로 지금까지 설계된 부품을 최대한으로 이용하였다.

2. 롤러형 식부장치의 구조와 원리

그림 62는 새로운 롤러형 식부장치로서 이중 볼형 식부장치에서 변경된 부분을 나타낸 것이다. 그림 62에서 부품 1은 식부장치의 안쪽 케이스이다. 부품 2는 캠의 형상이 가공된 케이스_2로서, 식부암을 연결하는 고정축과 일체로 용접되어 있으며, 3개의 볼트로서 안쪽 케이스에 고정되어 있다. 부품 3은 구동판, 부품 4는 롤러, 부품 5는 구동 기어이다. 구동판에는 그림 63에서와 같이 3개의 축을 용접하여 고정하였다. 축 1에는 외측 구동 기어가 설치되어, 축 1을 중심으로 구동판을 0~60° 범위에서 회전시킨다. 축 3에는 롤러가 설치되어 케이스_2의 캠 형상에 따라 움직이며, 구동판의 운동을 제어한다. 따라서 구동판은 구동 기어와 함께 회전하며 동시에 캠의 형상을 따라 운동하는 롤러에 의하여 축 1을 중심으로 0~60° 범위에서 구동 기어와 상대 운동을 하게된다.

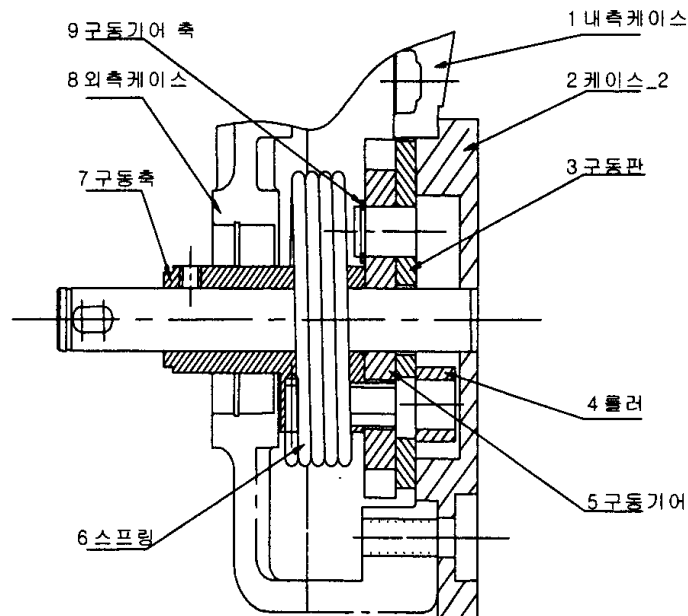


그림 62 롤러형 식부장치.

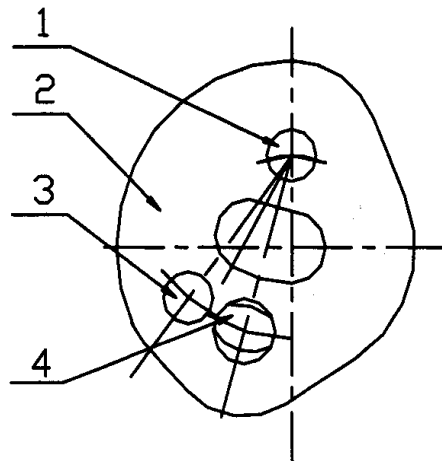


그림 63 롤러형 식부장치의 구동판.

외측 구동 기어로 전달된 동력은 구동판과 축 4를 통하여 그림 62의 구동축으로 전달된다. 구동축에는 식부암이 일체로 장착되어 구동축과 함께 회전한다. 그림 62에서 부품 6은 스프링이며, 이 스프링에 의하여 구동축 7과 구동 기어는 항상 상대 운동을 할 수 있도록 되어있다. 또한, 롤러는 스프링에 의하여 항상 케이스_2의 캠 표면을 따라 운동하도록 되어 있으며, 롤러가 캠을 따라 운동하기 때문에 구동축과 구동 기어 사이에는 0~60° 범위에서 상대 회전 운동이 일어나도록 되어 있다. 이 상대 회전 운동이 식부날의 궤적을 결정하는 요동 운동에 해당된다. 그림 62의 부품 8은 외측 식부 케이스이고, 외측 식부 케이스와 안쪽 식부 케이스는 볼트로써 결합된다.

3. 롤러형 식부장치의 세부 설계

가. 식부 케이스의 수정

안쪽 식부 케이스는 그림 64에서와 같이 수정하였다. 안쪽 케이스 내부에 구동축의 위치를 중심으로 직경이 58 mm인 원형 홈을 파고 캠의 형상이 가공된 케이스_2를 이 홈에 끼워맞춤하였다. 선 기어의 회전 중심 1을 기준으로 이 원형 홈을 가공하기 때문에 홈의 위치를 정확하게 결정할 수 있으며, 이 홈에 끼워지는 케이

스_2에 외경이 58 mm인 접촉부를 설치하여 두 원의 중심축을 맞추고 안쪽 식부 케이스에 대한 케이스_2의 조립 정밀도를 높였다.

불형 식부장치에서 캠 플레이트를 고정하는 데 사용하였던 3개의 핀 구멍을 가공하여 2개의 M8 구멍과 1개의 M6 구멍을 가공하고 각각의 나사로서 케이스_2를 안쪽 식부 케이스에 고정하였다.

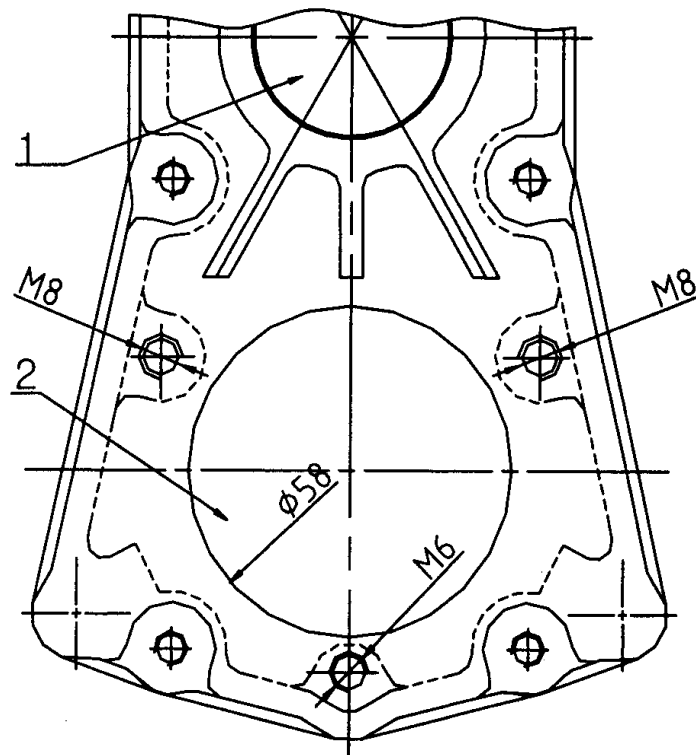


그림 64 롤러형 식부장치의 안쪽 식부 케이스.

나. 캠의 형상과 구동판 설계

그림 65는 케이스_2의 형상을 나타낸 것이다. 그림 65에서 내부 윤곽선 2는 캠의 형상으로서, 불형 식부장치에서와 같은 방법으로 결정하였다. 핀형 식부장치에서나 불형 식부장치에서 식부 궤적을 구현하는 원리는 모두 캠을 이용하여 외측 구동기어와 식부암을 구동하는 구동축이 식부 케이스의 각변위에 따라 식부 궤적에서 요구되는 상대 각변위를 가질 수 있도록 하는 것이었다. 불형 식부장치에서 구동기어와 구동축 사이의 상대 각변위는 0~60° 범위에서 변화된다. 따라서 롤러형 식

부장치에서도 같은 식부 궤적을 구현할 수 있도록 구동 기어와 구동축 사이의 상대 각변위를 0~60° 범위에서 변화되도록 하였다.

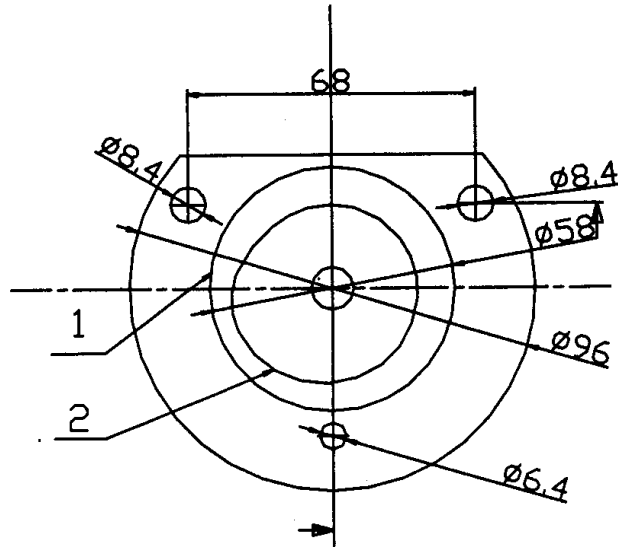


그림 65 케이스_2의 형상.

외측 구동 기어로 전달된 동력은 구동판에 부착된 축 4를 통하여 구동축으로 전달되기 때문에 플러형 식부장치의 캠 형상은 구동판에 부착된 세 축의 위치에 따라 변화된다. 외측 구동 기어의 회전 중심과 피치원 사이에는 그림 63의 축 1에 결합될 구멍을 설치하여야 하며, 구멍의 위치는 기어의 강도를 고려하여 결정하였다. 그림 63의 구동판에서 축 4의 위치는 구동 기어의 강도와 궤적의 정밀도를 고려하여 결정하였다. 구동판의 축 4는 그림 66에서 구동 기어의 구멍 4를 지나서 구동축과 접촉하여 동력을 전달한다. 따라서, 구동 기어에서 구멍 4의 위치를 먼저 결정하였다. 구동판의 축 4와 구동축이 접촉하는 위치가 회전 중심에서 멀수록 동력과 운동을 보다 정확하게 전달할 수 있다. 또한, 같은 모멘트가 작용할 때 전달하는 힘이 작기 때문에, 구동 기어의 강도가 충분하다고 가정하고, 기어의 피치원과 가까운 곳에 구멍 4의 위치를 결정하였다. 또한, 구동판의 회전 중심은 축 1이고 구동축의 회전 중심은 구동 기어의 회전 중심과 같기 때문에 두 회전 중심은 서로 다르다. 구동 기어의 구멍 4와 구동판의 축 4의 위치는 축 1을 중심으로 하는 구멍 4의 궤적과 구동 기어를 중심으로 하는 구멍 4의 궤적이 많은 부분에서 일치하도록 결정하

였다. 구동판의 축 3은 롤러가 장착되는 축으로서, 그 위치는 구동판이 회전할 때 롤러가 끼지 않도록 결정하였으며 축 3과 축 4의 거리를 가깝게 설정하여 구동판의 변형이 최소가 되도록 하였다.

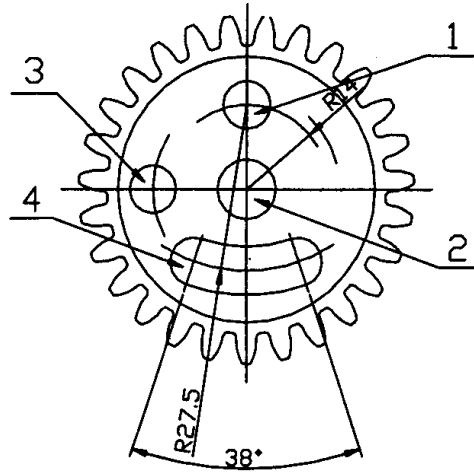


그림 66 외측 구동 기어의 구조.

롤러형 식부장치의 캠 형상은 이중 볼형 식부장치의 캠 형상으로부터 다음과 같은 방법으로 결정하였다.

(1) 우선 볼형 식부장치에서 캠 플레이트의 형상과 크기를 기준으로, 볼이 회전할 때 회전각에 따른 구동축의 상대 각변위를 구하였다. 계산에는 식 (2)를 사용하였다.

$$\text{구동축의 상대 각변위} = \frac{r - 15.52}{21.934 - 15.52} \times 60^\circ \quad (2)$$

(2) 구동판의 설계 치수에 의하면 구동판의 상대 각변위는 구동축 상대 각변위의 1/2이다. 표 7은 이러한 방법으로 구한 구동판의 상대 각변위이다.

(3) CAD를 이용하여 평면에서 구동축의 회전각에 따른 구동판의 축 4의 위치를 결정하고 이 점을 기준으로 축 3의 위치를 결정한다.

(4) 구동 기어가 18° 회전할 때마다, 각 구동 기어의 위치에서 롤러의 위치를 결정한다.

(5) 롤러의 위치를 연결하면 캠의 형상이 결정된다.

(6) 롤러와 캠의 간섭을 확인하여 캠의 형상을 수정한다.

(7) 18°의 간격으로 각 위치에서 캠의 반경 R을 구한다. 표 8은 이렇게 하여 구한 캠의 반경 R을 나타낸 것이다.

캠의 형상과 롤러의 위치를 결정한 다음, 캠을 케이스_2에 설치할 때는 공간의 제약때문에 볼형 식부장치에서 보다 90° 더 회전하여 설치하였다.

표 7 볼형 식부장치에서 캠의 형상에 따르는 구동축의 상대 각변위

| 캠의 각변위 순서 | 수정 순서 | 캠의 회전각 deg. | 캠 플레이트의 형상 반경, mm | 구동축의 상대 각변위, deg. | 구동판의 상대 각변위, deg. |
|--------------|-------|----------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| 1 | 1 | 0 | 21.934 | 60 | 30 |
| 20 | 2 | 18 | 21.592 | 56.80074836 | 28.40037418 |
| 19 | 3 | 36 | 20.708 | 48.5313377 | 24.26566885 |
| 18 | 4 | 54 | 19.572 | 37.90458372 | 18.95229186 |
| 17 | 5 | 72 | 18.442 | 27.33395697 | 13.66697848 |
| 16 | 6 | 90 | 17.468 | 18.22263798 | 9.11131899 |
| 15 | 7 | 108 | 16.711 | 11.14125351 | 5.570626754 |
| 14 | 8 | 126 | 16.159 | 5.977549111 | 2.988774556 |
| 13 | 9 | 144 | 15.793 | 2.553788587 | 1.276894294 |
| 12 | 10 | 162 | 15.587 | 0.626753976 | 0.313376988 |
| 11 | 11 | 180 | 15.52 | 0 | 0 |
| 10 | 12 | 198 | 15.587 | 0.626753976 | 0.313376988 |
| 9 | 13 | 216 | 15.794 | 2.563143124 | 1.281571562 |
| 8 | 14 | 234 | 16.161 | 5.996258185 | 2.998129093 |
| 7 | 15 | 252 | 16.716 | 11.18802619 | 5.594013096 |
| 6 | 16 | 270 | 17.471 | 18.25070159 | 9.125350795 |
| 5 | 17 | 288 | 18.447 | 27.38072965 | 13.69036483 |
| 4 | 18 | 306 | 19.578 | 37.96071094 | 18.98035547 |
| 3 | 19 | 324 | 20.713 | 48.57811038 | 24.28905519 |
| 2 | 20 | 342 | 21.596 | 56.83816651 | 28.41908326 |

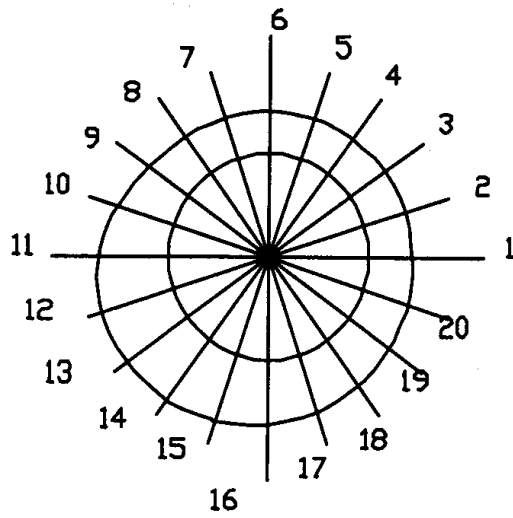


그림 67 캠의 각변위 순서.

표 8 새로운 캠의 형상과 크기

| 각변위 순서 | 각변위 | 캠의 반경 |
|--------|-----|---------|
| 1 | 0 | 20.1499 |
| 2 | 18 | 19.9701 |
| 3 | 36 | 19.8452 |
| 4 | 54 | 19.7797 |
| 5 | 72 | 19.7535 |
| 6 | 90 | 19.7701 |
| 7 | 108 | 19.8416 |
| 8 | 126 | 20.0501 |
| 9 | 144 | 20.589 |
| 10 | 162 | 22.0538 |
| 11 | 180 | 23.7072 |
| 12 | 198 | 24.486 |
| 13 | 216 | 24.392 |
| 14 | 234 | 23.925 |
| 15 | 252 | 23.1955 |
| 16 | 270 | 22.4619 |
| 17 | 288 | 21.8331 |
| 18 | 306 | 21.3168 |
| 19 | 324 | 20.7684 |
| 20 | 342 | 20.3793 |

다. 스프링 설계

스프링은 다음 식을 이용하여 설계하였다.

$$\text{용력보정계수: } K_b = \frac{4c^2 - c - 1}{4c(c-1)} \quad (3)$$

$$\text{토크: } T = \frac{Ed^4\theta}{64K_bDN_a} \quad (\text{kgf.mm}) \quad (4)$$

여기서, c 는 스프링 상수로서 스프링 코일에 대한 스프링의 지름비이며, E 는 탄성 계수, θ 는 스프링의 회전각, N_a 는 스프링 코일의 감김수이다.

기어와 구동축 사이에는 0~60° 범위의 상대 각변위 변화가 있고, 스프링 토크는 상대 각변위에 따라 비례적으로 증가한다. 스프링은 구동 기어로 전달된 동력을 구동축으로 전달하는 동시에 구동 기어와 구동축을 연결하는 역할을 한다. 상대 각변위가 증가할 때 발생하는 큰 토크는 식부장치의 부하를 증가시킨다. 스프링에 의한 과부하를 피하기 위하여 스프링의 지름과 감김수는 식부장치에서 허용된 공간을 최대한으로 활용하여 설계하였다.

스프링은 코일의 지름이 3.5 mm인 것과 4.0 mm인 것 두 가지를 설계 제작하였다. 스프링의 작용력에 따른 식부암의 자세를 확인하기 위하여 스프링의 비틀림 각이 각각 30°, 60°, 120°일 때 식부암의 자세를 관찰하였다. 코일의 지름이 3.5 mm인 스프링의 경우, 3수준의 비틀림 각에서 모두 식부 궤적에서 요구되는 정확한 식부암의 자세가 나타나지 않았다. 즉, 스프링의 작용력이 부족한 것으로 판단되었다. 코일의 지름이 4 mm인 스프링의 경우에는 비틀림 각이 60°와 120°일 때 정확한 식부암의 자세가 나타났다. 그러나 120°일 때는 작용력이 너무 커서 식부장치에 높은 부하가 발생하였다. 따라서, 스프링은 코일의 지름이 4 mm이고 초기 비틀림 각이 60°에서 120°일 때 정확한 식부암의 자세를 얻을 수 있을 것으로 판단되었다. 이 때 스프링이 가하는 토크는 500~800 kgf.mm이었다. 스프링의 작용력은 식부날이 묘를 취출할 때 가장 크고, 묘를 심는 위치에서 가장 작도록 설계하였다. 그러나, 식부암에서 식부날을 구동하는 캠의 작용 구간과 스프링의 작용 구간을 정확히 일치

시킨 경우에는 초기 비틀림 각이 60° 라 하더라도 식부장치는 정상적으로 작동할 수 있을 것으로 판단된다.

4. 개선점

롤러형 식부장치는 볼형 식부장치의 문제점을 해결하였으며, 고속 식부장치로서의 기능이 정상적으로 작동하였다. 따라서, 롤러형 식부장치는 고속 승용 이양기의 식부장치로서 사용할 수 있을 것으로 판단하였다. 단지, 실용화를 위해서는 양산 모델에서 다음 몇가지 점을 개선해야 할 것으로 판단되었다.

(1) 스프링

롤러형 식부장치에서 사용되는 스프링은 비틀림 각의 변화에 따른 토크의 변화가 적을수록 성능이 우수한 것으로 판단된다. 토크의 증가는 식부장치에 과부하를 초래할 수 있기 때문에 스프링은 지름이 클수록, 감김수가 많을수록 성능이 우수한 것으로 판단된다. 그러나 스프링의 크기는 식부 케이스 공간의 제약을 받는다. 따라서, 식부 케이스를 설계할 때 스프링의 크기를 최적화할 수 있도록 케이스 내부의 공간을 확보할 필요가 있다.

(2) 캠 형상

롤러형 식부장치의 캠 형상은 볼형 식부장치의 캠 형상을 이용하여 구한 것이다. 그러나, 보다 정확한 캠의 형상을 결정하기 위해서는 실제 포장 시험을 통하여 식부된 묘의 자세와 식부 깊이 등을 분석하여 그 결과에 따라 이를 수정하여야 한다.

이상에서와 같이 롤러형 식부장치는 아직 부분적으로는 개선이 필요한 곳은 있으나, 기능적으로는 문제가 없었으며, 실용화가 가능한 것으로 판단되었다. 따라서 본 연구에서는 롤러형 식부장치를 본 연구에서 개발한 최종 고속 식부장치의 모델로 확정하였다.

5. 시작기의 성능 시험

실험실에서 개선된 롤러형 식부장치의 시작기에 대한 기능 시험을 실시하였다. 그러나, 다음과 같은 문제점이 다시 발견되었다.

- (1) 원하는 식부 궤적을 정확하게 만들 수 없었다.
 - (2) 스프링의 장력으로 인하여 초기 조립이 매우 어려웠다.
 - (3) 구동축과 외측 케이스의 마찰력이 스프링의 힘보다 커서 식부암의 자세가 정확하지 않았다.
 - (4) 구동판이 케이스의 캠 속으로 들어가 캠이 마모되는 현상이 발생하였다.
- 이러한 문제 중에서도 특히, 원하는 식부 궤적을 구현할 수 없는 것이 가장 큰 문제이었다. 이 문제를 해결하기 위해서 캠의 형상과 각 부품을 다시 수정하였다.

6. 캠 형상의 재설계

롤러형 식부장치에서 원하는 식부 궤적을 얻기 위하여 캠 형상을 다시 설계하였다. 캠의 형상은 다음과 같은 방법으로 설계하였다. 먼저, 그림 68에서와 같이 식

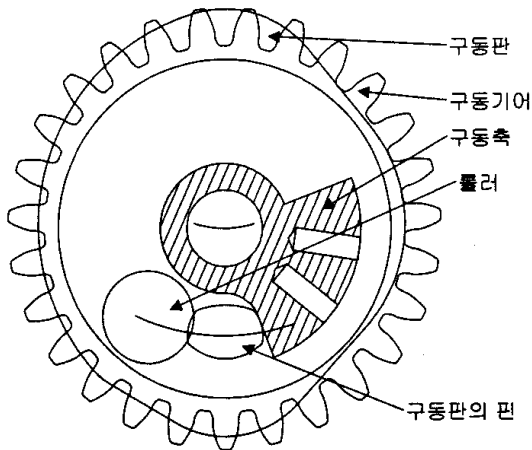


그림 68 캠의 형상을 결정하기 위한 초기 위치.

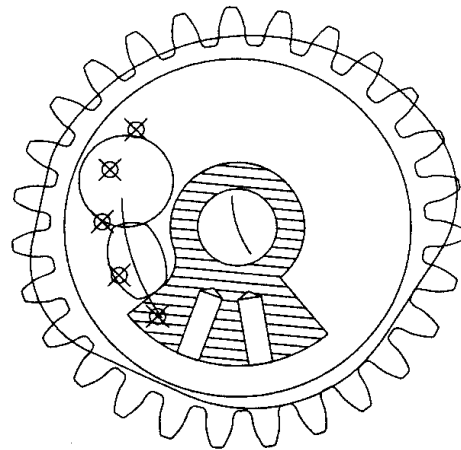


그림 69 캠의 형상을 결정하기 위한 5번째 위치.

부장치의 각변위가 60° 일 때 즉, 식부장치의 초기 위치에서 식부 케이스가 18° 회전하면, 구동기어와 구동판, 구동축은 -18° 회전하는 것과 같다. 따라서, 구동기어와 구동판, 구동축을 일체로 -18° 회전시킨 다음, 구동기어를 고정하고 표 4에서와 같

이 구동축을 다시 식부날의 요동각 7.26° 만큼 반대 방향으로 회전시킨다. 다음에는 구동판의 핀이 구동축과 접하도록 구동판을 회전시킨다. 구동판과 구동축이 만날 때 이 점에서 롤러의 위치가 캠의 2번째 점이 된다. 다시, 초기 위치에서 처음 -18° 에 -18° 를 더하여 구동기어와 구동판을 -36° 회전시킨 후, 구동기어를 고정하고 구동판을 이 때의 요동각 13.55° 만큼 반대 방향으로 회전시킨다. 구동판의 핀이 구동축과 접하도록 구동판을 회전시킨 후 구동판과 구동축이 만나는 점을 구하면 이 점이 캠의 3번째 점이 된다. 그림 69는 5번째 점의 위치를 나타낸 것이다. 이러한 방법으로 구한 점을 연결하여 캠의 형상을 결정하였다. 그림 70은 완성된 캠의 형상을 나타낸 것이다. 이와 같이 구한 캠의 형상은 롤러의 중심을 기준으로 구한 형상이다. 따라서 실제 캠의 형상은 롤러의 반지름을 고려하여 그림 71에서와 같이 결정하였다.

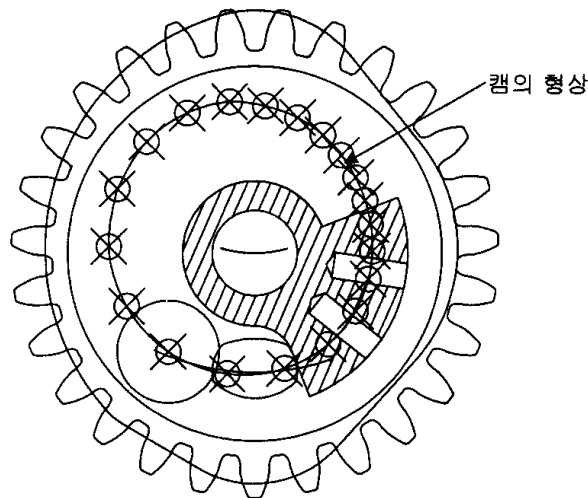
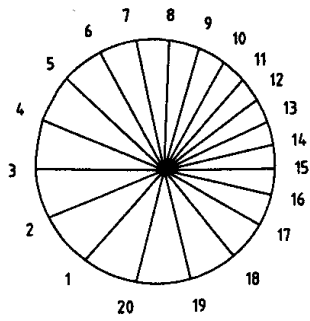


그림 70 완성된 캠의 형상.

7. 구동판과 구동기어의 수정

식부암의 자세를 정확히 일치시키기 위하여 구동판과 구동기어에서 장공의 길이를 약간 늘렸다. 이는 2개의 식부암을 서로 간섭없이 구동시키기 위한 것이었다. 그림 72와 73은 수정한 구동판과 구동기어의 형상을 나타낸 것이다. 구동판의 경우에는 구동판이 캠 속으로 들어가는 것을 막기 위하여 캠의 형상에 영향을 미치지 않

도록 구동판의 밑면을 연마하였다.



| No. | Angle | R |
|-----|----------|---------|
| 1 | 228.6570 | 21.3876 |
| 2 | 202.3484 | 22.2816 |
| 3 | 179.4300 | 22.9064 |
| 4 | 157.5590 | 23.4505 |
| 5 | 136.8178 | 23.8644 |
| 6 | 118.6523 | 23.8901 |
| 7 | 102.2061 | 23.6517 |
| 8 | 87.7283 | 23.1398 |
| 9 | 73.9796 | 22.5733 |
| 10 | 60.7584 | 22.0019 |
| 11 | 48.6570 | 21.3876 |
| 12 | 37.0177 | 20.8319 |
| 13 | 24.9611 | 20.4070 |
| 14 | 13.0081 | 20.0629 |
| 15 | 0.7989 | 19.8126 |
| 16 | 347.0638 | 19.6760 |
| 17 | 330.1641 | 19.6472 |
| 18 | 308.9731 | 19.7380 |
| 19 | 283.6992 | 20.0290 |
| 20 | 255.9218 | 20.6132 |

그림 71 캠의 형상.

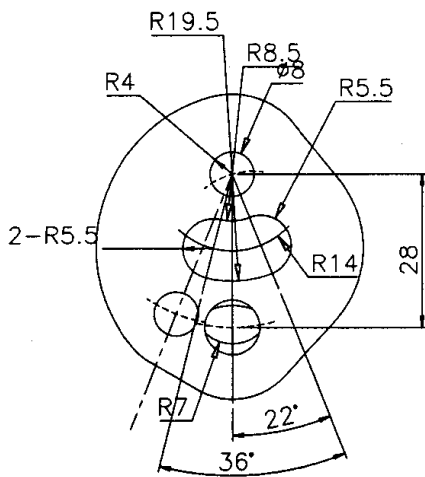


그림 72 구동판.

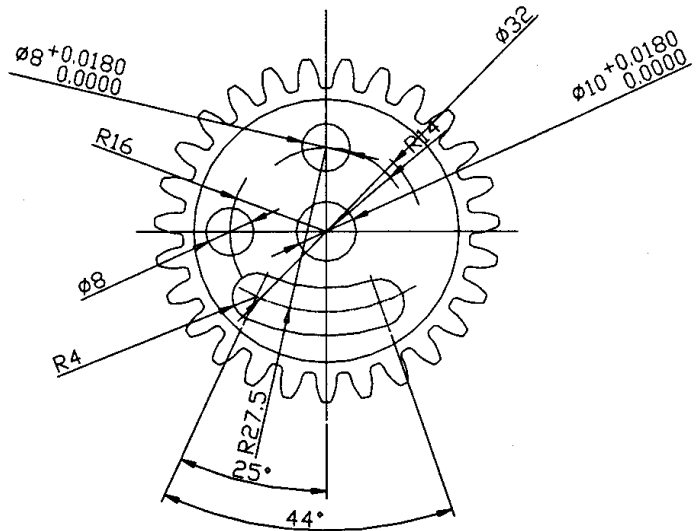


그림 73 구동기어.

8. 구동축과 스프링의 수정

롤러형 식부장치에서 큰 문제의 하나는 구동축과 외측 케이스 사이에서 발생되

는 마찰이었다. 이 마찰을 줄이기 위하여 구동축과 외측 케이스 사이에 스러스트 (thrust) 베어링을 설치하기로 하였다. 베어링이 들어갈 공간을 확보하기 위해서는 구동축의 높이를 낮추고 스프링의 권수를 줄였다. 그림 74와 75는 수정한 구동축과 스프링의 구조를 나타낸 것이다.

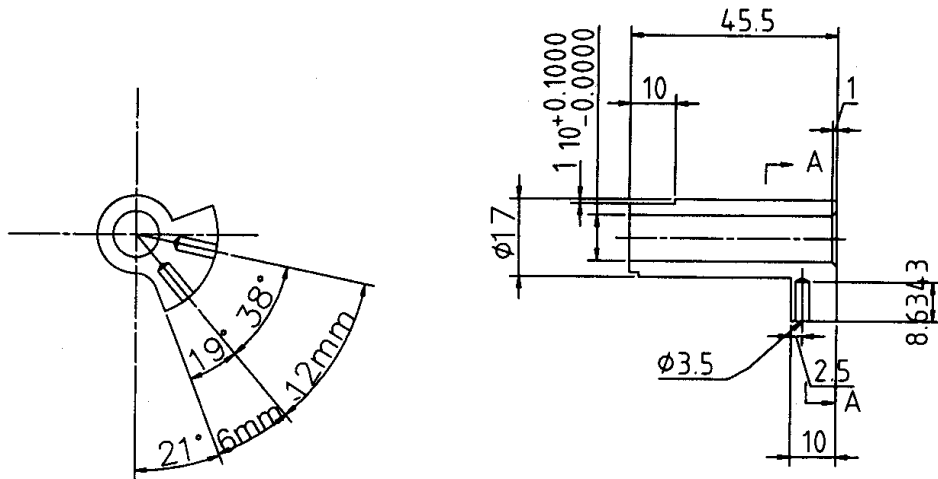


그림 74 수정 구동축.

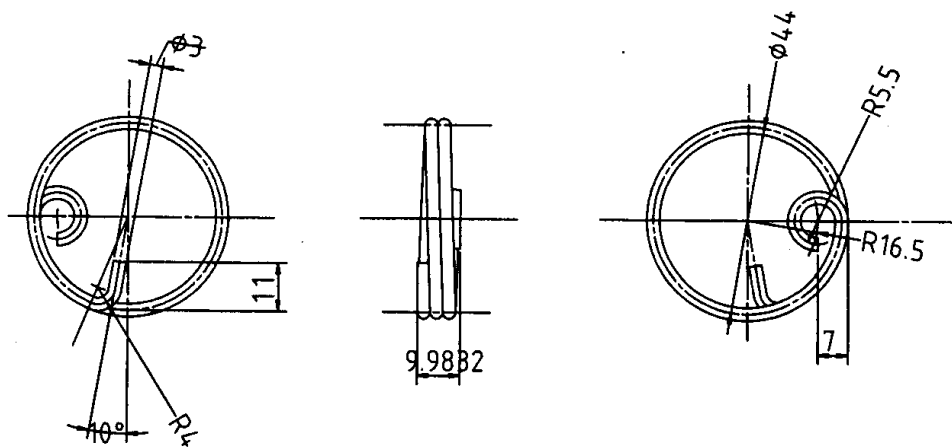


그림 75 수정 스프링.

9. 수정 롤러형 식부장치의 식부 궤적

수정한 구동판, 구동기어, 캠 형상을 이용하여 롤러형 식부장치의 시뮬레이션 모델 Roller310을 개발하였다. 그림 76은 롤러형 식부장치의 컴퓨터 시뮬레이션 모델

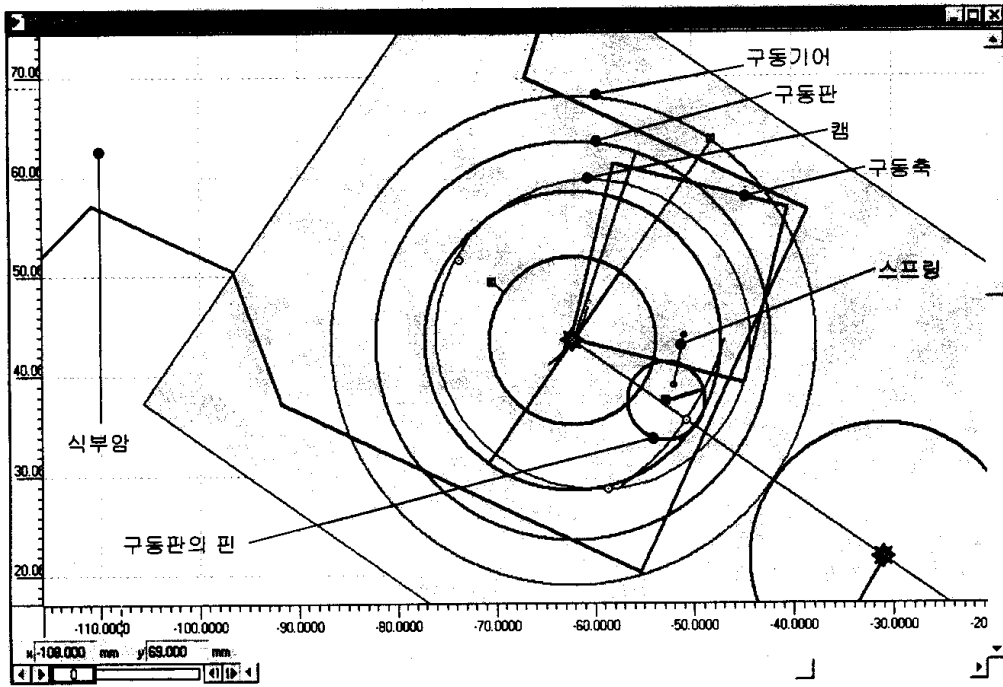


그림 76 롤러형 식부장치의 시뮬레이션 모델.

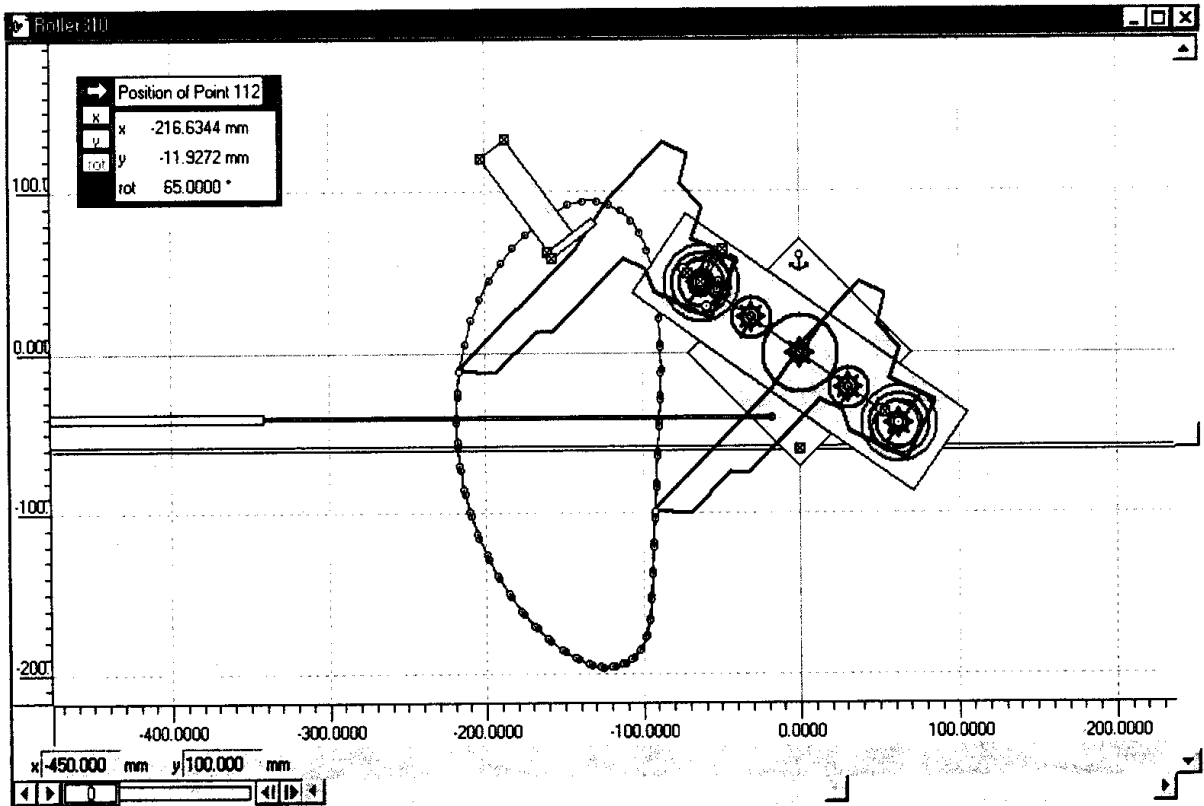


그림 77 롤러형 식부장치의 식부 궤적.

을 나타낸 것이다. 구동기어, 구동판, 캠, 구동축은 설계와 동일하게 모델링하였으며 스프링은 같은 성능의 것으로 단순화하였다. 시뮬레이션으로써 구현한 수정 롤러형 식부장치의 식부 궤적은 그림 77에서와 같다. 편형과 불형 식부장치의 궤적과 동일한 궤적을 구현하였다.

10. 수정 롤러형 식부장치의 시작품

그림 78은 수정 롤러형 식부장치의 내부 구조를 나타낸 것이다. 식부 케이스의 중앙에 선기어를 설치하였으며, 선기어를 중심으로 미들 기어와 구동기어를 대칭으로 배열하였다. 내측 케이스와 결합된 로터 캠축에 구동판, 구동기어, 구동축을 순서대로 조립하였다. 구동판의 롤러가 케이스 덮개의 캠 형상을 따라 회전하며 식부 궤적을 구현한다. 그림 79는 구동판, 구동기어, 롤러의 조립 상태를 나타낸 것이고, 그림 80은 케이스 덮개의 캠 형상을 나타낸 것이다. 식부암은 식부암 캠이 장착된 로터 캠축과 구동축에 장착된다. 그림 81은 수정 롤러형 식부장치의 연속 동작을 나타낸 것이다.

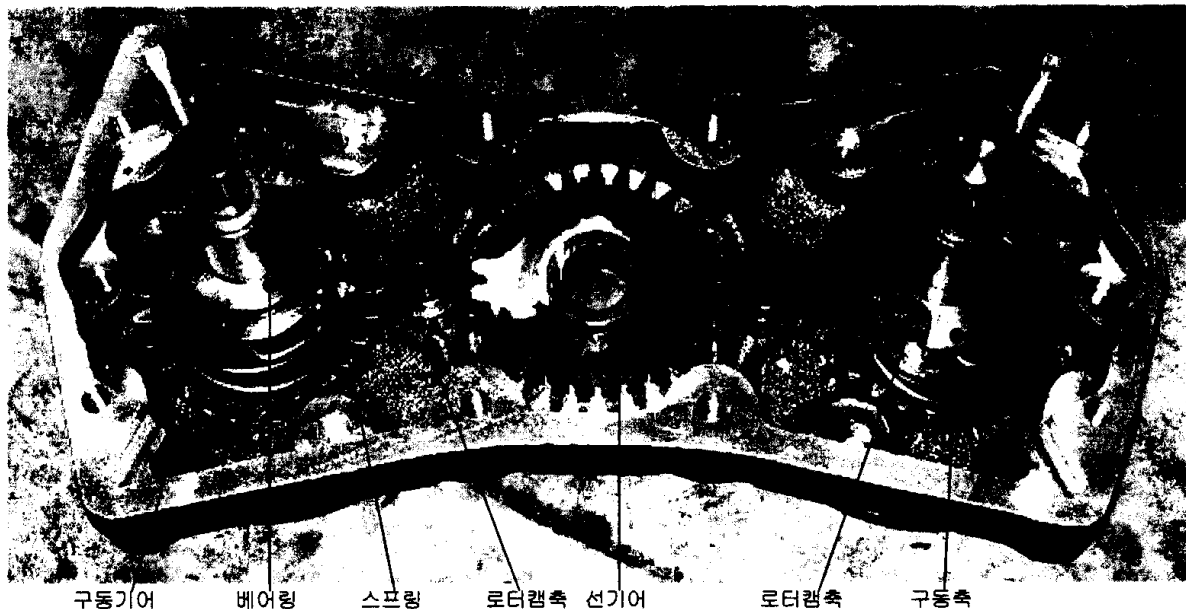
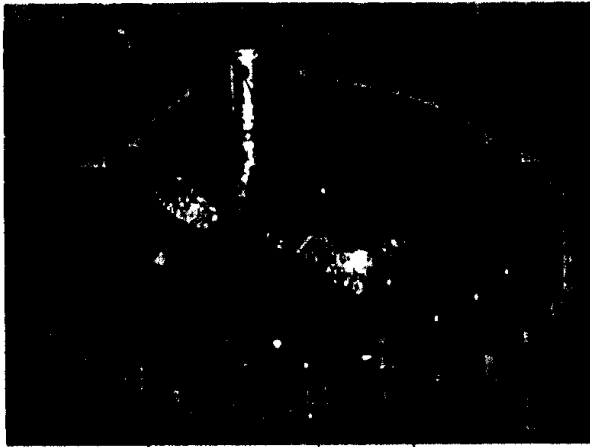


그림 78 롤러형 식부장치의 내부 구조.



구동기어 구동판 롤러

그림 79 구동기어와 구동판.

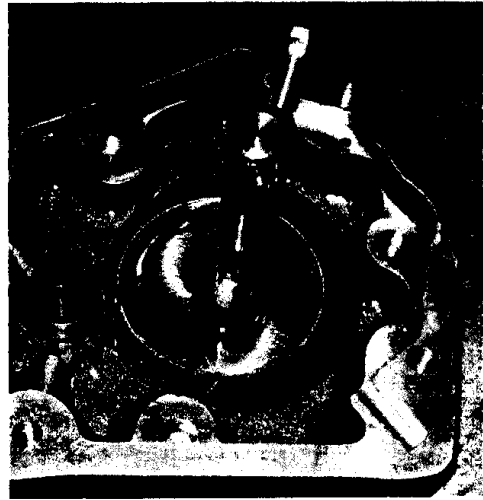


그림 80 케이스_2의 캠 형상.

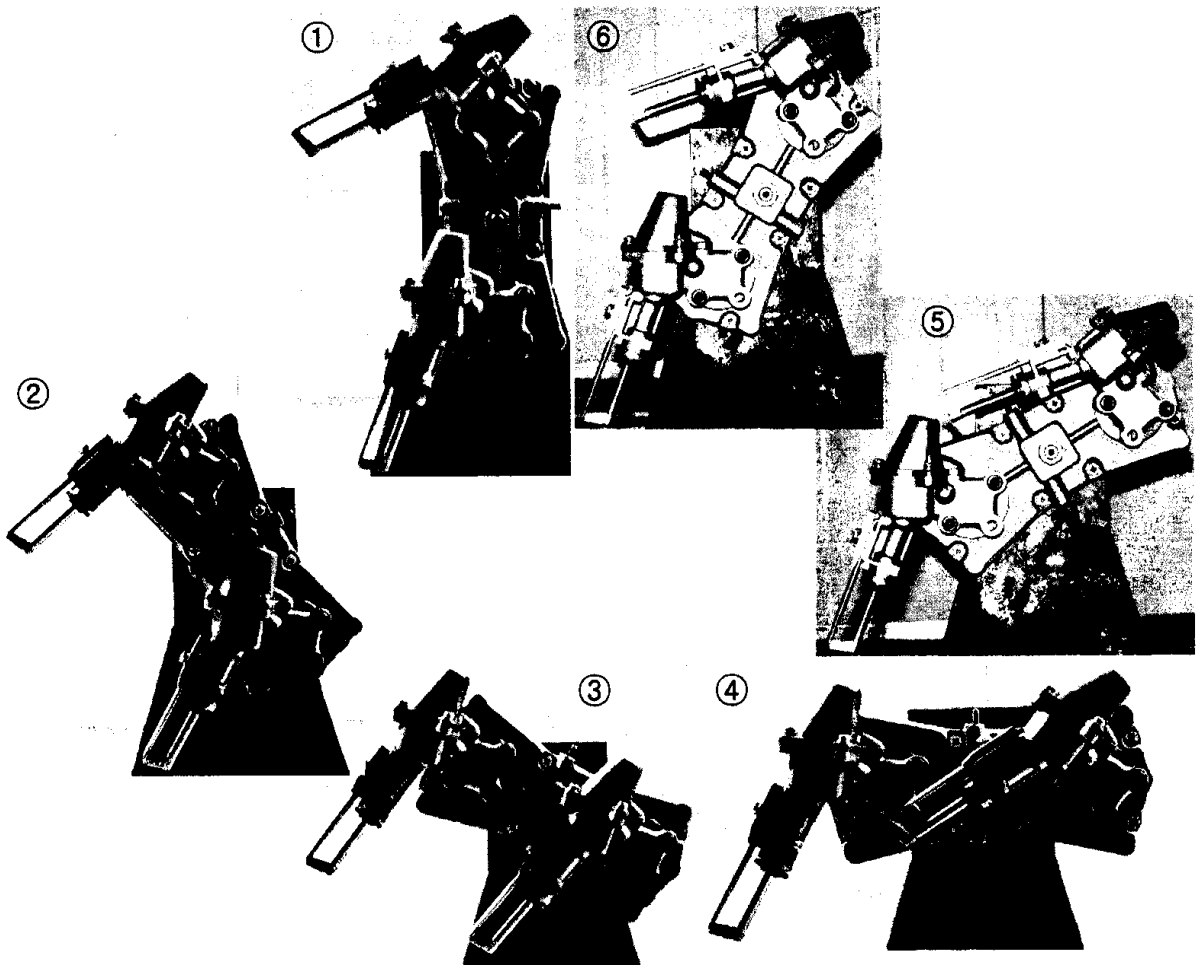


그림 81 롤러형 식부장치의 연속 동작.

11. 수정 롤러형 식부장치의 성능 시험

수정 롤러형 식부장치의 시작기를 제작하여 성능 시험을 실시하였다. 롤러형의 문제가 대부분 해결되었으며, 식부궤적도 요구 조건을 만족하는 것으로 평가되었다. 다만, 수차레에 걸치 수정 작업으로 정밀도가 떨어져 조립이 어려웠으며, 식부암의 구동과 관련된 스프링의 제원을 정확하게 결정하기가 어려웠다. 그림 82는 이양기 본체에 고속 식부장치가 조립된 상태와 시작기의 구동 상태를 나타낸 것이다.

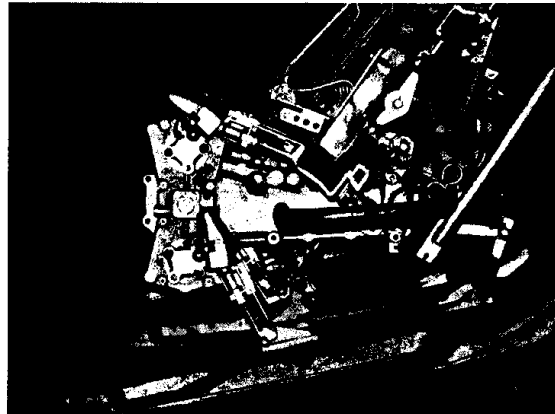
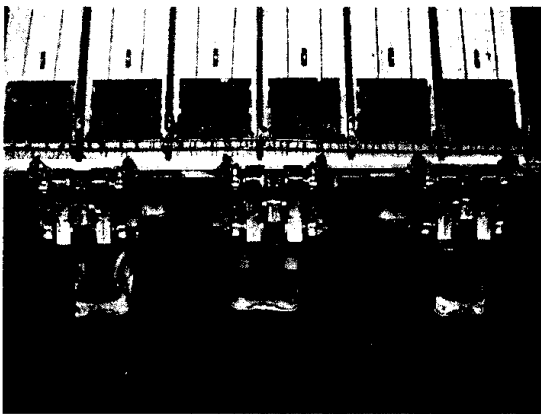
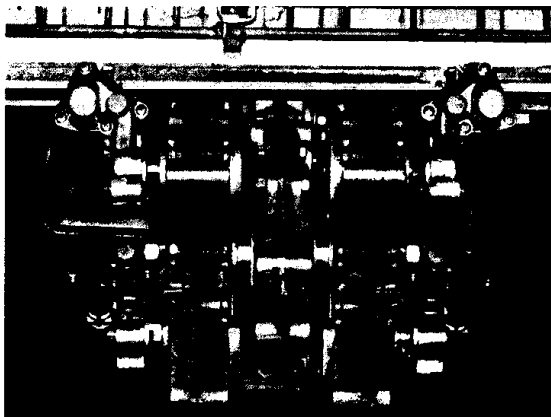


그림 82 이양기와 고속 식부장치의 조립 상태.

지금까지의 연구 결과로서 수정 롤러형 식부장치가 최종적으로 개발되었다. 설계상으로 수정 롤러형 식부장치는 구동과 식부 궤적 구현에 문제가 없었으며, 보다 정밀 가공과 조립성을 고려한 수정이 이루어지면 고속 식부장치로서 실용화가 가능

한 것으로 평가되었다.

수차에 걸친 수정 작업과 참여 업체의 사정으로 인하여 시간적인 제약이 많았으며, 기상 조건과 여러 가지 사정에 의하여 포장 시험이 불가능한 상태에서 연구를 종결하게 되었다. 처음 과제를 기획한 LG 전선과 협의하여 본 연구에서 개발된 시 작기를 LG 6조 승용 이양기에 채택할 수 있는 방안을 강구할 것이다.

제3장 수평 제어장치의 개발

제1절 수평 제어 기술의 현황

수평 제어 방식에는 다양한 형태가 있으며, 기종과 제작사에 따라 서로 다르다. 승용 이앙기의 경우에도 제작사에 따라 서로 다른 방식의 수평 제어가 사용되고 있다. 수평 제어는 다른 농업 기계에서도 널리 채택되고 있으며 특히, 트랙터의 작업기를 수평으로 유지하는데 사용되고 있다.

1. 수평 제어 시스템의 유형

가. 트랙터 작업기의 수평 제어

국내에서 채택되고 있는 트랙터 작업기의 수평 제어 방식은 대부분 전자 방향 제어 밸브와 트랙터 본체의 유압을 이용한 3점 히치 제어로서, 경사각 또는 작업기의 수평 정도를 감지하여 ON/OFF 제어 또는 펄스폭 제어(PWM 제어)를 수행한다. 이때, 경사각 센서만을 사용하는 경우도 있으나 응답의 정확도를 높이기 위하여 포텐쇼미터를 보조적으로 사용하는 경우도 있다.

나. 이앙기의 수평 제어

국내와 국외 이앙기의 수평 제어 방식은 다음과 같은 유형으로 분류할 수 있다.

첫째, 좌우 플로트의 경사도 차이를 감지하여 유압 실린더와 스프링으로써 이앙부를 지면 경사도와 같도록 하는 방식이다. 이 방식은 링크로써 이앙부의 경사도를 감지하기 때문에 수평 제어 시스템의 응답 지연이 크다.

둘째, 경사각 센서로써 이앙부의 경사도를 감지하여 이앙부가 기울어지는 반대편으로 전동 실린더의 피스톤을 이동하여 이앙부가 수평을 유지하도록 하는 방식이다. 이 방식은 전기장치가 사용되므로 정밀한 제어가 가능한 반면, 유압을 이용할 때보다도 시스템 응답 지연이 큰 단점이 있다.

셋째, 경사각 센서로써 이앙부의 경사도를 감지하는 면에서는 둘째 방식과 같으

나 전동 실린더 대신 이앙기의 유압을 이용하여 응답 시간을 적게하는 방식이다. 이 방식은 유압을 사용하므로 동력원을 얻기가 용이하며, 응답 시간도 둘째 방식보다는 작다는 장점이 있다.

넷째, 경사각 센서를 이용하여 경사도를 감지하고, 전동기, 기어, 링크 등을 이용하여 이앙부를 수평으로 유지하는 방식이다. 이 방식은 기어를 이용하여 응답의 정밀도를 높일 수 있으나, 다른 방식에 비하여 상대적으로 많은 부속 장치가 필요하다는 단점이 있다.

다섯째, 경사각 센서와 각속도 센서로써 이앙부의 경사도뿐만 아니라 주행부의 각속도를 검출하여 고속 식부에서도 정확한 수평 제어를 수행하는 방식이다. 이 방식은 일반적인 ON/OFF 제어나 PWM 제어를 사용하지 않고 퍼지 제어를 사용한다.

2. 국내의 이앙기의 수평 제어 장치

현재 국내와 일본에서 생산되고 있는 이앙기의 수평 제어 장치에 대한 특징을 비교하면 표 9 에서와 같다.

표 9 국산 및 일산 이앙기의 수평 제어장치의 비교

| | 스프링 | 작동기 | | 경사각 센서 | 컨트롤 박스 |
|-------------|-----|--------|-------|--------|--------|
| | | 유압 실린더 | 전기 모터 | | |
| LG(GPR680R) | ● | | | | |
| 대동(S2-600R) | ● | ● | | | |
| 동양(P600) | ● | | ● | ● | ● |
| 국제(RR600DX) | ● | ● | | ● | ● |
| 안마(RR600) | ● | ● | | ● | ● |
| 안마(GP6) | | ● | | ● | ● |
| 구보다 | ● | ● | | | |
| 이세끼 | ● | | ● | ● | ● |

가. LG(GPR680R)

현재 국내에서 생산되고 있는 이양기 중에서 수평 제어 장치가 없는 유일한 기종이다. 묘탑재대는 링크 홀더에 있는 핀으로써 본체와 연결되어 있으며, 본체와 상대 운동이 어려운 상태이다. 따라서 묘탑재대의 수평 제어는 전무한 상태이며, 링크 홀더와 묘탑재대를 연결하고 있는 스프링도 수평 제어보다는 묘탑재대와 본체를 더욱 일체화하는 역할을 하고 있다.

나. 대동(S2-600R)

대동공업에서 생산하고 있는 S2-600R 모델의 수평 제어장치는 묘탑재대 좌우의 플로트 지상고를 링크 조합 장치로써 감지하고, 이 링크와 연결되어 있는 방향제어 밸브를 조작하여 묘탑재대의 경사 방향과 반대 방향으로 유압 실린더를 작동시켜 묘탑재대가 항상 지면과 수평을 유지할 수 있도록 제어하는 구조이다. 국내에서 생산되고 있는 이양기 중에서 유일하게 지면과 평행하게 묘탑재대를 유지할 수 있는 지면 추종형 제어 시스템이다. 그러나 기계식 링크 장치를 이용하여 방향제어 밸브를 작동시키기 때문에 구조가 복잡하고, 작동 시간이 길다는 단점이 있다.

다. 동양(P600)

동양의 P600 모델은 경사각 센서를 이용하여 묘탑재대의 경사를 감지하고, 제어부의 연산 결과에 따라 전동 실린더를 작동시켜 묘탑재대를 수평으로 유지하는 제어 시스템이다. 수평 제어용 작동기(actuator)로 전동 실린더 즉, 선형 모터를 사용하므로 제작 단가가 높고, 유압식에 비하여 작동 시간이 길다는 단점이 있다.

라. 국제(RR600DX)

국제종합기계에서 생산하고 있는 RR600DX 모델은 스프링만을 이용하여 묘탑재대의 급격한 좌우 요동을 억제하였던 RR600N 모델에 경사각 센서와 유압 실린더를 이용한 제어장치를 설치하여 묘탑재대가 지면의 경사와 상관없이 항상 수평을

유지할 수 있도록 한 것이다. RR600DX는 RR600N의 기본 구조에 경사각 센서와 유압 실린더를 추가한 형식이므로 구조가 약간 복잡하나 수평 제어 성능은 최대 경사에 대한 제어 시간이 0.5초로서 안정적인 제어를 수행하고 있다. 그러나 아직까지 일본의 안마사의 기술 제휴로 생산되고 있으며, 가격이 높고 자체 개발에도 한계가 있다.

마. 안마(RR600)

국제의 RR600DX 모델에서 채택하고 있는 수평 제어 시스템의 기본 모형이 되는 모델로서 경사각 센서로써 묘탑재대의 경사를 감지하고, 작동기로 유압 실린더를 이용하여 수평 제어를 수행하고 있다. 또한 유압 실린더의 좌우에 스프링을 연결하여 충격에 대한 완충 역할을 할 수 있도록 되어 있다.

바. 안마(GP6)

경사각 센서와 각속도 센서를 사용하여 본체와 묘탑재대의 경사를 감지한다. 다른 모델과 다른 점은 각속도 센서를 이용하여 갑작스러운 본체의 자세 변화에 능동적으로 대처할 수 있도록 퍼지 제어를 채택한 점이다. 스프링은 사용하지 않고 있으며, 수평제어 성능도 다른 제품보다 우수하나, 아직까지 국내에는 이러한 제어 방식을 채택한 이양기는 생산되지 않는다.

사. 구보다

대동공업의 S2-600R 모델과 같은 수평 제어 시스템을 사용하고 있으며, 성능도 비슷한 수준인 것으로 평가되고 있다. 따라서, 일본의 다른 제품과 비교하면 수평 제어 성능은 우수하지 않은 것으로 판단된다.

아. 이세끼

경사각 센서를 이용하여 묘탑재대의 경사를 감지하고, 경사 정도에 따라 수평

제어용 전기 모터를 작동시켜 수평을 유지하는 제어 구조로 되어있다. 전기 모터를 사용하기 때문에 회전 운동을 직선 운동으로 변화시키기 위한 기어 장치가 사용되고 있으며, 다소 구조가 복잡하고 반응 속도도 느린 단점이 있다.

제2절 수평 제어 시스템의 개념 설계

1. 절대 수평의 정의

이양기의 묘탑재대를 지면 상태와 관계없이 포장의 수면과 평행하도록 제어하는 방식을 절대 수평 제어로 정의하였다. 현재 사용되고 있는 경사각 센서는 그 내부에 액체 실리콘이 충전되어 있기 때문에 절대 수평에 대한 좌우 경사도를 감지할 수 있다. 절대 수평 제어 시스템은 묘탑재대를 포장의 표면과 평행하도록 제어하는 지면 추종형에 비하여 구성이 간단하나 지면의 형상을 고려하지 않기 때문에 이양 상태가 좋지 못할 때도 있다. 그러나 본 연구에서는 포장이 절대 수평에 대하여 경사진 경우, 수평 제어 시스템이 이 경사에 맞도록 절대 수평각에 일정한 크기의 offset을 설정하여 기준 수평 상태로 인식할 수 있도록 설계하였다.

2. 기본 개념

그림 83은 본 연구에서 채택한 수평제어 시스템의 블록 선도를 나타낸 것이다. 이 시스템에서 구상한 작동 절차는 다음과 같다.

(1) 이양부의 절대 수평각 등 수평 제어 시스템에서 요구되는 기본값과 제어의 목표량을 설정한다.

(2) 경사각 센서를 이용하여 현재 이양부의 경사각을 검출하고, 이 신호를 이용하여 제어부에서 제어 신호를 출력한다.

(3) 제어 신호에 맞도록 구동기를 작동한다.

(4) (2)와 (3)의 과정을 반복한다.

이와 같은 제어 시스템을 구현하는 데는 표 10에서와 같이 유압식과 전기식 두 가

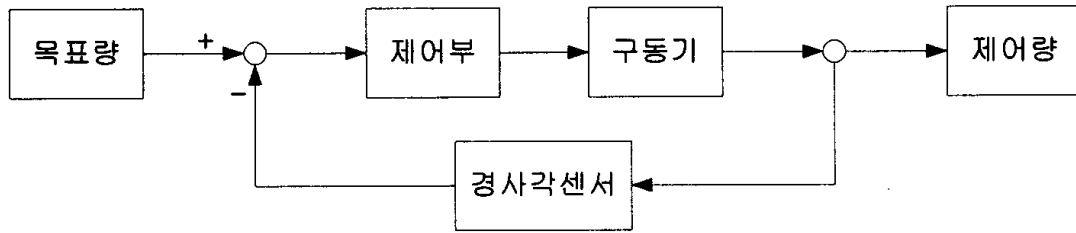


그림 83 수평 제어 시스템의 블록 선도.

지 방법이 있다. 본 연구에서는 각각의 특징을 비교하여 보다 우수한 유압식을 채택하였으며, 다음과 같이 유압식 제어 장치의 설계 조건을 설정하였다.

표 10 유압식과 전기식 제어 시스템의 비교

| 항목 | 유압식 | 전기식 | 비고 |
|-------|--------------|----------------|-----------|
| 응답 속도 | 빠름 | 느림 | |
| 구성 요소 | 솔레노이드 밸브 필요 | 기어 장치 필요(M사) | |
| 제어 성능 | 엔진 속도에 따라 변함 | 일정 제어 속도 유지 가능 | |
| 제어 방법 | 솔레노이드 제어 | 전동기를 직접 제어 | |
| 가 격 | 상대적으로 저가 | 고가(T사) | 전동기 가격 다양 |

3. 제어부와 제어판의 조건

가. 이양기의 DC 12V 전원

구동기의 구동 전원은 이양기의 DC 12 V 축전지를 사용하며, 마이크로프로세서의 전원은 DC 12 V를 5 V로 감압하여 사용한다.

나. 프로그래머블 원칩 마이크로프로세서

제어부의 핵심 요소인 마이크로프로세서는 제어 시스템의 성능 평가와 각종 시험을 수행할 수 있도록 프로그램이 가능하고, 적절한 제어 수준을 유지할 수 있도록 최소 8비트 이상의 A/D 컨버터를 내장하여야 한다.

다. 자동 및 수동 수평 제어 방식 선택

포장의 균평도가 우수하여 수평 제어가 필요없는 경우 또는 자동 수평 제어 장치가 제 기능을 발휘하지 못하는 경우를 대비하여 자동과 수동 수평 제어 방식 중 하나를 선택할 수 있도록 한다.

라. 불감대 조절

수평 제어 시스템의 민감도를 조절하기 위하여 적절한 수준으로 불감대를 조절할 수 있어야 한다.

마. 작동 상태 표시 장치

제어부와 구동기의 작동 상태를 나타낼 수 있는 LED 표시 장치를 설치한다.

3. 센서와 작동부의 설계 조건

가. 시정수가 0.3초 이내인 경사각 센서

시스템의 응답 시간을 0.5초 이내로 유지하기 위하여 이양부의 경사각을 감지하는 경사각 센서의 시정수는 적어도 0.3초 이내로 한다.

나. 작동 길이가 200 mm 이상인 복동 양로드형 실린더

경사각 센서의 출력에 따라 이양부를 좌우로 구동할 수 있도록 작동 길이가 200 mm 이상인 복동 양로드형 실린더를 사용한다.

다. 3위치 4포트 솔레노이드 밸브

복동 양로드형 실린더의 좌우 로드를 제어하기 위하여 중립, 좌측 구동, 우측 구동회로를 구비한 3위치 4포트 솔레노이드 밸브를 사용한다.

4. 설계 변수의 선정

수평제어 시스템의 설계 변수는 다음과 같이 설정하였다.

가. 이앙부 관련 변수

- ① 경사각
- ② 실린더 장착 위치
- ③ 작용 토크

나. 작동부와 제어부 관련 변수

- ① 한계 작동 시간
- ② 불감대
- ③ 작용력
- ④ 실린더 내경
- ⑤ 실린더 로드 직경
- ⑥ 실린더 작동 길이
- ⑦ 작동 속도
- ⑧ 작동 유압
- ⑨ 작동 유량

5. 제어 알고리즘

그림 84는 경사각 센서로써 이앙부의 경사각을 검출하고 이를 이용하여 이앙부를 수평으로 유지하기 위한 수평 제어 시스템의 제어 흐름도를 나타낸 것이다. 제어판에서는 수평 제어 시스템의 작동 조건을 설정하며, 경사각 센서를 이용하여 이앙부의 경사각을 검출한다. 검출한 경사각과 제어판에서 설정한 불감대를 이용하여 솔레노이드 밸브의 작동 여부와 시기를 결정한다. 이에 따라 솔레노이드 밸브에 연결된 유압 실린더를 구동하여 수평 제어를 구현한다.

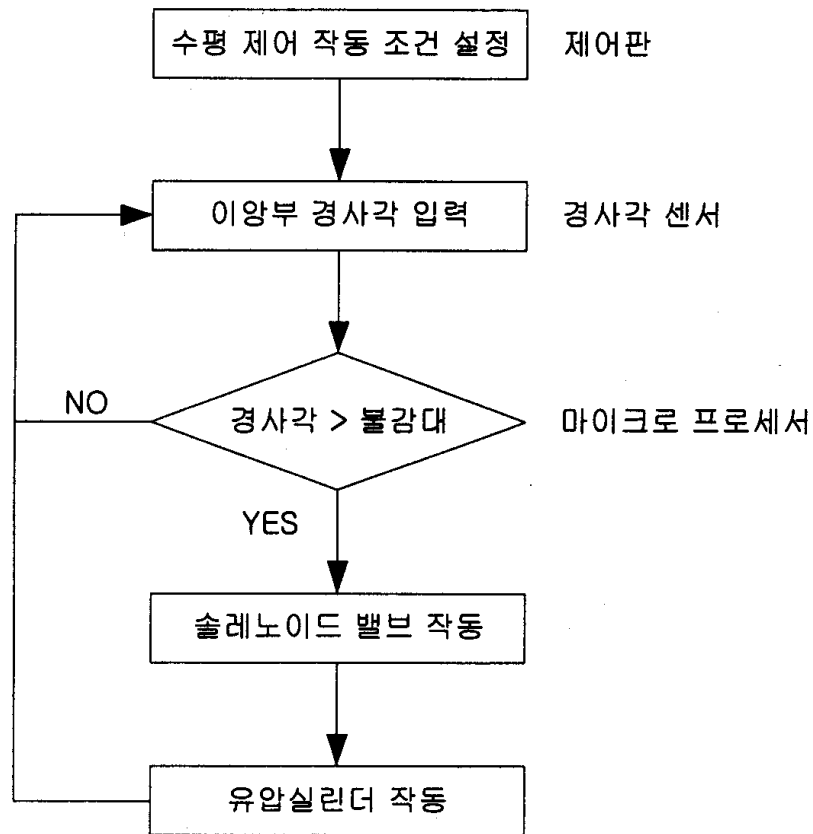


그림 84 수평 제어 시스템의 제어 흐름도.

6. 수평 제어 시스템 구현

본 연구에서는 수평 제어 시스템을 개발하여, 현재 수평 제어 시스템을 채택하지 않은, LG전선의 승용 6조 이양기 GPR680R에 적용하기로 하였다. 다른 업체의 이양기에서는 이미 일본의 기술을 도입하여 일본 이양기에서와 유사한 수평 제어 장치를 채택하고 있기 때문이다. 그러나, 기존 업체에서 수평 제어 시스템을 개선하는 데에도 본 연구의 결과를 적용할 수 있도록 하였다. 따라서, 수평 제어 시스템을 개발하는 데 필요한 모든 이양기의 제원은 LG전선의 승용 6조 이양기를 기준으로 하였다.

이양기 본체의 상부 링크와 하부 링크를 고정한 링크 홀더의 하부 중앙에 묘탑 재대가 피봇되어 있다. 따라서 묘탑재대는 이양기 본체를 중심으로 좌우로 요동 운동을 할 수 있도록 되어 있다. 이 링크 홀더의 상부 중앙에 복동 양로드형 유압 실린더를 피봇하였다. 링크 홀더에 피봇된 유압 실린더는 본체가 한쪽으로 기울어지

더라도 즉, 링크 홀더가 한쪽으로 기울어지더라도 항상 수평을 유지할 수 있다.

수평 제어 모형은 유압 실린더의 양 로드를 묘탑재대에 고정하거나 또는 스프링을 연결하여 본체와 묘탑재대 사이의 상대 운동을 제어하는 방식에 따라 여러 가지 모형을 생각할 수 있다. 다음은 본 연구에서 검토한 수평 제어 모형이다.

가. 로드의 양단 고정 모형

그림 85에서와 같이 실린더의 양로드를 탑재대에 고정하여 본체가 한쪽으로 기울어지더라도 양로드의 길이가 서로 조정되어 묘탑재대를 수평으로 유지하는 방식이다. 이 모형은 시스템의 응답 속도가 빠를 때 생각할 수 있는 모형이다. 그러나, 실제 실린더 로드의 양단간 거리가 일정하게 유지되어야 하기 때문에 구현이 불가능한 모형이다. 즉 링크 홀더의 상부 중앙에 실린더의 중앙을 한지로 연결하였을 때 이양부를 수평으로 유지하기 위해서는 그림 86에서와 같이 실린더 로드의 양단을 모두 ΔL 만큼 늘여야 한다. 그러나, 이는 양단을 고정한 모형에서는 불가능한 것으로 판단하였다.

나. 유압 실린더의 고정부와 로드 양단의 슬라이드 모형

슬라이드를 이용하여 묘탑재대에 유압 실린더를 고정하는 방법에는 실린더의 중앙에 슬라이드를 설치하는 방법과 양로드의 고정 위치에 슬라이드를 설치하는 방

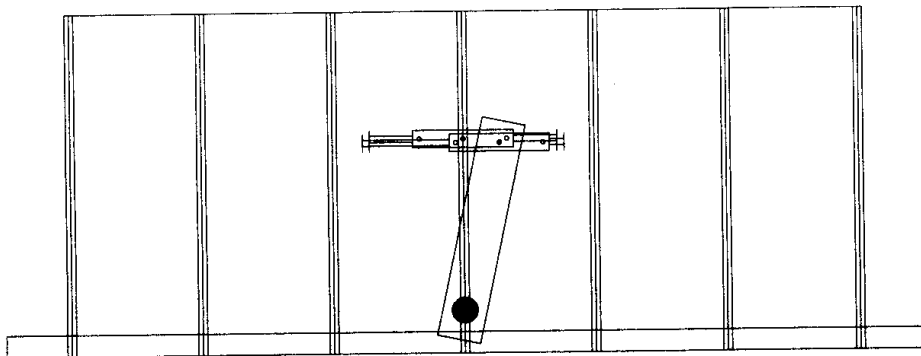


그림 85 실린더 로드의 양단을 모두 고정했을 때의 모형.

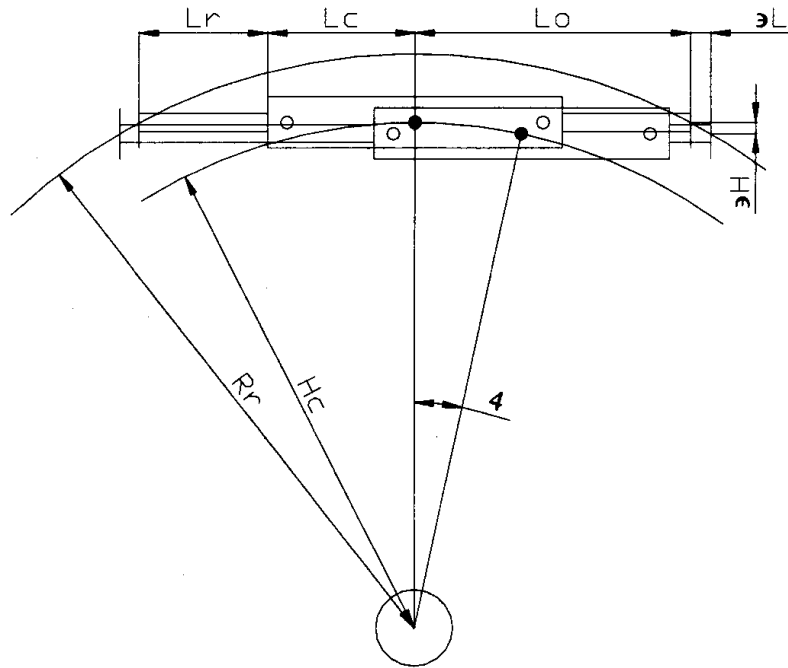


그림 86 실린더의 주요 작동 모형.

법, 2가지 방법이 있을 수 있다. 그림 87에서와 같이 링크 홀더의 중앙에 수직으로 슬라이드 홈을 설치하고 실린더의 중앙에 슬라이드 설치하면 실린더가 링크 홀더를 중심으로 원활하게 회전하며 상하 운동을 할 수 있을 것으로 생각된다. 그러나 슬라이드의 마찰과 응답 속도의 저하 등이 예상된다. 또한 그림 88에서와 같이 실린더 로드의 양단 고정 위치에 수직 슬라이드를 설치할 경우에도 실린더의 상하 운동

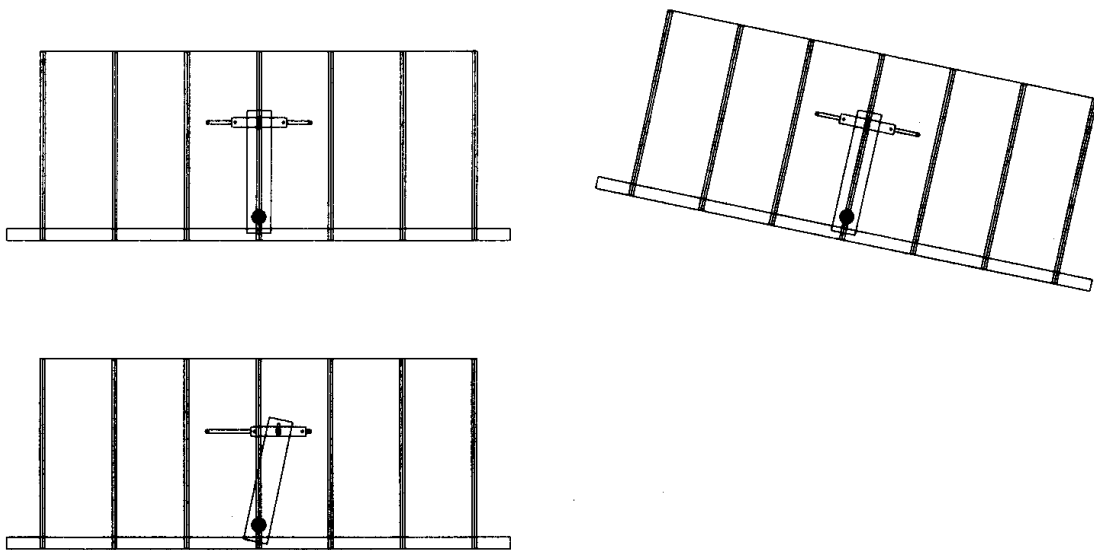


그림 87 실린더 중앙 고정 위치에 슬라이더를 설치할 때의 작동 모형.

은 가능하지만 슬라이드의 마찰 때문에 수평 제어를 위한 응답 속도가 저하될 것으로 판단된다. 따라서, 실린더와 로드 양단의 고정 위치에 슬라이드를 설치하는 방법은 적절치 않는 것으로 판단되었다. 그림 89는 링크 홀더에 슬라이드를 이용하여 유압 실린더를 피봇할 경우 연결부의 주요 설계 변수를 나타낸 것이다.

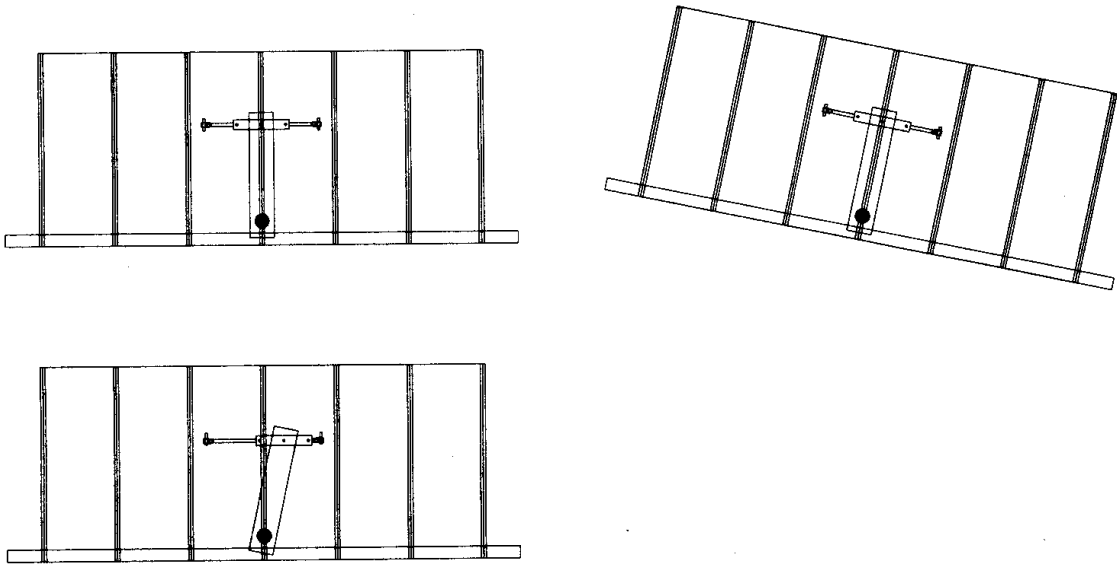


그림 88 실린더 로드의 고정 위치에 슬라이더를 설치할 때의 작동 모형.

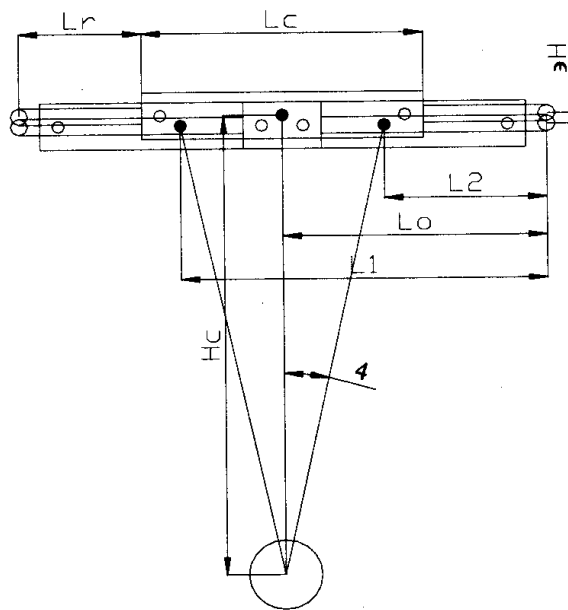


그림 89 슬라이더로써 유압 실린더를 피봇하였을 경우의 주요 변수.

다. 로드 양단의 스프링 모형

그림 90에서와 같이 유압 실린더를 링크 홀더의 상부 중앙에 피봇으로 연결하고 로드의 양단과 묘탑재대는 스프링으로 연결한 모형이다. 이 모형은 경사진 이양부를 다시 수평으로 복원시킬 때 유압 실린더의 위치를 스프링이 자동으로 조정할 수 있도록 하였으며, 실린더에 의하여 수평 제어에 필요한 충분한 복원력을 얻을 수 있도록 한 것이다.

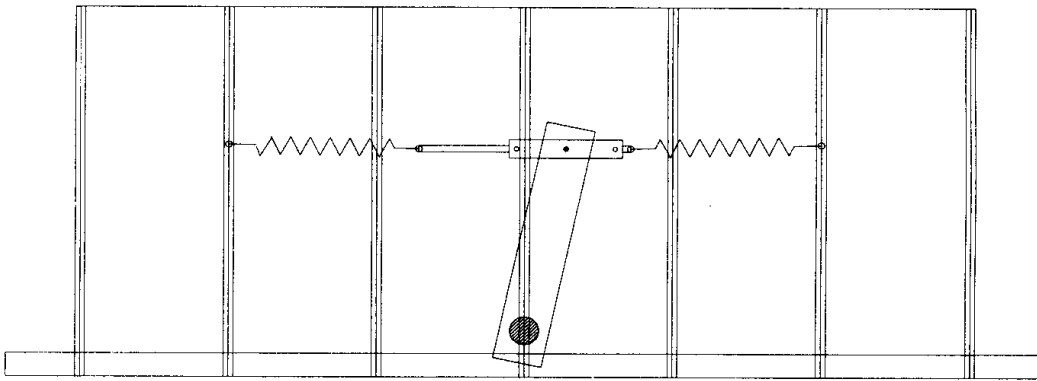


그림 90 실린더 로드의 양단에 스프링을 연결했을 때의 작동 모형.

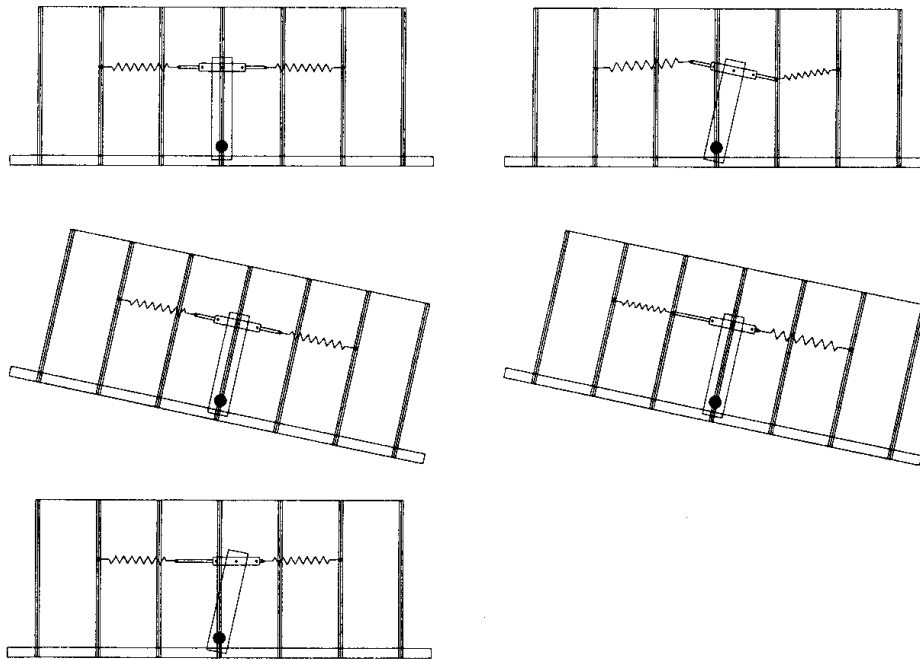


그림 91 스프링의 강성이 약한 경우의 작동 모형.

이 모형은 스프링의 강성에 따라 두 가지 모형으로 구분할 수 있다. 먼저, 강성이 약한 즉, 소프트한 스프링(soft spring)이 사용될 경우에는 그림 91에서와 같이 5단계의 과정을 통하여 수평 제어가 실현될 수 있다. 강성이 큰 스프링(stiff spring)이 사용될 경우에는 그림 92에서와 같이 이양부와 기체가 거의 같은 운동을

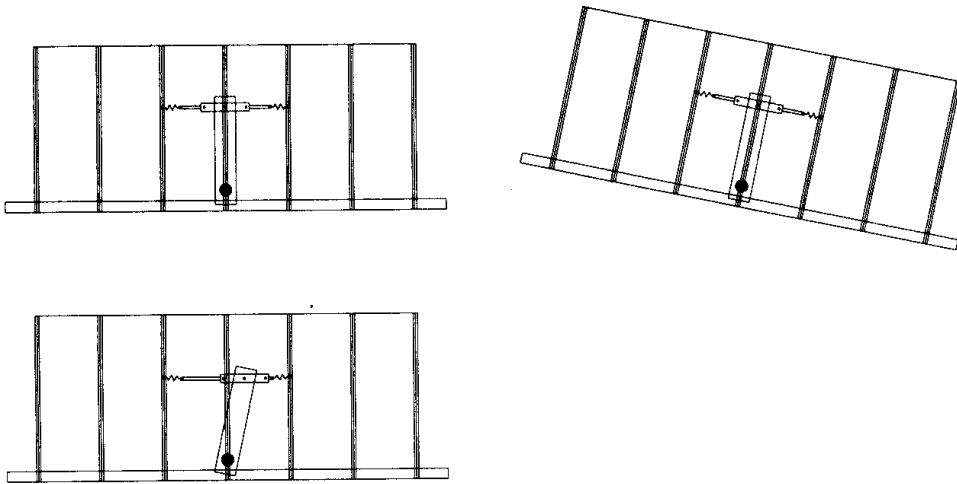


그림 92 강성이 큰 스프링이 사용될 때의 작동 모형.

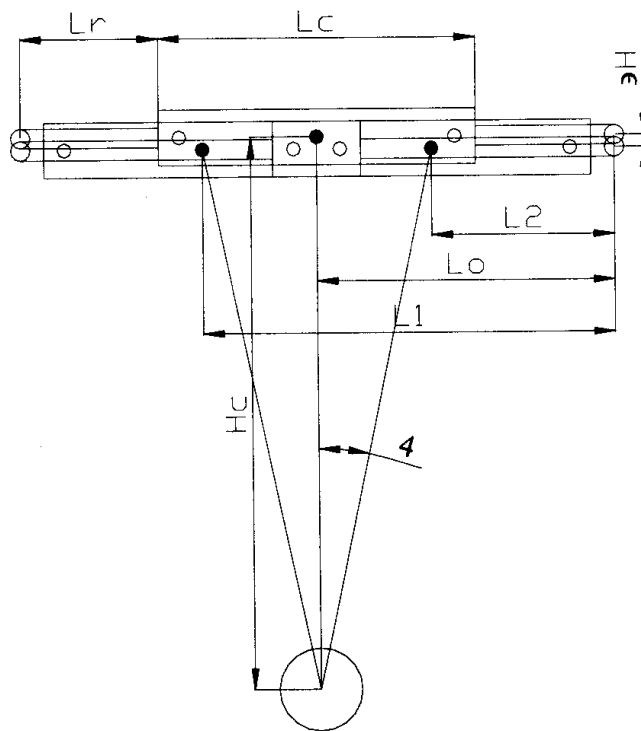


그림 93 로드 양단 스프링 모형의 주요 설계 변수.

하기 때문에 약한 스프링(soft spring)이 사용될 때보다 시스템의 응답성이 수평 제어에 큰 영향을 미칠 것으로 판단된다. 그림 93은 유압 실린더의 양단에 스프링을 연결한 모형의 설계 변수를 나타낸 것이다.

라. 복동 단로드형 실린더 모형

복동 단로드형 실린더 모형은 그림 94에서와 같이 복동 양로드형 실린더 대신 복동 단로드형 실린더를 사용한 모형이다. 구조가 단순하고 개발 비용을 줄일 수

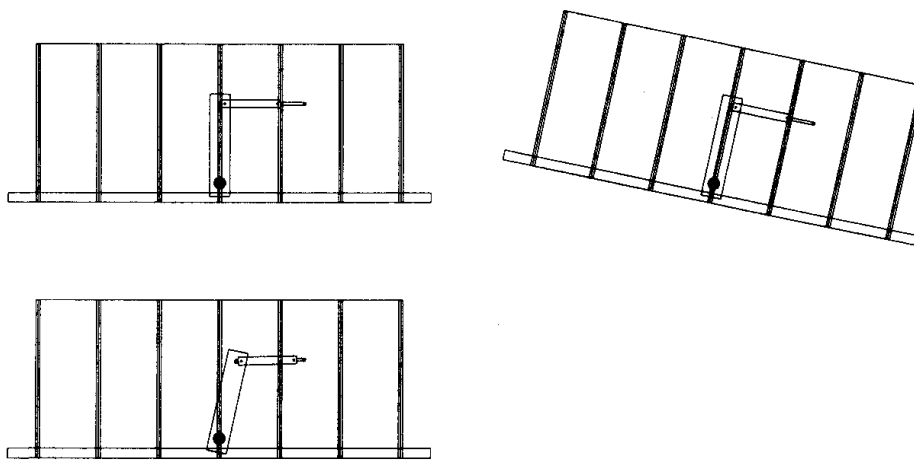


그림 94 복동 단로드형 실린더를 사용할 때의 작동 모형

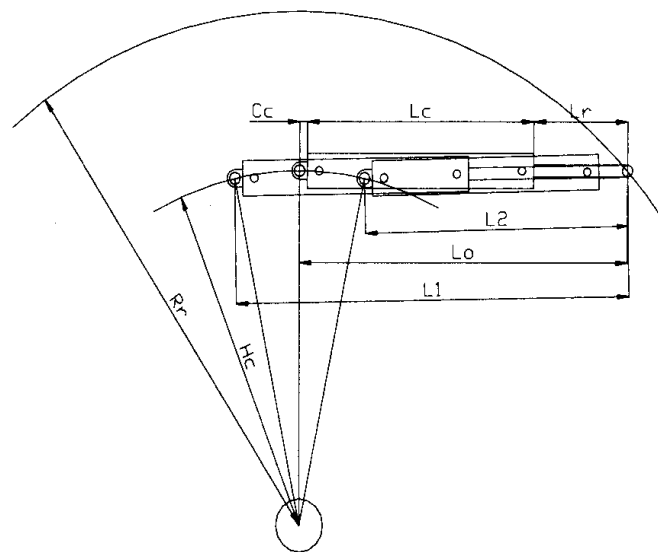


그림 95 복동 단로드형 실린더 모형의 주요 설계 변수.

있다는 장점이 있다. 즉, 복동 양로드형 실린더를 사용할 경우에는 유압 실린더 외에도 스프링과 같은 부속 장치가 요구하므로 구조가 복잡하나 복동 단로드형 유압 실린더를 사용할 경우에는 유압 실린더만으로도 제어가 가능하므로 구조를 단순화할 수 있는 장점이 있다. 그러나, 제어 알고리즘을 구현하는 것이 복잡하고 어렵다는 단점이 있다. 그림 95는 복동 단로드형 실린더 모형의 주요 설계 변수를 나타낸 것이다.

마. 수평 제어 시스템 구현 방법

이상에서 검토한 수평 제어 구현 방법에 대한 장단점을 요약하면 표 11에서와 같다. 양단 로드를 고정하는 방법은 실현 불가능한 것이었으며, 실린더 고정부 또는

표 11 수평 제어 모형의 장단점

| 구동 실린더 | 연결 방법 | 세부 사항 | 장점 | 단점 | 비고 |
|-----------------|---------------|------------------|------------|------------------|-------|
| 복동 양로드형 | 로드 양단 고정 | - | | | 구현 불가 |
| | 로드 양단에 스프링 연결 | 강한 스프링 사용 | 기체의 운동과 일치 | 적절한 스프링 상수 결정 필요 | |
| | | 약한 스프링 사용 | 응답 속도에 의존적 | 적절한 스프링 상수 결정 필요 | 일부 채택 |
| | 슬라이더 사용 | 실린더 고정부에 슬라이더 사용 | 기체의 운동과 일치 | 마찰 우려 | |
| 로드의 양단에 슬라이더 사용 | | | | | |
| 복동 단로드형 | 힌지 연결 | - | 제어계 간단 | 제어 방식 복잡 | |

양로드의 고정부에 슬라이드를 설치하는 방법도 슬라이더부의 마찰 때문에 적절하지 않는 것으로 판단되었다. 복동 단로드형 실린더를 사용할 경우에는 제어 방식이 복잡해지는 단점이 있다. 따라서, 본 연구는 가장 적합한 제어 방법으로서 복동 양로드형 실린더를 사용하여 로드와 양단과 요탑재대 사이에 강한 스프링을 부착하는 방법을 선택하였다. 복동 양로드 실린더를 사용함으로써 수평 제어 알고리즘 구현

이 보다 용이하고, 스프링으로 인한 완충 효과도 우수할 것으로 판단되었다.

제3절 설계 변수의 결정

본 연구에서 채택한 수평 제어 방식을 구현하기 위한 설계 변수는 LG전선의 6조 승용 이앙기 GPR680R을 기준으로 다음과 같이 결정하였다. 복동 양로드형 실린더의 양단과 묘탑재대 사이에 스프링을 설치하면 이앙부가 기울어졌을 때 양단의 스프링에는 복원력이 발생된다. 이 때 유압 실린더는 스프링의 복원력을 보완하는 역할을 하게 되며, 큰 유압이 필요없다. 따라서, 수평 제어 시스템에서 요구되는 최소한의 유압이 확보될 경우에는 시스템의 응답 속도를 결정하는 유량이 유압보다 더 중요한 제한 조건이 된다. 그러나, 실린더 로드와 양단에 고정된 스프링은 이앙부의 기울기로 인한 실린더의 높이 차만을 보정한다고 가정하고, 설계 변수를 결정하였다.

1. 한계 작동 시간

이앙기의 주간 간격이 평균 130 mm이므로 작업 속도가 1.2 m/s일 경우, 1개의 결주를 허용한다고 가정하면 작동 시간은 다음 값 이내로 설정되어야 한다.

$$t = \frac{130 \times 2}{1200} = 0.22 \text{ sec}$$

그러나, 경사각 센서와 유압 회로에서 발생하는 시간 지연을 고려하여 수평 제어의 한계 작동 시간, t_{\max} 는 0.5초로 결정하였다. 즉,

$$t_{\max} = 0.5 \text{ sec}$$

2. 최대 경사각

가. 롤링에 의한 이앙부의 최대 경사각

이앙부는 본체에 고정된 링크 홀더의 하부 중앙에 설치된 피벗축을 중심으로 좌

우로 롤링한다. 롤링에 의한 이양부 즉, 묘탑재대의 최대 경사각은 그림 96에서와 같이 이양부의 좌측단 또는 우측단이 지면에 닿을 때 지면과 이양부의 수평 중심선이 이루는 각이 된다. 그림 97에서 묘탑재대의 최대 경사각은 다음과 같이 12.8° 로 결정하였다.

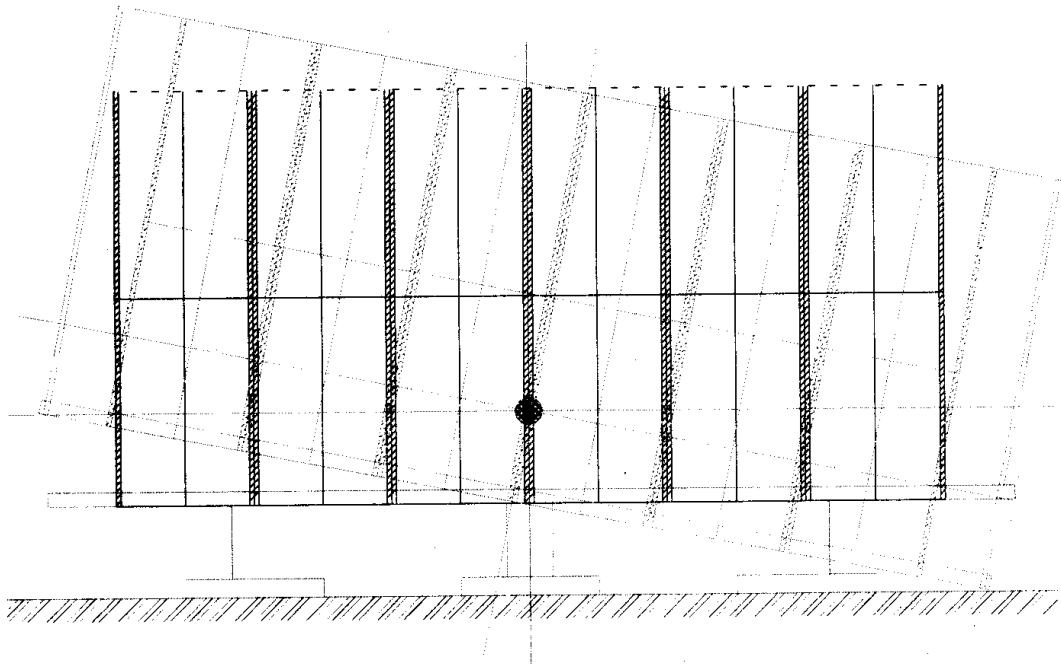


그림 96 롤링에 의한 이양부의 최대 경사각.

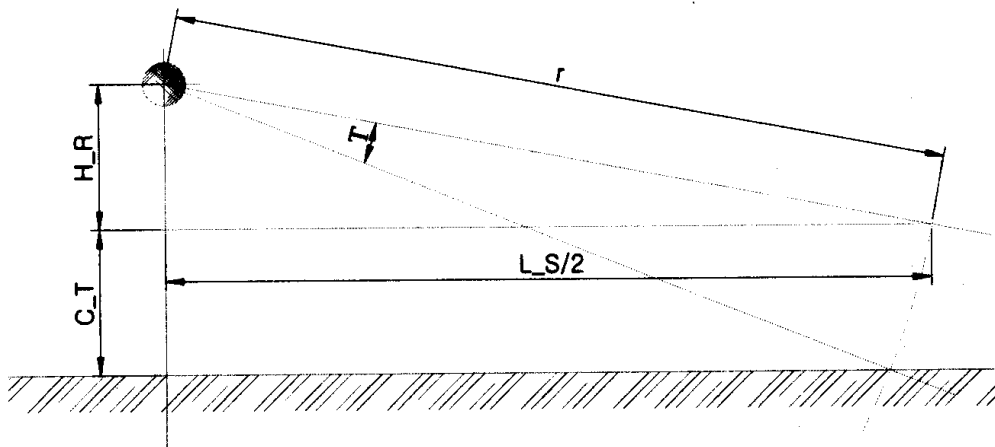


그림 97 묘탑재대의 최대 경사각 결정.

$$r = \sqrt{\left(\frac{L_S}{2}\right)^2 + H_R^2} = \sqrt{\left(\frac{2100}{2}\right)^2 + 100^2} = 1054.75$$

$$\begin{aligned} \theta_{\max_1} &= \cos^{-1}\left(\frac{H_R}{r}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{H_R + C_T}{r}\right) \\ &= \cos^{-1}\left(\frac{100}{1054.75}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{100 + 230}{1054.75}\right) \\ &= 12.8^\circ \end{aligned}$$

여기서, r = 피벗축 중심에서 이양부의 우측단까지의 거리, mm

H_R = 지지부 하단에서 피벗축까지의 거리(100 mm)

C_T = 지면에서 이양부 하단까지의 거리(230 mm)

θ_{\max_1} = 롤링에 의한 이양부의 최대 경사각

L_S = 묘탑재대의 수평 길이(2100 mm)

나. 경반의 경사에 의한 최대 경사각

이양할 포장의 경반 형상은 그림 98에서와 같이 sine 곡선으로 가정할 수 있다.

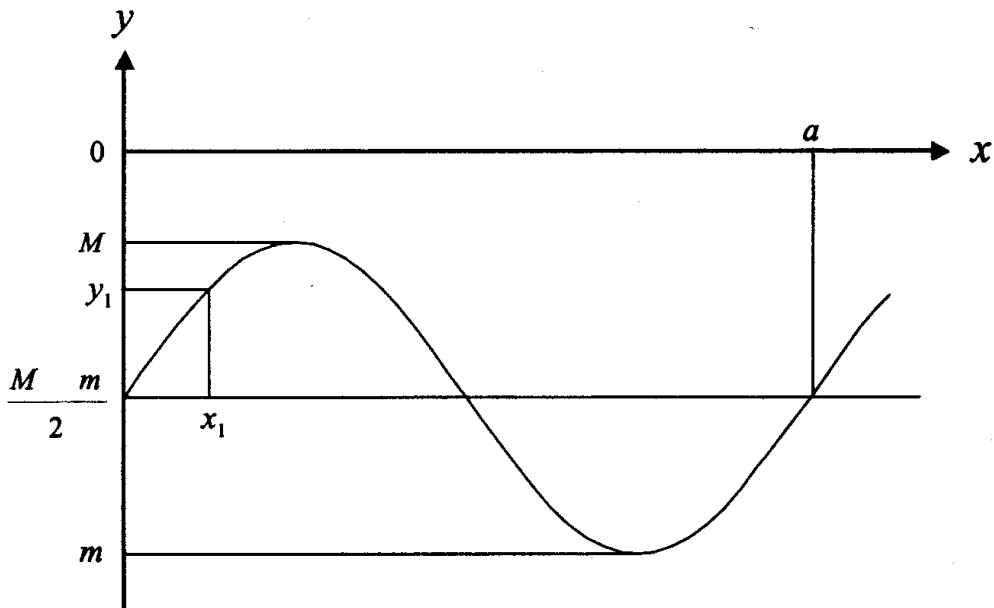


그림 98 Sine 곡선으로 가정한 지면 형상.

이 때 x축은 포장의 표면을 나타내며, M과 m은 각각 경반의 최소 깊이와 최대 깊이를 나타낸다. 경반의 최소 깊이와 최대 깊이를 각각 $M=-100$ mm, $m=-300$ mm로 가정하였다. 따라서 경반의 평균 깊이는 200 mm가 된다. 이 때 이양기의 최저 지상고는 320 mm이고 차폭은 1150 mm로 하였다. 이 때 지면의 형상은 다음 식으로 표현된다.

$$y = \frac{M-m}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{a} x\right) + \frac{M+m}{2},$$

따라서, 경반의 요철 주기는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$a = \frac{2\pi x_1}{\sin^{-1}\left(\frac{y_1 - \frac{M+m}{2}}{\frac{M-m}{2}}\right)}$$

여기서, y = 경반의 깊이

x = 기준점으로부터 이양기의 진행 거리

M = 경반의 최소 깊이

m = 경반의 최대 깊이

a = 경반의 요철 주기

(1) 본체의 최저 지상고와 경반의 최소 깊이를 고려한 최대 경사각

이양기 본체가 최대로 침하할 수 있는 깊이는 본체의 최저 지상고와 같다. 그러나 이양기의 최저 지상고가 320 mm이고 경반의 최대 깊이가 300 mm이므로 이양기의 최대 침하량은 300 mm가 된다. 따라서 본체의 최대 경사각은 본체의 한쪽 차륜의 침하량이 최대이고, 다른 한쪽 차륜의 침하량이 최소일 때의 경사각과 같다. 즉,

$$\theta_{\max_2} = \sin^{-1}\left(\frac{C_M - M}{D_{wheel}}\right)$$

$$\theta_{\max_2} = \sin^{-1}\left(\frac{300 - 100}{1150}\right) = 10.02^\circ$$

여기서, C_M = 이앙기의 최대 침하 깊이

M = 이앙기의 최소 침하 깊이

D_{wheel} = 이앙기 후륜 사이의 거리

θ_{max_2} = 경반의 깊이를 고려한 최대 경사각

이다. 트랙터 작업기의 수평 제어장치 개발 연구(차, 1997)에 의하면, 보통 경반의 경사각은 5° 이었고, 최대 제어각은 12° 로 가정하였다. 또한, 1999년과 2000년에 조사된 이앙기의 식부심 분포(김과 남, 2000)에 의하면 그림 99 -그림 100에서와 같이 식부심의 최대 차이는 중앙 부분에서 40 mm, 우측 부분에서 70 mm이었다. 최대 식부심의 차이가 70 mm이었므로 피벗축에서 가장 바깥쪽에 있는 식부장치까지의 거리 1500 mm를 이용하여 최대 경사각을 구하면,

$$\sin^{-1} \frac{70}{(1500/2)} = 5.36^\circ$$

가 된다. 이상의 결과를 종합적으로 검토하여 제어 경사각은 보통 토양의 경우, 5° 로 하였으며, 최대값은 12° 로 설정하였다.

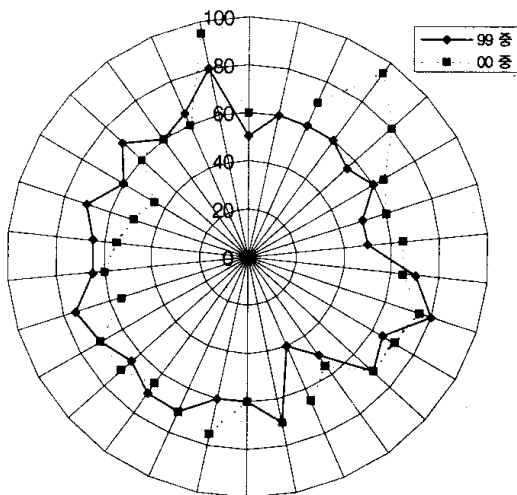


그림 99 중앙 부분의 식부심 변화.

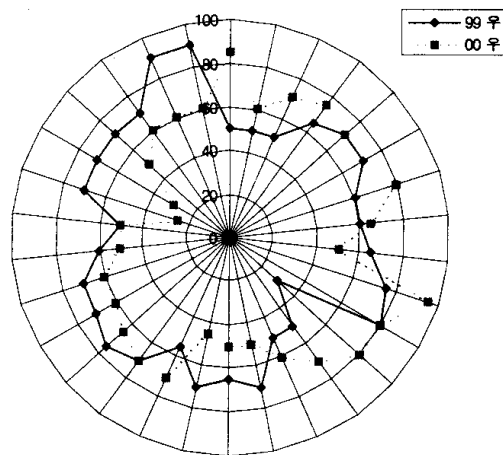


그림 100 우측 부분의 식부심 변화.

3. 불감대의 크기

양호한 식부심은 보통 30-35 mm이다. 이앙부가 한쪽으로 기울어질 때 최대 10

mm까지의 식부심 차이를 허용하면, 제어시 사용할 불감대의 크기 θ_d 는 다음과 같이 결정된다. 즉, 안쪽 식부장치와 가장 바깥쪽 식부장치의 식부심 차이가 10 mm 일 때 이양부의 경사각을 구한다. 이 경사각이 불감대의 크기가 된다. 묘탑재대의 길이는 2100 mm이나 실제 묘가 이양되는 부분은 피봇축을 중심으로 1500 mm이므로 수평 제어 장치의 불감대는 그림 97을 이용하여 다음과 같이 결정하였다.

$$\sqrt{\left(\frac{1500}{2}\right)^2 + 100^2} = 756.64$$

$$\theta_d = \cos^{-1}\left(\frac{100}{756.64}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{100+10}{756.64}\right) = 0.76^\circ$$

4. 복원 토크

묘탑재대가 한쪽으로 기울어졌을 때 수평 상태를 복원하기 위해서는 피봇축을 중심으로 일정한 크기의 복원 토크가 작용하여야 한다. 이 복원 토크는 다음과 같이 결정하였다. 먼저 복원 토크를 결정하는 데 필요한 주요 제원으로서 묘탑재대 지지부의 무게는 784.8 N이었으며, 묘탑재대 지지부가 기울어지지 않은 상태에서 피봇축에서 묘탑재대 지지부의 무게 중심까지 높이는 100 mm이었다. 또한 묘탑재대 지지부에 설치된 플라스틱 베드부의 무게는 196.2 N이었으며, 베드부가 우측으로 가장 멀리 이동하였을 때 즉, 140 mm 이동하였을 때 무게 중심의 위치는 피봇축으로부터 수평으로 140 mm이었다. 베드부는 이양기의 전후 수평선과 전방으로 57° 경사를 이루고 있으므로 묘탑재대 지지부와 베드부가 일치하는 밑면에서 베드부 상부 끝까지 경사면의 길이는 1200 mm이나, 밑면에서 베드부 상부 끝까지 수직 높이는 1010 mm이었다. 따라서, 피봇축의 높이가 밑면에서 100 mm이므로, 피봇축과 베드부의 무게 중심 사이의 수직 높이는

$$\frac{1010}{2} - 100 = 405 \text{ mm}$$

가 된다. 베드부에는 좌우 3줄씩 1줄에 2단으로 모두 6개의 상자묘를 탑재할 수 있도록 되어 있다. 상자묘 하나의 무게는 39.2 N이고, 길이는 580 mm이다. 최대 복원

토크를 결정하기 위하여 베드부에 한 줄씩 n개의 상자묘를 탑재한다고 가정하면, 상자묘의 총 무게는 39.2n가 된다. 피봇축에 대한 상자묘의 무게중심의 수평 위치는 탑재 상자묘의 수에 따라 결정되며, 수직 위치는 베드부의 경사각을 고려하여 다음과 같이 결정하였다.

$$486 - 100 = 386 \text{ mm}$$

이상의 제원을 이용하여, 그림 101에서와 같이 복원 토크를 결정하기 위한 식을 유도하였다.

$$W_S = 784.8 \text{ N}$$

$$R_S = 100 \text{ mm}$$

$$W_B = 196.2 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{D_B^2 + H_B^2} = \sqrt{140^2 + (1010/2 - 100)^2} = 428.5 \text{ mm}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{D_B}{H_B}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{140}{405}\right) = 19.07^\circ$$

$$W_P = nw_P = 39.2n, \text{ N}$$

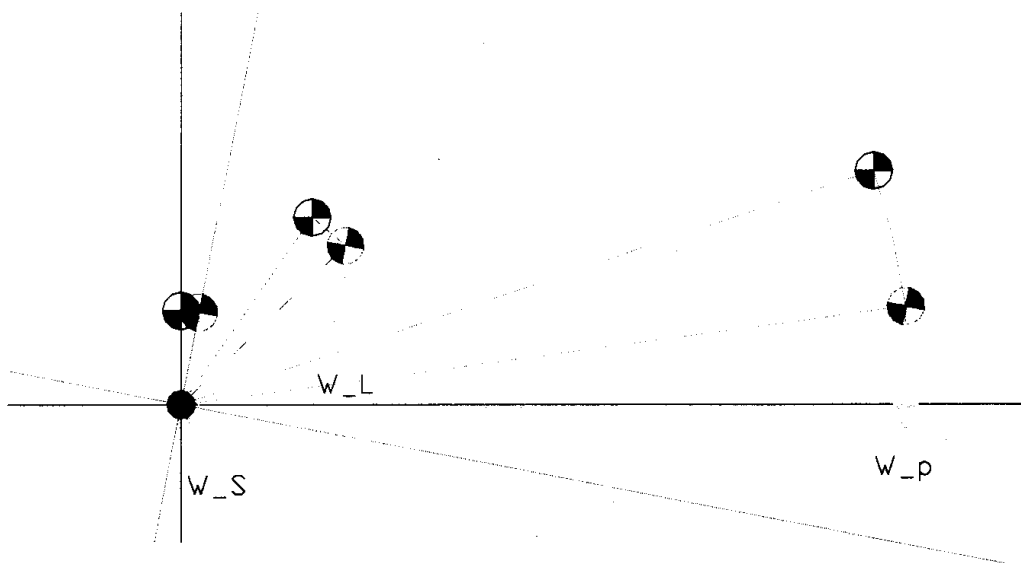


그림 101 최대 복원 토크의 결정.

$$R_P = \sqrt{D_P^2 + H_P^2} = \sqrt{D_P^2 + (486 - 100)^2} = \sqrt{D_P^2 + 386^2}$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{D_P}{H_P}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{D_P}{386}\right)$$

여기서, W_S = 묘탑재대 지지부의 중량

R_S = 피봇축과 묘탑재대 지지부의 무게 중심 사이의 거리

W_B = 베드부의 중량

R_B = 피봇축과 베드부의 무게 중심 사이의 거리

D_B = 피봇축과 베드부의 무게 중심 사이의 수평 거리

H_B = 피봇축과 베드부의 무게 중심 사이의 수직 거리

α = 피봇축에서 수평선과 베드부의 무게 중심이 이루는 각

W_P = 탑재된 상자묘의 총중량

w_p = 상자묘의 중량

n = 탑재된 상자묘의 수

R_P = 피봇축과 탑재된 상자묘의 무게 중심 사이의 거리

D_P = 피봇축과 탑재된 상자묘의 무게 중심 사이의 수평 거리

H_P = 피봇축과 탑재된 상자묘의 무게 중심 사이의 수직 거리

β = 피봇축에서 수평선과 탑재된 상자묘의 무게 중심이 이루는 각

피봇축과 탑재된 상자묘의 무게 중심 사이의 수평 거리 D_P 는 베드부에 설치된 상자묘 적재칸의 간격 300 mm, 상자묘간의 간격 280 mm, 묘탑재대 지지부의 최대 수평 이동 거리 280 mm를 고려하여 구하였다. 위의 기호를 이용하면 최대 부하 토크는 다음 식으로 표현된다.

$$T_{\max} = W_S R_S \sin(\theta_{\max}) + W_B R_B \sin(\alpha + \theta_{\max}) + W_P R_P \sin(\beta + \theta_{\max})$$

$$= T_{SB} + W_P R_P \sin(\beta + \theta_{\max})$$

여기서, θ_{\max} 는 묘탑재대의 최대 경사각이고, 묘탑재대 지지부와 베드부에 의한 부하 토크 T_{SB} 는

$$T_{SB} = W_S R_S \sin(\theta_{\max}) + W_B R_B \sin(\alpha + \theta_{\max})$$

이다. 따라서,

$$\begin{aligned} T_{SB} &= 784.8 \times 100 \times 10^{-3} \times \sin(12^\circ) + 196.2 \times 428.51 \times 10^{-3} \times \sin(19.07^\circ + 12^\circ) \\ &= 59.71 \text{ N.m} \end{aligned}$$

가 된다. 상자묘에 의한 부하 토크는 탑재한 상자묘의 수에 따라 다음과 같이 결정하였다.

가. 베드부의 한쪽에만 상자묘를 탑재한 경우

베드부의 한쪽에만 상자묘를 탑재하면 3줄에 6개의 상자묘가 탑재된다. 이 때의 D_p 는 피봇축으로부터 탑재묘의 무게 중심까지 수평 거리 450 mm와 묘탑재대 지지부의 최대 수평 이동 거리 140 mm를 더한 590 mm가 된다. 따라서,

$$W_p = 235.44 \text{ N}$$

$$R_p = \sqrt{590^2 + 386^2} = 705.05 \text{ mm}$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{590}{386}\right) = 56.81^\circ$$

$$\begin{aligned} T_{\max 1} &= 59.71 + 235.44 \times 9.81 \times 705.05 \times 10^{-3} \times \sin(56.81^\circ + 12^\circ) \\ &= 214.48 \text{ N.m} \end{aligned}$$

나. 베드부의 끝 2줄에만 상자묘를 탑재한 경우

베드부의 끝 2줄에만 상자묘를 탑재하면 모두 4개의 상자묘가 탑재된다. 이 때 D_p 는 베드부가 이동하지 않은 상태에서 피봇축과 탑재묘의 무게 중심 사이의 수평 거리 600 mm와 묘탑재대 지지부의 최대 이동 거리 140 mm를 더한 740 mm가

된다. 따라서,

$$W_P = 156.96 \text{ N}$$

$$R_P = \sqrt{740^2 + 386^2} = 834.62 \text{ mm}$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{740}{386}\right) = 62.45^\circ$$

$$\begin{aligned} T_{\max 2} &= 59.71 + 156.96 \times 834.62 \times 10^{-3} \times \sin(62.45^\circ + 12^\circ) \\ &= 185.91 \text{ N.m} \end{aligned}$$

다. 베드부 전체에 상자묘를 탑재한 경우

베드부 전체에 상자묘를 탑재하면 좌우 3줄에 모두 12개의 상자묘가 탑재된다.

이 때 D_P 는 묘탑재대 지지부의 최대 수평 이동 거리 140 mm가 된다. 따라서,

$$W_P = 470.88 \text{ N}$$

$$R_P = \sqrt{140^2 + 386^2} = 410.60 \text{ mm}$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{140}{386}\right) = 19.94^\circ$$

$$\begin{aligned} T_{\max 3} &= 59.71 + 470.88 \times 410.60 \times 10^{-3} \times \sin(19.94^\circ + 12^\circ) \\ &= 161.99 \text{ N.m} \end{aligned}$$

이상에서와 같이 탑재묘에 의한 부하 토크는 베드부의 한쪽에만 6개의 상자묘를 탑재한 경우가 가장 크게 나타났다. 따라서 최대 부하 토크는

$$T_{\max} = 59.71 + 214.48 = 274.19 \text{ N.m}$$

가 된다. 유압 실린더에서 필요한 최소한의 복원 토크는 포장에서 발생될 수 있는 토양의 부착력과 점성력 등을 고려하여 최대 부하 토크의 약 2.2배 정도로 결정하였다. 즉,

$$T_{\min} = 600 \text{ N.m}$$

로 하였다.

5. 유압 실린더의 치수 결정

가. 유압 실린더의 부착 위치

상부 링크와 하부 링크를 고정하는 링크 홀더의 형상을 변경하여 본체와 이양부를 연결하는 피봇축으로부터 연직 상방으로 400 mm되는 지점에 유압 실린더의 중앙을 피봇하였다. 즉,

$$H_C = 400 \text{ mm}$$

로 하였다. 그림 102는 유압 실린더를 설치하기 위한 링크홀더의 형상을 나타낸 것이다.

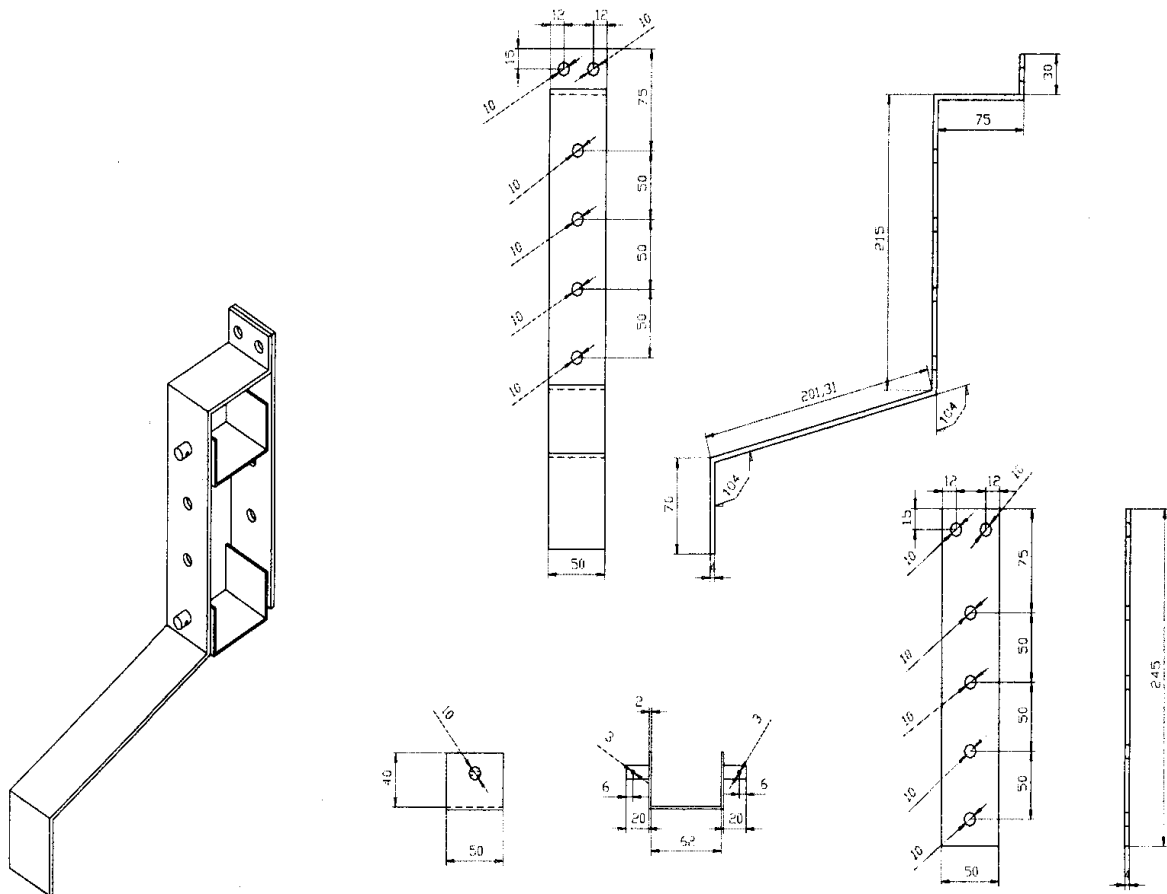


그림 102 유압 실린더를 장착하기 위한 링크 홀더의 형상.

나. 유압 실린더의 작용력

복원 토크를 얻기 위한 유압 실린더의 작용력은 실린더에 작용하는 유압과 실린더의 유효 작동 면적을 이용하여 구할 수 있다. 이 때, 실린더의 부착 위치가 피봇축에서 멀수록 큰 복원 토크를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 피봇축과 유압 실린더 사이의 최단 거리를 400 mm로 하였으므로, 최소한의 복원 토크를 얻기 위한 유압 실린더의 작용력, F_{\max} 는 다음과 같이 구하였다.

$$F_{\max} = \frac{T_{\max}}{H_C} = \frac{600}{0.4} = 1500 \text{ N}$$

다. 작용력과 작동 유압

실린더의 유효 작용 면적을 A 라고 하면 실린더에 작용하는 압력은 다음과 같이 표현된다.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{1500}{A} \text{ N/mm}^2$$

이 때 작동 유압은 피스톤 좌우의 압력 차이와 같다. 일반적인 압력 손실 1.96 MPa과 수평 제어 시스템에 사용될 유압 펌프를 고려하여 피스톤에 작용하는 작동 유압을 4.91 MPa로 가정하면, 실린더의 유효 작동 면적은 다음과 같이 결정된다.

$$A = \frac{F}{p} = \frac{1500}{4.91 \times 10^6} = 305.5 \text{ mm}^2$$

즉, 작동 유압이 4.91 MPa일 경우 최대 작용력을 얻기 위한 실린더의 유효 작동 면적은 305.5 mm² 이상 되어야 한다. 따라서 유효 작동 면적을 305.5 mm²으로 결정하였다.

라. 유압 실린더와 로드의 직경

유압 실린더의 유효 작동 면적은 실린더 좌우의 유압차로써 실린더에 작용하는 힘을 결정하는 주요한 설계 변수이다. 이 유효 작동 면적은 실린더의 헤드 면적,

A_H 와 로드 면적, A_R 의 차이와 같다.

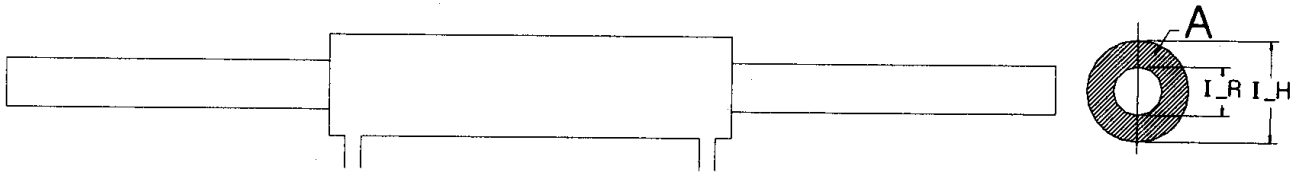


그림 103 유압 실린더.

그림 103에서 실린더의 외경을 ϕ_H , 로드의 직경을 ϕ_R 이라 하면,

$$A_H = \frac{\pi}{4} \phi_H^2$$

$$A_R = \frac{\pi}{4} \phi_R^2$$

가 되고 유효 작동 면적 A 는

$$A = A_H - A_R = \frac{\pi}{4} (\phi_H^2 - \phi_R^2)$$

가 된다. 일반적으로 유압 실린더는 실린더 로드의 면적에 대한 헤드 면적비로써 분류된다. 즉, 유효 면적비 φ 는 다음과 같이 정의된다. 보통 φ 는 1.12, 1.25, 1.45, 2 등으로 규격화되어 있으며, 시판되는 표준 실린더의 유효 면적비는 대부분 1.25와 1.45이다..

$$\varphi = \frac{A_H}{A_H - A_R} = \frac{\phi_H^2}{\phi_H^2 - \phi_R^2}$$

유효 면적비를 이용하여 실린더 헤드와 로드의 직경을 구하면 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\phi_H = \frac{\sqrt{4A\varphi}}{\pi}$$

$$\phi_R = \sqrt{\frac{4A(\varphi - 1)}{\pi}}$$

따라서 φ 가 1.25와 1.45일 때 실린더의 내경과 로드 직경은 각각 다음과 같이 결정된다.

(1) $\phi=1.25$ 일 경우

$$\phi_H = \sqrt{\frac{(4)(305.5)(1.25)}{\pi}} = 22.05 \text{ mm}$$

$$\phi_R = \sqrt{\frac{(4)(305.5)(1.25-1)}{\pi}} = 9.86 \text{ mm}$$

(2) $\phi=1.45$ 일 경우

$$\phi_H = \sqrt{\frac{(4)(305.5)(1.45)}{\pi}} = 23.75 \text{ mm}$$

$$\phi_R = \sqrt{\frac{(4)(305.5)(1.45-1)}{\pi}} = 13.23 \text{ mm}$$

실린더가 설치될 공간의 크기를 고려하면 2가지 경우가 모두 적합하였으나, 실린더 로드의 안정성을 고려하여 로드의 직경이 더 큰 $\phi=1.45$ 의 경우를 채택하였다. 또한, 실린더 제작시의 가공성을 고려하여 실린더의 직경과 로드의 직경을 각각

$$\phi_H = 25 \text{ mm}$$

$$\phi_R = 15 \text{ mm}$$

로 결정하였다. 이 때 실린더의 유효 작동 면적은 314.16 mm^2 이 된다.

마. 실린더의 초기 길이와 작동 길이

실린더를 피봇축에서 연직 상방으로 H_C 인 지점에 설치하면, 이앙기가 최대로 기울어졌을 때 이 최대 경사각 θ_{\max} 에 대한 수평 제어를 수행하기 위해서는 그림 104에서와 같이 실린더의 작동 길이가 $\Delta L_C = H_C \sin \theta_{\max}$ 이상이어야 한다. 더욱이 급격한 좌우 경사에 대해서도 수평 제어를 수행하기 위해서는 $-\theta_{\max} \sim \theta_{\max}$ 인 범위에서 제어가 가능하여야 하므로 실린더의 최대 작동 길이는 $\Delta L_{C_max} = 2H_C \sin \theta_{\max}$ 가 되어야 한다. 실린더의 장착 높이에 따른 실린더의 최대 작동 길이는 각각 다음과 같이 계산된다.

1) 실린더의 장착 높이가 $H_C = 500 \text{ mm}$ 일 때 $\Delta L_{C_max} = 207.92 \text{ mm}$

2) 실린더의 장착 높이가 $H_C=450$ mm일 때 $\Delta L_{C_max}=187.12$ mm

3) 실린더의 장착 높이가 $H_C=400$ mm일 때 $\Delta L_{C_max}=166.33$ mm

이상의 결과를 고려하여 유압 실린더의 작동 길이는 200 mm 이상으로 결정하였다.

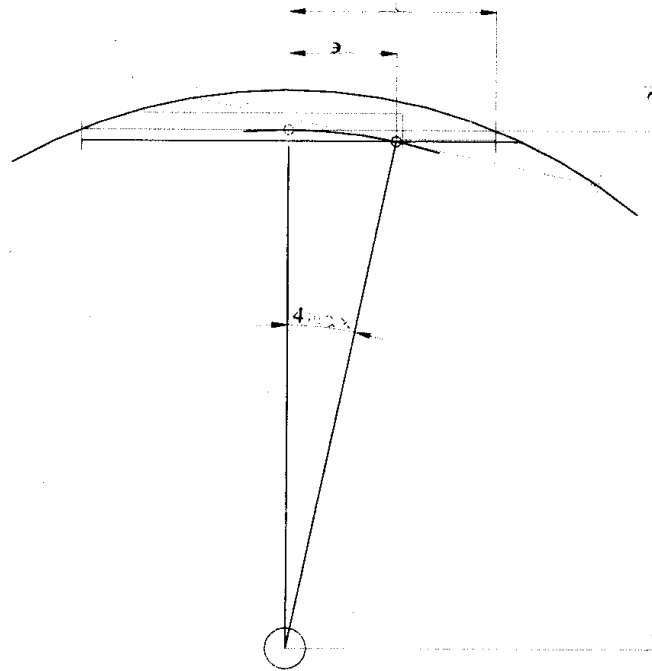


그림 104 실린더의 장착 위치와 작동 길이.

바. 실린더의 최대 작동 속도

다른 제어부에서 시간 지연이 없을 때 시스템의 응답 속도는 실린더의 작동 속도와 같다. 따라서, 실린더의 최대 작동 속도는 실린더의 장착 높이가 500 mm일 때 실린더의 최대 작동 길이와 한계 작동 시간을 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$v = \frac{\Delta L_C}{t} = \frac{207.92}{0.5} = 415.8 \text{ mm/s}$$

따라서, 가장 심한 좌우 경사에 대하여 수평 제어를 수행하기 위해서는 실린더의 작동 속도가 415.84 mm/s 이상 되어야 한다. 그러나 이양 작업에서 순간적으로 최대 경사각이 $-\theta_{max}$ 에서 θ_{max} 로 변화되는 경우는 거의 없기 때문에 실린더의 작

동 속도는 좌측 또는 우측 최대 경사각 중 어느 한쪽으로만 수평 제어를 수행하는데 필요한 속도인 207.92 mm/s보다 느릴 것으로 판단된다. 따라서, 본 유압 시스템에서는 333.33 mm/s 이상의 작동 속도에서 갖추어야 할 유압 쿠션이나 브레이크를 장착하지 않아도 큰 무리가 없을 것으로 판단되었다.

사. 작동 유량

실린더의 내경을 25 mm, 로드 직경을 15 mm로 할 때 실린더의 유효 작동 면적 A 는 314.16 mm² 이 된다. 이 실린더를 최대 작동 속도 415.86 mm/s로 작동시키기 위해서는 다음과 같은 유량 Q 가 요구된다. 즉,

$$Q = Av = 314.16 \times 415.86 = 130646.58 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$= 7.84 \text{ l/min}$$

따라서, 가장 심한 좌측과 우측 경사에 대해서 모두 수평 제어를 수행하기 위해서는 7.84 l/min 이상의 유량이 요구된다. 그러나, 이양 작업에서 순간적으로 경사각이 $-\theta_{\max}$ 에서 θ_{\max} 로 변화되는 경우는 현실적으로 없기 때문에 실제 수평 제어를 수행하는데 필요한 유량은 좌측 또는 우측 경사 하나만 제어하는데 필요한 유량 즉, 3.92 l/min 이상이면 충분한 것으로 판단되었다.

6. 스프링 상수

스프링의 초기 변형 길이 δ_0 는 실린더의 최대 작동 길이 210 mm보다 커야 하며, 다음과 같은 관계식을 만족하여야 한다.

$$[k(\delta_0 + \Delta L_C) - k(\delta_0 - \Delta L_C)]H_C \geq T_{\max}$$

$$2k\Delta L_C H_C \geq T_{\max}$$

최대 작용력과 실린더의 작동 길이를 대입하면

$$k \geq \frac{T_{\max}}{2\Delta L_C H_C} = \frac{F_{\max}}{2\Delta L_C} = \frac{1500}{2 \times 210 \times 10^{-3}} = 3.571 \text{ kN/m}$$

가 된다. 따라서 스프링 상수는 3.571 kN/m 이상으로 하였다. 지금까지 결정한 유압 실린더에 대한 설계 변수의 값을 정리하면 표 12에서와 같다.

표 12 설계 변수의 설정값

| 설계 변수 | | 설정값 |
|----------|------------------|----------------|
| 설계조건 | 한계 작동시간 | 0.5 sec |
| | 최대 경사각 | 12° (240 mm) |
| | 불감대(dead-band) | ±0.76° (10 mm) |
| 작용력 | 최소 복원 토크 | 600 N.m |
| | 작용력 | 1500 N |
| 유압 실린더 | 장착 위치(롤링축 위치 기준) | 400-500 mm |
| | 내부 직경 | 25 mm |
| | 로드 직경 | 15 mm |
| | 작동 길이 | 210 mm |
| | 작동 속도 | 210 mm/sec |
| 필요 유압 펌프 | 작동 유압 | 4.91 MPa |
| | 작동 유량 | 4 l/min 이상 |
| 복원 스프링 | 스프링 상수 | 3.571 kN/m |

7. 유압 펌프 선정

별도의 수평 제어용 유압 펌프를 설치하지 않는다면, 이양기에서 사용할 수 있는 유압 펌프는 표 13의 묘탑재대 승하강용 유압 펌프 또는 표 14의 조향용 유압 펌프이다.

승하강용 유압 펌프를 이용할 경우에는 수평 제어를 위하여 유압을 먼저 사용하고 수평 제어 시스템에서 리턴된 유압으로써 승하강 제어를 할 수 있다. 이렇게 하면, 승하강 제어는 수평 제어보다 우선 순위가 낮아지므로 승하강 제어 시스템의 작동 성능이 원래 성능보다 떨어지게 된다. 또한, 승하강 제어를 수행하는 유압 펌프와 방향 제어 밸브가 일체로 되어 있기 별도의 펌프와 밸브를 제작하여야 한다. 따라

표 13 승하강용 유압 펌프의 제원

| 항목 | 값 | 비고 |
|----------|--------------------------|------------------|
| 형식 | 기어 펌프 | |
| 이론 유량 | 4.0 cm ³ /rev | |
| 토출량 | 6.0 l/min 이상 | 회전수 N = 1800 rpm |
| 정격 사용 압력 | 7.35 MPa | |
| 최고 사용 압력 | 8.33 MPa | |

표 14 조향용 유압 펌프의 제원

| 항목 | 값 | 비고 |
|----------|---------------------------|------------------|
| 형식 | 기어 펌프 | |
| 이론 유량 | 7.67 cm ³ /rev | |
| 토출량 | 10.0 l/min 이상 | 회전수 N = 1800 rpm |
| 정격 사용 압력 | 20.6 MPa | |
| 최고 사용 압력 | 24.5 MPa | |

서 본 연구에서는 조향용 유압 펌프를 이용하는 방안을 강구하였다. 조향용 유압 펌프를 사용할 경우에도 수평 제어 시스템에 대한 유압 회로는 승하강용 유압 펌프를 사용할 때와 같다. 즉, 수평 제어 장치에서 리턴된 유압을 조향 장치에서 사용하게 되므로 조향 성능이 원래의 성능보다 떨어진다. 그러나, 이양기의 조향 방식이 기계식과 유압식을 혼합한 형식이므로 기계식이 보조 역할을 하면 조향 성능에는 큰 영향이 없을 것으로 판단하였다. 또한 조향용 유압 펌프는 유압 실린더에서 요구되는 유압과 유량을 제공하는 데 충분한 성능을 가진 것으로 나타났다.

8. 수평 제어용 유압 시스템

수평 제어를 위한 별도의 유압 펌프를 설치하지 않고, 조향용 유압 펌프를 이용

하여 조향 유압 시스템과 직렬로 수평 제어 유압 시스템을 그림 105에서와 같이 구성하였다.

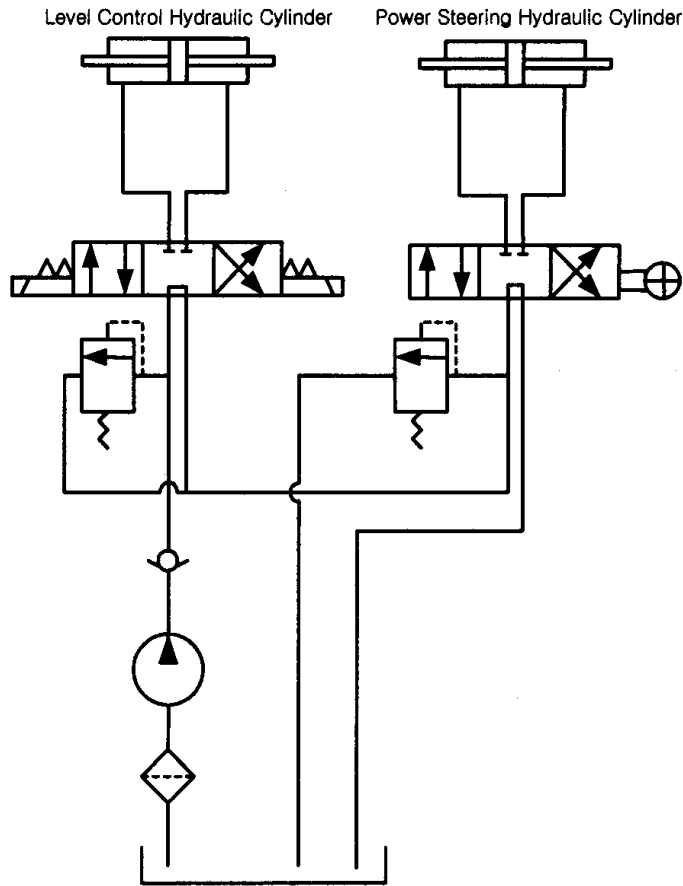


그림 105 조향 및 수평 제어를 위한 유압 회로.

가. 방향 제어 밸브

유압 실린더는 표 12의 설계 조건에 맞는 복동 양로드형 유압 실린더를 선정하였으며, 이를 제어하기 위하여 3방향 4포트 방향 제어 밸브를 사용하였다. 방향 제어 밸브는 마이크로 컨트롤러로써 제어할 수 있도록 솔레노이드형으로 결정하였으며, 최대 압력과 유량이 각각 30 MPa, 11 l/min인 것을 사용하였다. 이 솔레노이드 밸브는 중립 상태에서 출력 포트가 막혀 외력이 실린더에 작용하더라도 실린더가 움직이지 않도록 되어있으며, 솔레노이드 밸브에 유입되는 유량은 리턴 라인과 연결되어 무부하 상태에서는 유량이 탱크로 순환되는 탠덤 센터 방식으로 되어 있다.

나. 유량 제어 밸브

조향용 유압 펌프는 엔진 속도에 따라 유량이 변화되므로, 수평 제어 시스템에서 요구되는 일정한 유량을 공급하기 위해서는 유량 제어 밸브를 설치하여야 한다. 본 시스템에서는 일정한 유량을 유지하기 위하여 압력-유량 보상형 체크 밸브가 부착된 유량 제어 밸브를 사용하였다. 사용된 유량 제어 밸브의 최대 압력과 유량은 각각 21 MPa, 30 l/min이었으며, 릴리프 밸브의 크래킹 압력은 0.035 MPa이었다.

다. 릴리프 밸브

유압 실린더가 최대 위치에 있을 때 유량이 계속 공급되면 시스템의 압력이 급격히 증가하여 유압 시스템이 손상을 입을 수 있기 때문에 이를 방지하기 위한 조절형 릴리프 밸브를 설치하였다. 릴리프 밸브의 크래킹 압력은 수평 제어 시스템을 안정적으로 작동시킬 수 있는 6.87 MPa보다는 높고, 조향용 유압 펌프의 최고 압력인 24.53 MPa보다는 낮은 7.85 MPa로 설정하였다.

다. 유압 호스

유압 호스는 설정 유량을 충분히 공급할 수 있는 1/4인치 호스를 사용하였다.

9. 경사각 센서

묘탑재대의 경사를 측정할 경사각 센서는 최대 경사각 12°를 고려하여 측정 범위가 -12° ~ 12° 인 것을 선정하였다. 현재, LG 트랙터의 로터리 수평 제어 장치에 사용되고 있는 것과 같은 것을 사용하였으며, 센서 내부에 실리콘액을 충전하여 액면의 형태로써 경사각을 검출하는 원리로 되어 있다. 표 15는 경사각 센서의 주요 제원을 나타낸 것이다.

표 15 경사각 센서의 제원

| 항목 | 제원 |
|-------|----------------------------|
| 시정수 | $0.3 \pm 0.05 \text{ sec}$ |
| 출력 | DC 0-5 V |
| 작동 온도 | -20 to 80 °C |
| 전원 | DC 12 V |
| 측정 범위 | -12° ~ 12° |

10. 제어부

그림 106은 8비트 프로그래머블 마이크로 프로세서를 이용하여 구성된 수평 제어 시스템의 흐름도를 나타낸 것이다. 마이크로 프로세서는 5채널의 아날로그용 외부 입력 포트와 11채널의 디지털 입출력 포터를 가진 것으로서 A/D 컨버터가 내장되어 있는 PICBASIC(PB-IS)를 사용하였으며, 내부 연산 프로그램은 BASIC 언어로 작성하였다. 그외 제어부를 구성하는 데 필요한 부품으로서 7805, PC817, TIP41C, LED, 가변 저항 등은 일반 상용 부품을 사용하였다.

이양 작업이 시작되면 경사각 센서는 묘탑재대의 경사각을 검출한다. 센서로 입력된 경사각은 출력 전압의 형태로 변환되어 마이크로 프로세서에서 디지털 신호로 변환된다. 검출된 경사각을 설정된 불감대의 크기와 수평 상태를 나타내는 기준 전압과 비교하여 솔레노이드 밸브의 작동여부를 결정한다. 솔레노이드 밸브의 제어 방식은 ON/OFF와 PWM 제어 방식을 사용하였다. 유압 실린더는 솔레노이드 밸브의 작동 방식에 따라 작동된다.

솔레노이드 밸브 제어부는 이양기 배터리에서 공급된 DC 12 V 전원을 이용하여, 경사각 센서의 출력 전압과 기준 전압을 비교하고 그 결과에 따라 릴레이를 구동하여 ON/OFF 제어를 수행한다. 그림 107과 그림 108은 각각 솔레노이드 밸브 제어부의 모습과 회로도를 나타낸 것이다.

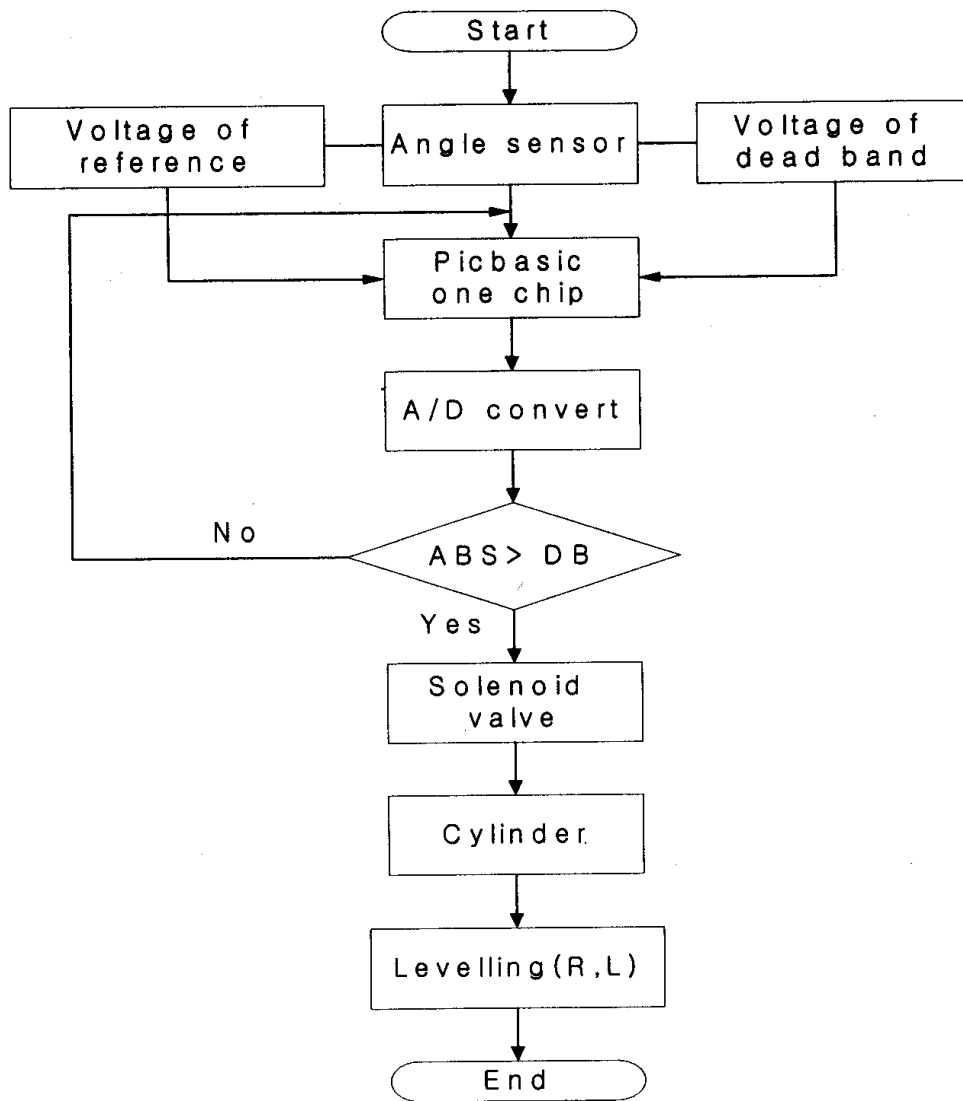


그림 106 수평 제어 시스템의 흐름도.

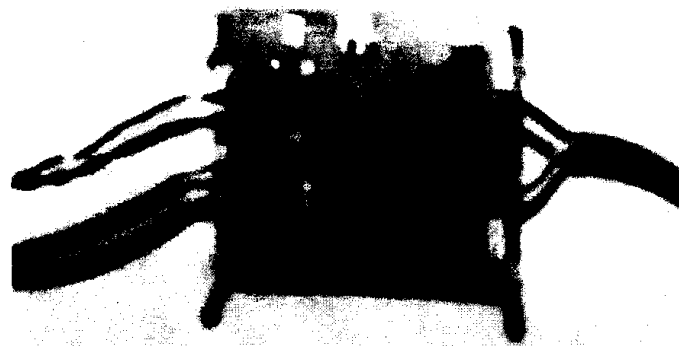


그림 107 솔레노이드 밸브 제어부.

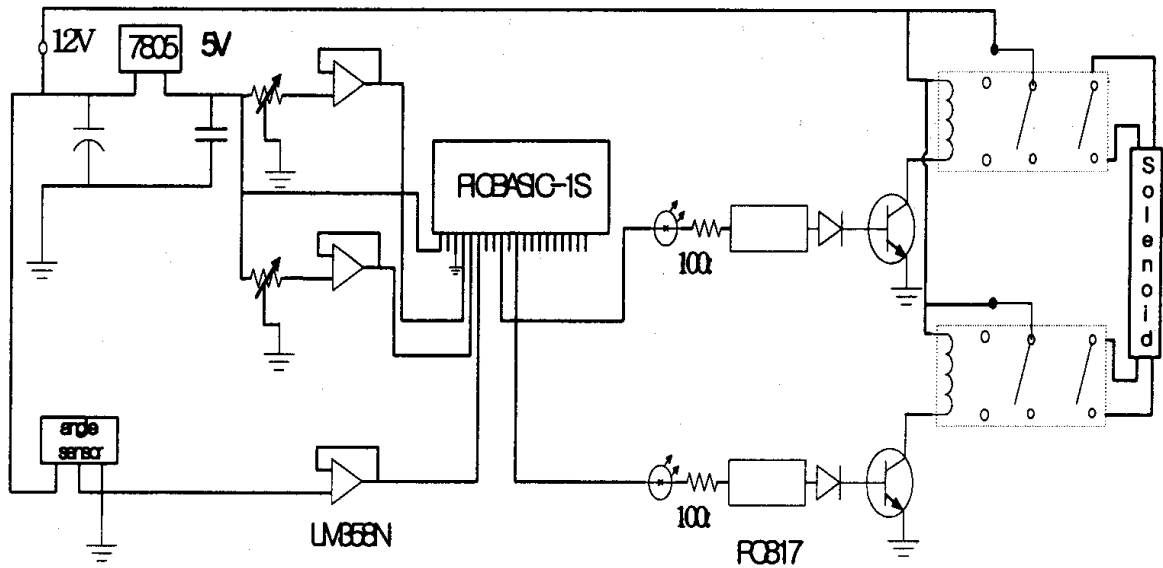


그림 108 솔레노이드 밸브 제어부의 회로도.

솔레노이드 밸브 제어부는 연산 증폭기(OpAmp), 포토 커플러(Photocoupler), 파워 트랜지스터(Powertransistor), 릴레이(Relay), 가변 저항, 프로그래머블 원칩 마이크로 프로세서(PICBASIC), LED로 구성하였다. 부하 변동에 의하여 이양기 배터리의 DC 12 V 전압이 변화되지 않도록 3단자 레귤레이터를 이용하여 전압을 5 V로 강하하였으며, 가변 저항에 의하여 조절되는 기준 전압과 불감대의 전압이 변화되지 않고 마이크로 프로세서에 공급될 수 있도록 연산 증폭기를 이용하여 버퍼를 구성하였다.

마이크로 프로세서는 기준 전압, 경사각 센서의 출력 전압, 불감대 전압을 A/D 변환하고 가감 및 가산 등 비교 연산을 수행하여 각 출력 포트에 ON/OFF 제어 신호를 출력하도록 하였다. 이 신호는 약하여 솔레노이드 밸브를 작동시킬 수 없기 때문에 파워 트랜지스터를 이용하여 신호를 증폭시켰으며, 증폭된 신호를 이용하여 릴레이를 구동하고 솔레노이드 밸브를 제어할 수 있도록 제어 회로를 구성하였다. 또한, 솔레노이드 밸브가 작동할 때 발생하는 강한 역기전력에 의하여 마이크로 프로세서가 손상되지 않도록 출력 포트와 파워 트랜지스터 사이에 포토 커플러를 설치하여 두 회로를 전기적으로 단절시켰다.

제4절 수평 제어 시스템의 1차 성능 평가 시험

1. 수평 제어용 유압 시스템 모델링

수평 제어용 유압 시스템과 조향용 유압 시스템의 성능을 평가하기 위하여 Easy5 프로그램으로써 유압 시스템을 모델링하고 그 성능을 시뮬레이션하였다. Easy5에서 모델링한 컴포넌트의 치수와 특성치는 실제 치수 또는 실제 치수를 이용하여 계산한 값으로 하였으나, 알기 어려운 값이나 성능 즉, 실린더 로더의 위치와 속도 등에 영향을 미치지 않는 값은 프로그램에서 제공되는 기본값을 이용하였다. 또한, 솔레노이드 밸브를 작동시키기 위한 신호는 계단 함수를 이용하였다. 그림 109는 Easy5를 이용하여 모델링한 유압 회로를 나타낸 것이다.

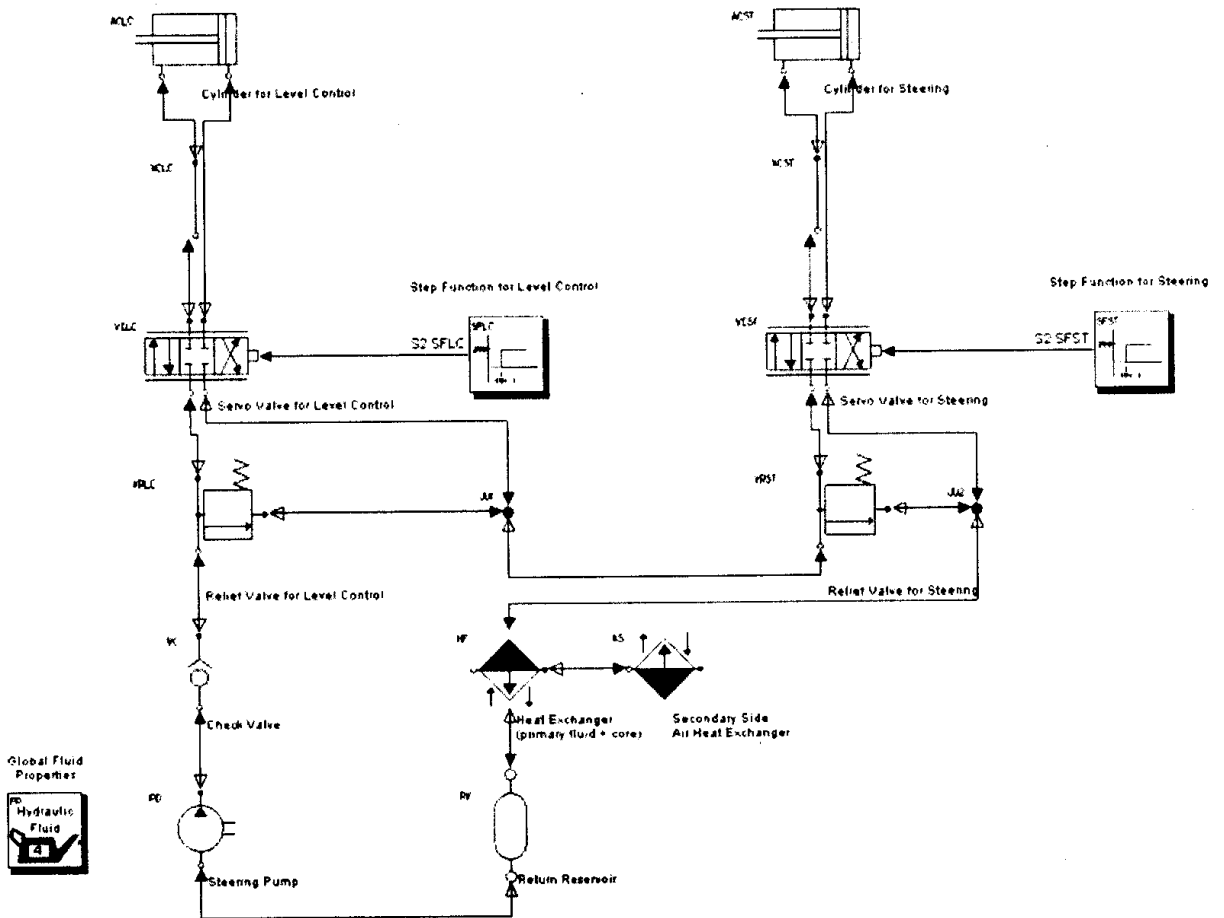


그림 109 EASY5를 이용한 유압 조향 및 수평 제어 회로 모형.

조향용 유압 펌프의 용적이 $7.67 \text{ cm}^3/\text{rev}$ 이므로 펌프의 회전수를 700 rpm이라 하고, 펌프의 체적 효율을 0.95라고 하면 시스템의 작동 유량은 5.1 l/min 가 된다. 즉,

$$Q = 0.95 \times 7.67 \times 700 = 5.1 \text{ l/min}$$

따라서, 실린더의 작동 속도는 다음 식을 이용하여 구하였다.

$$V = \frac{\eta_v Q}{6A}$$

여기서, V = 실린더의 작동 속도, m/s

η_v = 실린더의 체적 효율

Q = 유량, l/min

A = 실린더의 유효 작동 면적, cm^2

체적 효율을 1.0로 설정하면, 실린더의 내경이 25 mm, 로드의 직경이 15 mm이므로 실린더의 작동 속도는 0.27 m/s 가 된다. 즉,

$$V = \frac{1.0 \times 5.1}{6 \times \frac{\pi}{4} (2.5^2 - 1.5^2)} = 0.27 \text{ m/s}$$

펌프의 유량은 수평 제어용 유압 회로를 지나며 리턴된 유량은 조향용 유압 회로로 유입된다.

시뮬레이션의 입력 신호는 계단 함수로 하였으며, 시뮬레이션을 시작한 후 1초가 지나서 솔레노이드 밸브의 스톱을 좌측으로 최대 위치까지 이동시켰다. 그림 110 - 그림 113은 수평 제어용 유압 실린더 로더의 위치, 작동 속도, 좌우측 실린더 포터의 유량을 나타낸 것이다. 실린더 로드는 유량이 공급된 후 0.1초부터 움직이기 시작하여 유량이 최대로 공급되었을 때부터 일정한 속도가 나타났다. 실제 변수의 값을 알 수 없는 경우에는 Easy5의 기본값을 이용하여 시뮬레이션하였기 때문에 0.1초가 시스템의 지연 시간이라고는 볼 수는 없으나 실린더 로드의 속도가 0.27 m/s 로서 이론적으로 계산한 값과 일치하였다.

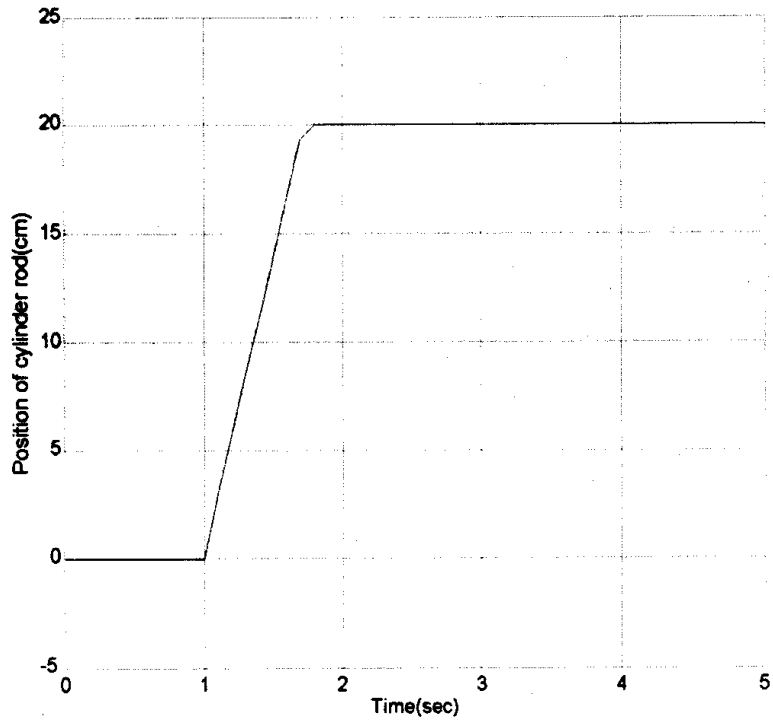


그림 110 실린더 로더의 위치.

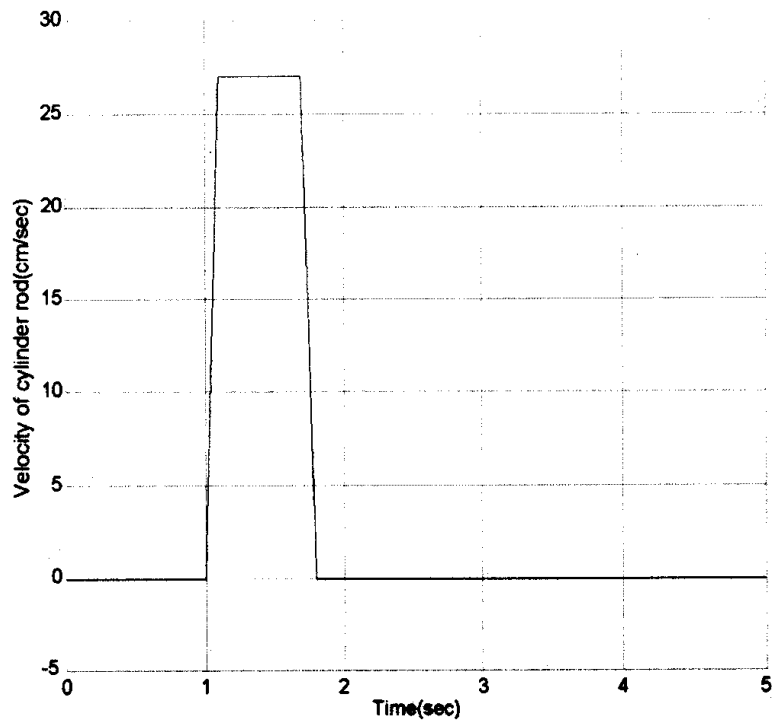


그림 111 실린더 로더의 속도.

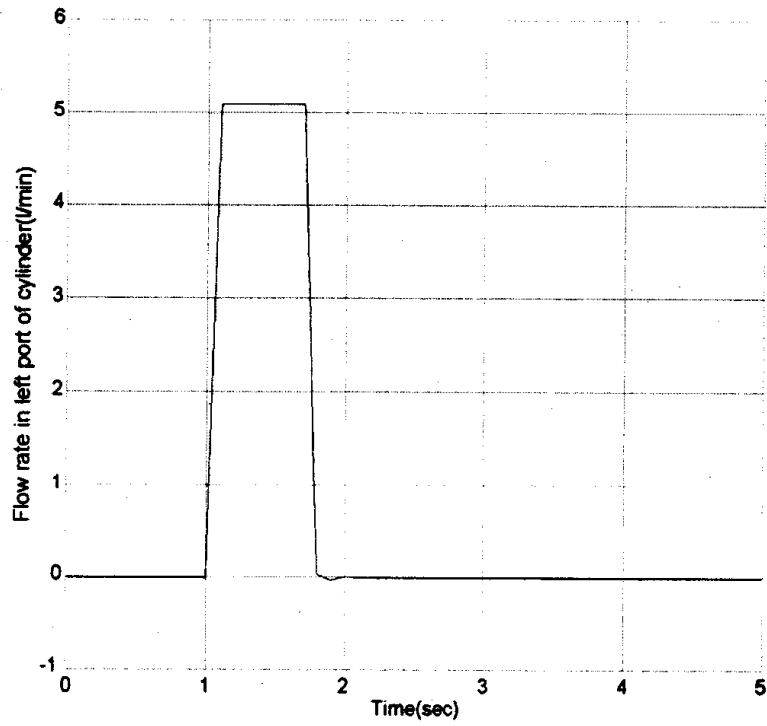


그림 112 좌측 실린더 포터의 유량.

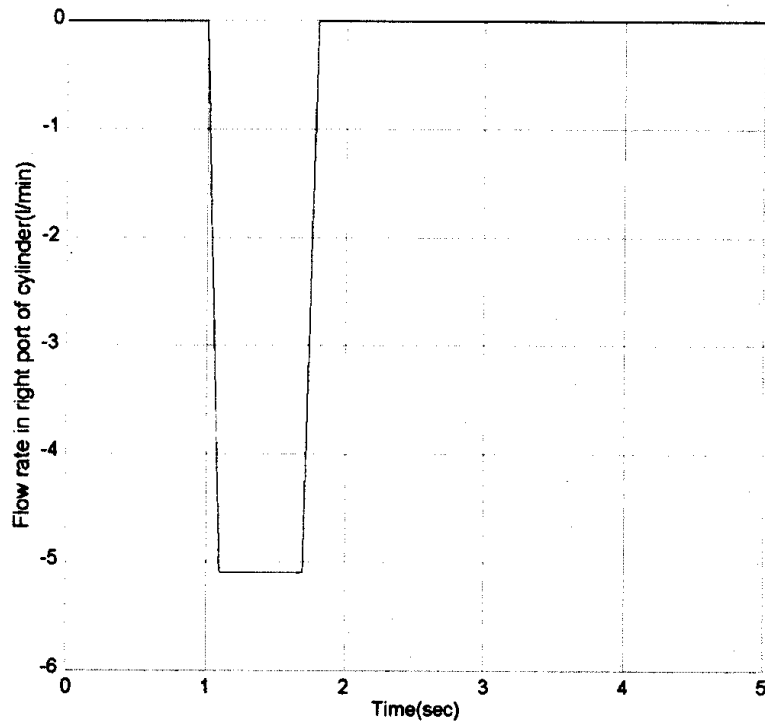


그림 113 우측 실린더 포터의 유량.

실린더의 좌우측 입구 유량은 공급된 유량과 같았으며, 실린더 로드가 최대 위치에 도달하였을 때는 시스템의 유압이 증가하여 릴리프 밸브가 작동하였기 때문에 유량은 0이 되었다. 또한 실린더 로드가 일정한 속도를 유지하였을 때는 좌우측 유량이 모두 최대값을 나타내었다.

2. 경사각 센서의 응답 실험

표 15의 경사각 센서에 대한 응답 실험을 실시하였다. 경사각 센서는 그림 114에서와 같이 표탑재대의 하부 중앙에 설치하였다.



그림 114 경사각 센서의 부착 모습.

먼저 경사각 센서의 정적 응답 특성을 구명하기 위하여 입력 전압을 11, 12, 13 V 세 수준으로 하고, 경사각을 $\pm 15^\circ$ 범위에서 변화시키며 출력 신호를 측정하였다. 입력 전압이 11 V에서 13 V까지 변화될 때 출력 전압은 그림 115에서와 같이 입력 전압에 영향을 받지 않았으며, $\pm 12^\circ$ 범위에서는 센서의 출력 전압과 경사각은 다음과 같은 직선적인 관계를 나타내었다.

$$\text{출력 전압}(V) = -0.1989 \times \text{경사각}(^\circ) + 2.5282 \quad (R^2=1)$$

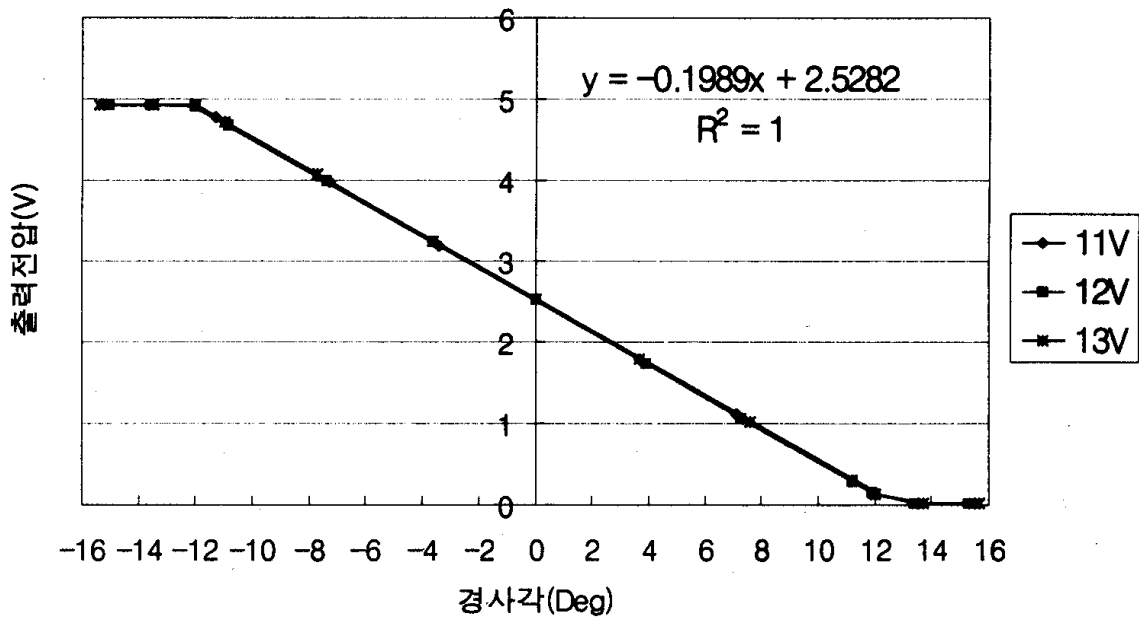


그림 115 경사각 센서의 정적 응답 곡선.

경사각을 0.1° 에서 11° 까지 계단 입력하였을 때 경사각 센서의 동적 응답 특성은 그림 116에서와 같이 나타났다. 이 동적 응답 특성 곡선에서 구한 시정수 (time constant)는 0.25초이었다. 이는 경사각 센서의 오차 한계 내의 값으로서, 이 경사각 센서가 가질 수 있는 최소값이었다. 따라서 이 센서의 응답 특성은 시정수를 0.3초로 가정하였을 때보다는 우수할 것으로 판단되었다.

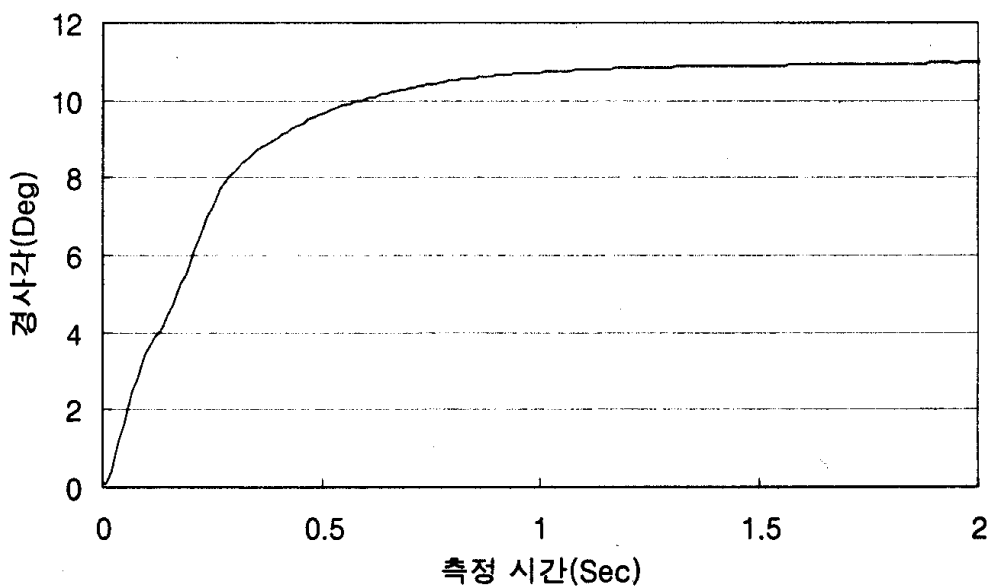


그림 116 경사각 센서의 동적 응답 곡선.

3. 실험실 시험

그림 117에서와 같이 수평 제어 시스템을 설치하고, 설계한 수평 제어 장치의 성능을 검증하기 위하여 유압 조절이 가능한 실험실의 시험 벤치에서 성능 시험을 수행하였다. 실내 시험은 안정적인 조건에서 성능을 평가할 수 있을 뿐만 아니라 제어 시스템을 보완하는 데에도 유리한 점이 있다.

묘탑재대의 거동을 측정하기 위하여 컴퓨터로써 묘탑재대의 경사각에 해당되는 입력 신호를 출력하여 이를 묘탑재대에 장착된 경사 센서의 출력 신호와 연산한 후 설정된 불감대의 크기와 비교하도록 하였다. 제어용 마이크로 프로세서에서 출력된

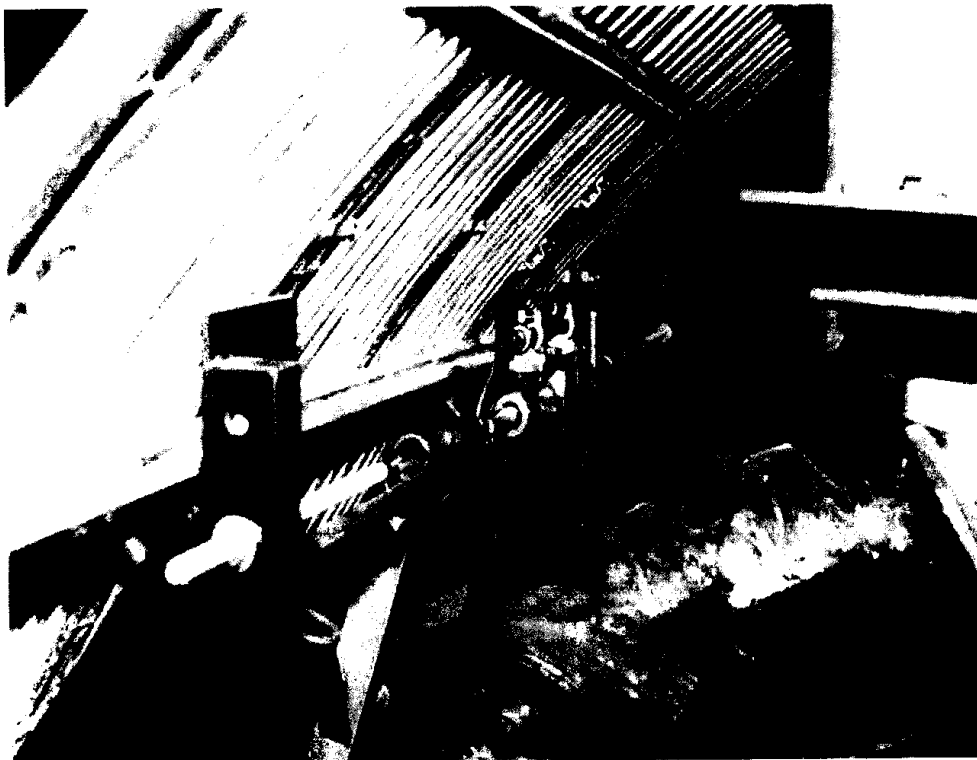


그림 117 수평 제어용 유압 실린더의 부착 모습.

연산 결과에 따라 솔레노이드 밸브를 제어하여 수평 실린더를 작동시킨다. 수평 실린더가 움직이면 묘탑재대의 중앙에 설치된 경사 센서의 출력 신호가 변화되므로 출력 신호와 컴퓨터에서 출력된 입력 신호를 다시 비교하여 묘탑재대가 수평을 유지하도록 하였다. 정지한 상태에서 이앙기의 차체를 5° , 8° , 10° 기울여 묘탑재대

가 다시 수평을 회복할 때까지의 과정을 반복하여 시험하였다.

묘탑재대의 경사도에 따른 수평 제어 장치의 성능을 평가하기 위하여 경사각 센서에서 출력된 전압과 리니어 포텐쇼메타에서 출력된 전압의 관계식을 구하고, 실제 경사각 대신 컴퓨터에서 지면의 형상을 고려한 사인 함수의 신호와 불규칙한 경반을 나타낸 랜덤 신호를 출력하여 시뮬레이션을 실시하였다.

가. 수평 제어 시스템의 시뮬레이션

컴퓨터에서 출력된 신호를 마이크로 프로세서에서 입력하여 리니어 포텐쇼메타의 출력 전압과 비교한 후 실린더 로드를 중앙에 위치할 수 있도록 하였으며, 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 출력 전압의 관계를 이용하여 시뮬레이션을 실시하였다. 실린더 스트로크는 실린더의 장착 높이에 따라서 변화된다. 장착 높이가 350 mm인 경우 실린더의 중앙점을 기준으로 한 스트로크는 $-72.76 \sim 72.76$ mm이었으며 400 mm인 경우에는 $-83.16 \sim 83.16$ mm로 나타났다. 제작된 실린더 스트로크가 170 mm이었으므로 장착 높이를 400 mm보다 높게 할 경우에는 묘탑재대의 최대 경사각을 제어할 수 없을 것으로 판단되었다. 따라서, 장착 높이를 400 mm로 고정하여 시험을 수행하였다. 그림 118은 장착 높이를 400 mm로 하였을 때 경사각 센서와 리니어 포텐쇼메타의 출력 전압의 관계를 나타낸 것이다.

지면 형상을 사인 함수로 가정하고 컴퓨터에서 $-10^\circ \sim 10^\circ$ 를 출력하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 경사각 센서의 반응 시간을 측정하기 위하여 경사각 센서에서 출력되는 신호를 수집하여 분석하였다. 사인 함수를 입력 함수로 한 시뮬레이션에서는 주행 속도를 1.0, 1.2, 1.4 m/s 세 수준으로 하였으며 수평 제어 장치가 작동할 수 있는 최소 거리는 2 m로 하였다. 즉, 입력 사인 함수의 주파수는 각각 0.5, 0.6, 0.7 Hz가 된다. 가변 저항을 사용하여 불감대 전압을 100 mV(0.48°)로 고정하였으며 실린더 로드를 중앙에 위치시킨 후 사인 함수에 따라 변화되는 리니어 포텐쇼메타의 출력 변위와 경사각 센서의 출력 경사각을 비교하였다.

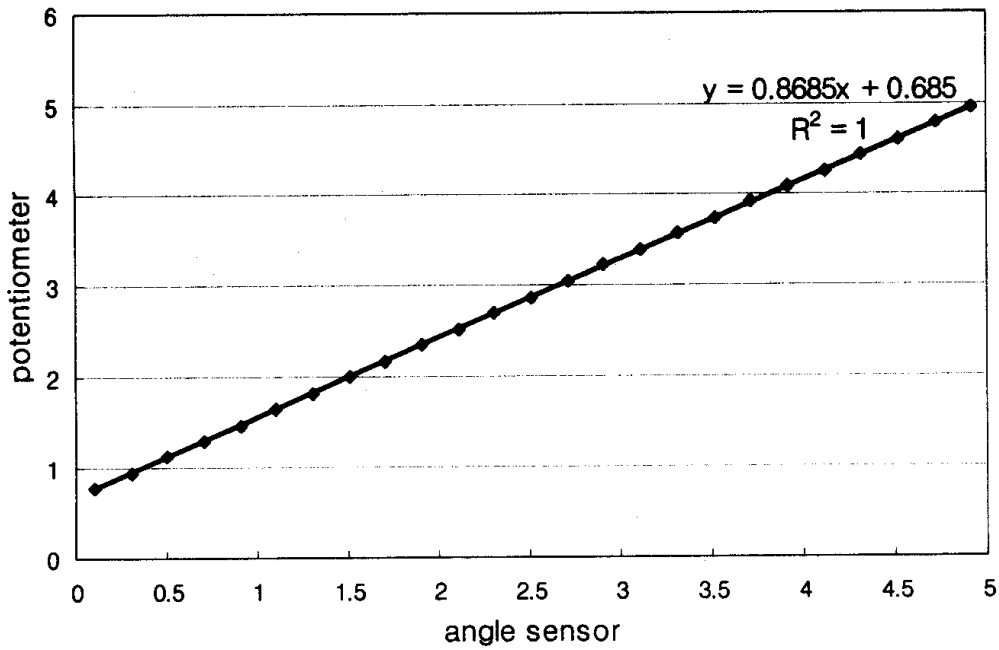


그림 118 유압 실린더의 위치를 롤링 축으로부터 400 mm로 하였을 때 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 출력 전압의 관계.

그림 119 -그림 121은 주행 속도가 각각 1.0, 1.2, 1.4 m/sec일 때 경사각 센서와 리니어 포텐쇼메타 출력 신호를 나타낸 것이다.

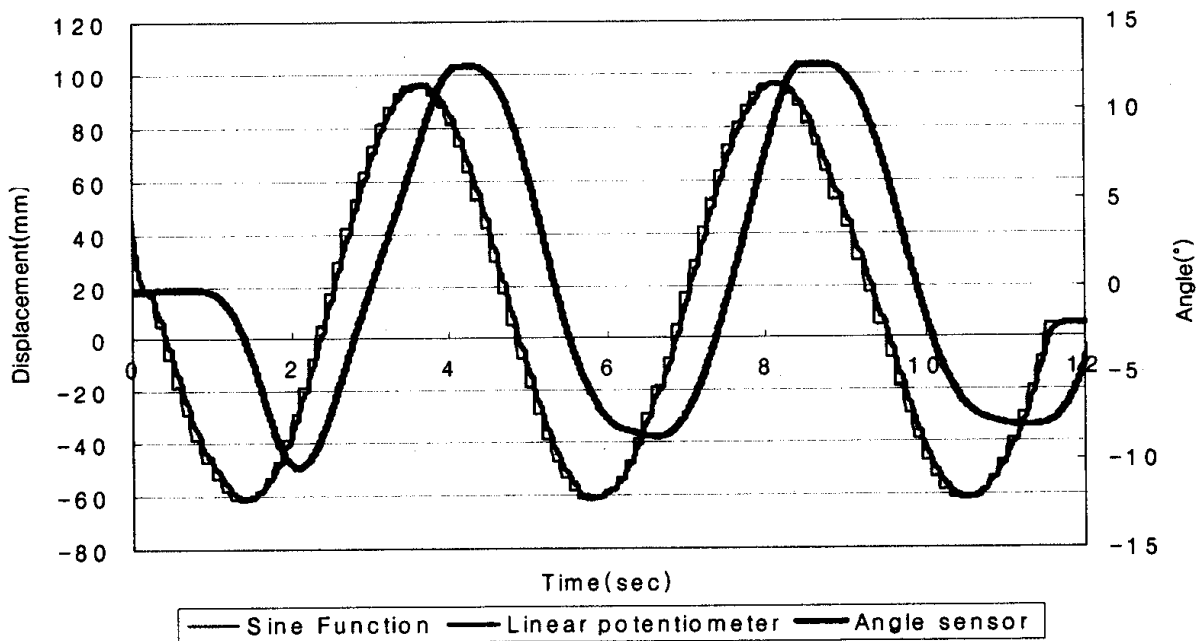


그림 119 주행 속도가 1.0 m/s일 때 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

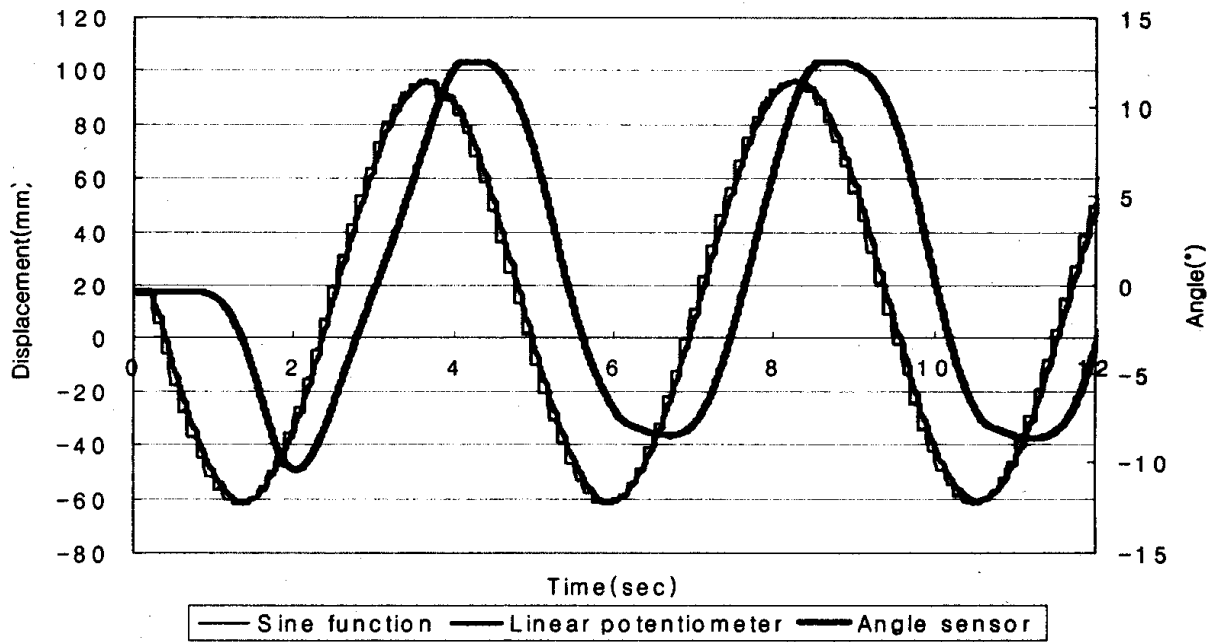


그림 120 주행 속도가 1.2 m/s일 때 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

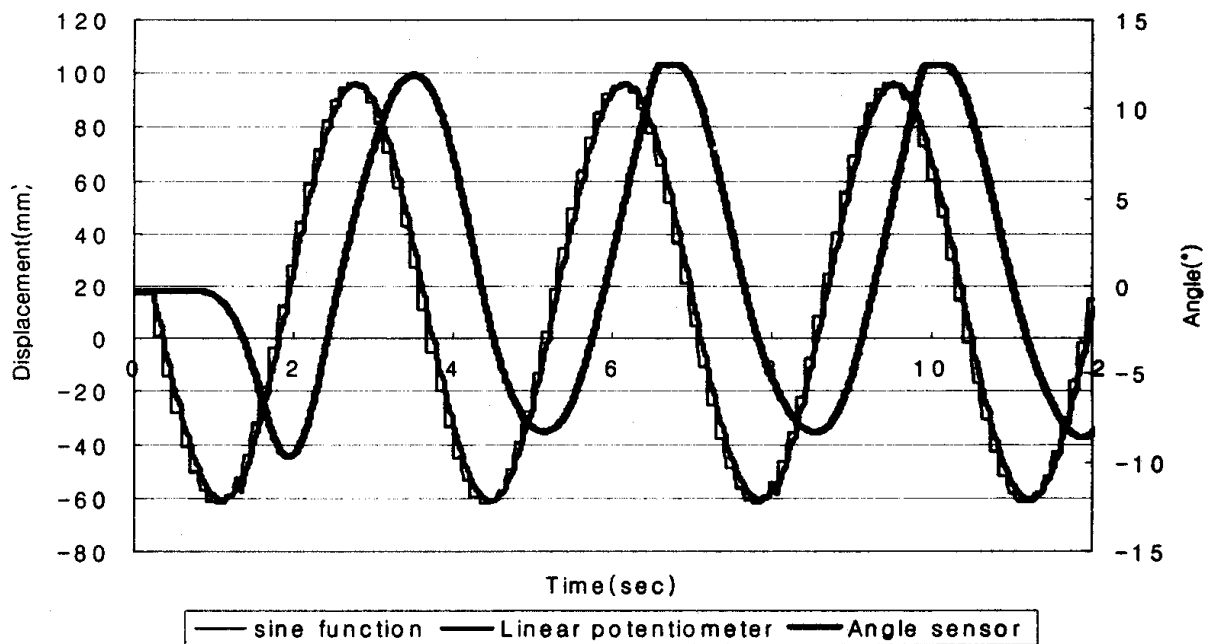


그림 121 주행 속도가 1.4 m/s일 때 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

사인 함수의 경사각이 입력된 후 리니어 포텐쇼메타에서 반응이 나타날 때까지의 시간은 제어부와 유압 회로에서 발생하는 시간 지연으로서 0.27초 이었다. 경사

센서의 출력 경사각은 입력각인 $-10^{\circ} \sim 10^{\circ}$ 를 따르지 못하고 $-8^{\circ} \sim 12^{\circ}$ 를 나타내었다. 즉, 경사각 센서 자체에서 발생하는 시간지연만큼 위상 차이를 두고 사인 함수의 지면 형상이 감지되는 것으로 나타났다. 리니어 포텐쇼메타의 출력 변위도 0.12초의 위상 차이를 두고 컴퓨터에서 출력된 사인 함수를 추종하는 것으로 나타났다. 따라서 리니어 포텐쇼메타의 출력 전압과 경사각 센서의 출력 전압과의 관계를 이용하여 제작된 컨트롤러의 성능을 평가할 수 있다고 판단하였다.

불규칙한 지면 굴곡에 대한 묘탑재대의 반응은 지면 형상으로서 랜덤(random) 신호를 입력하여 시험하였다. 그림 122는 불규칙한 경사각을 입력하였을 때 즉, 지

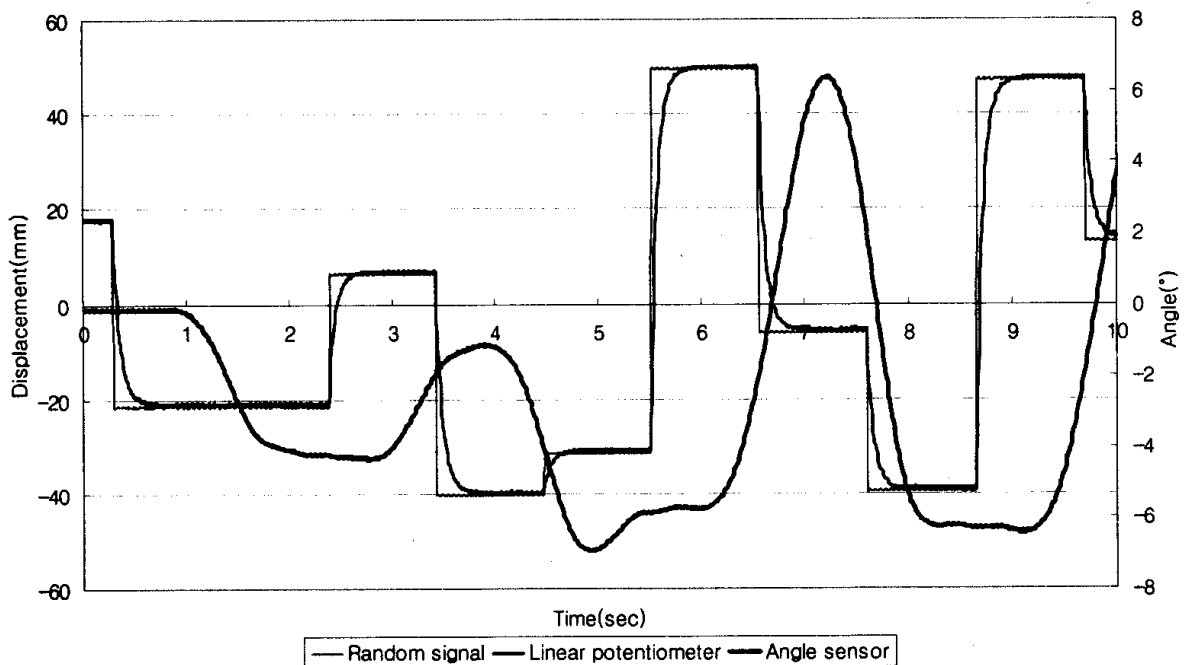


그림 122 지면 형상에 대한 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

면의 형상이 불규칙한 경우에 리니어 포텐쇼미터의 출력을 나타낸 것이다. 수평 상태에서 5° 내외의 경사가 입력되었을 때 리니어 포텐쇼메타가 입력된 경사각에 이를 때까지 0.27초의 시간이 소요되었다. 그러나, 묘탑재대가 갑자기 심하게 기울어진 경우를 가정하였을 때는 수평 상태를 회복하는 데 0.33초가 소요되었다.

경사각 센서가 리니어 포텐쇼메타의 출력 신호를 순조롭게 추종하는 과정에서 갑자기 지면의 경사가 5° 내외로 변화되었을 경우에는 0.45~0.5초의 지연 시간이

발생되었으며, 10° 내외일 경우는 0.8초의 시간지연이 발생되었다. 따라서, 지면의 경사가 급격히 변화되는 경우에는 현재의 경사각 센서로써는 반응시간의 지연 때문에 신속한 수평 제어를 구현할 수 없을 것으로 판단되었다.

나. 성능 평가 시험

정지한 상태에서 승용 이양기의 차체를 임의의 각도로 경사지게 하였을 때 경사각 센서의 출력 신호와 컴퓨터에서 출력되는 기준 신호를 비교하여 두 신호의 차이가 불감대 이내일 경우에는 제어 기능을 정지시켜 수평을 유지하고 불감대를 벗어날 경우에는 이양부의 한쪽이 기울어진 것으로 판단하여 제어 기능을 작동시켜 이양부를 수평으로 회복되는 시험을 실시하였다. 불감대의 수준은 $\pm 0.48^\circ$ 와 $\pm 1.4^\circ$ 두 수준으로 설정하였으며, 차체의 기울기는 5° , 8° , 10° 세 수준으로 하였다. 유량과 압력을 조정하면서 이양부가 수평을 회복할 때까지 수평 제어 장치의 작동 상태를 관찰하였다. 그림 123 - 그림 125는 불감대를 $\pm 0.48^\circ$ 로 설정하고 차체를 각

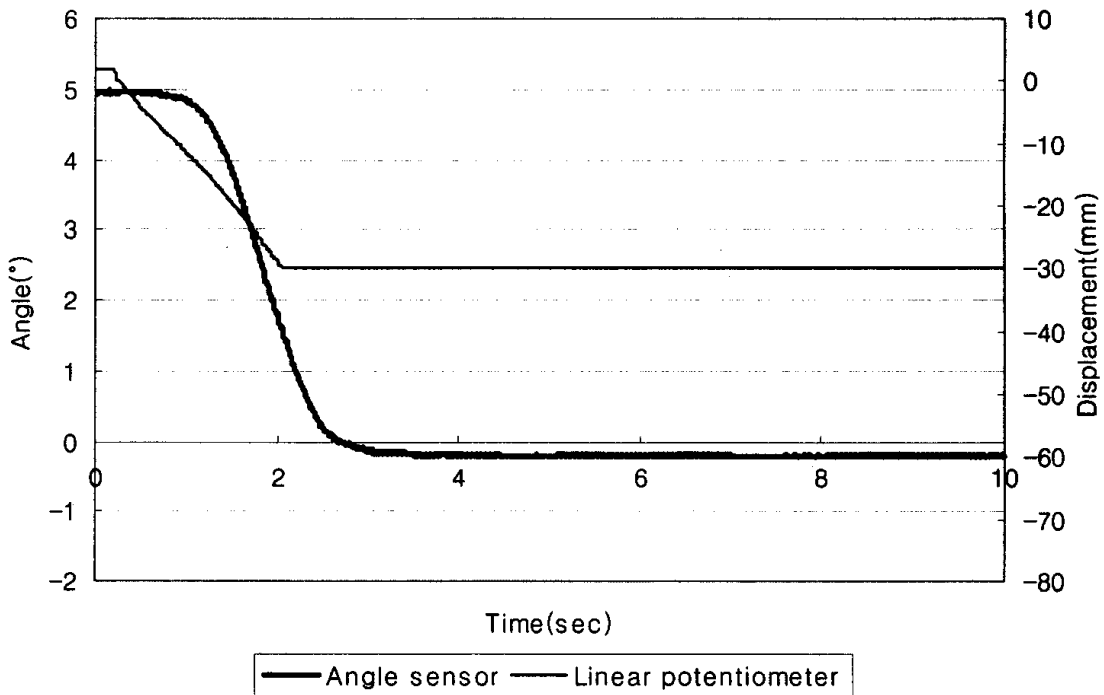


그림 123 불감대가 $\pm 0.48^\circ$ 이고 차체의 경사가 5° 일 때 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

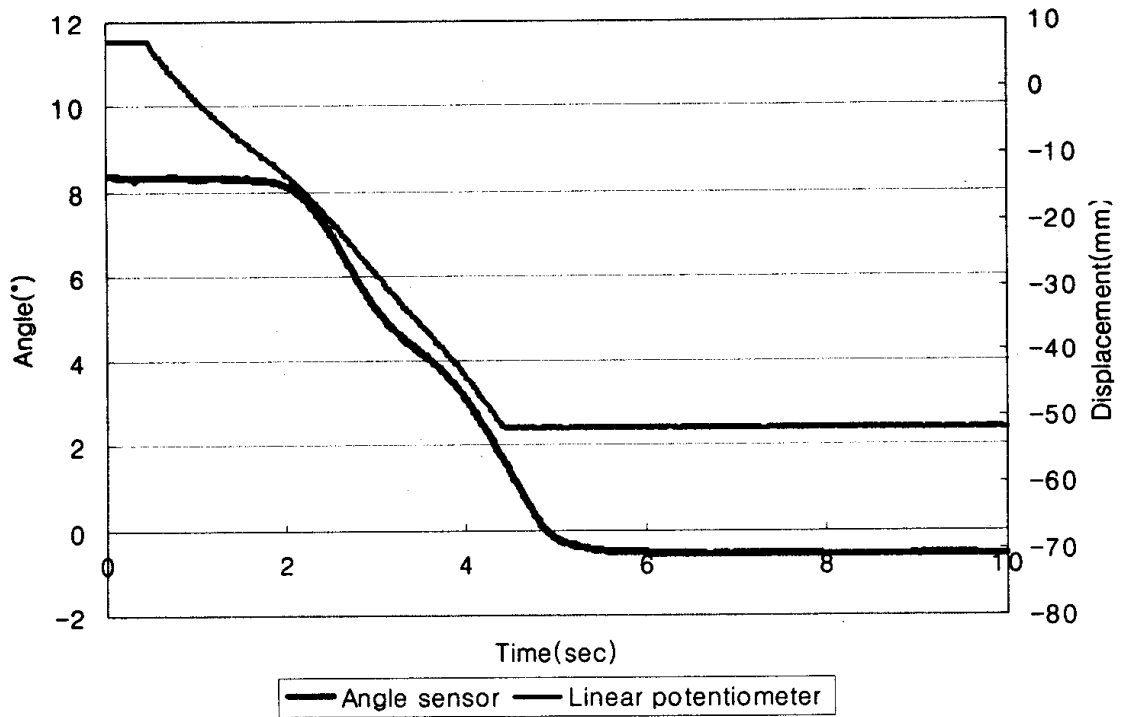


그림 124 불감대가 $\pm 0.48^\circ$ 일 때 차체의 8° 경사에 대한 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

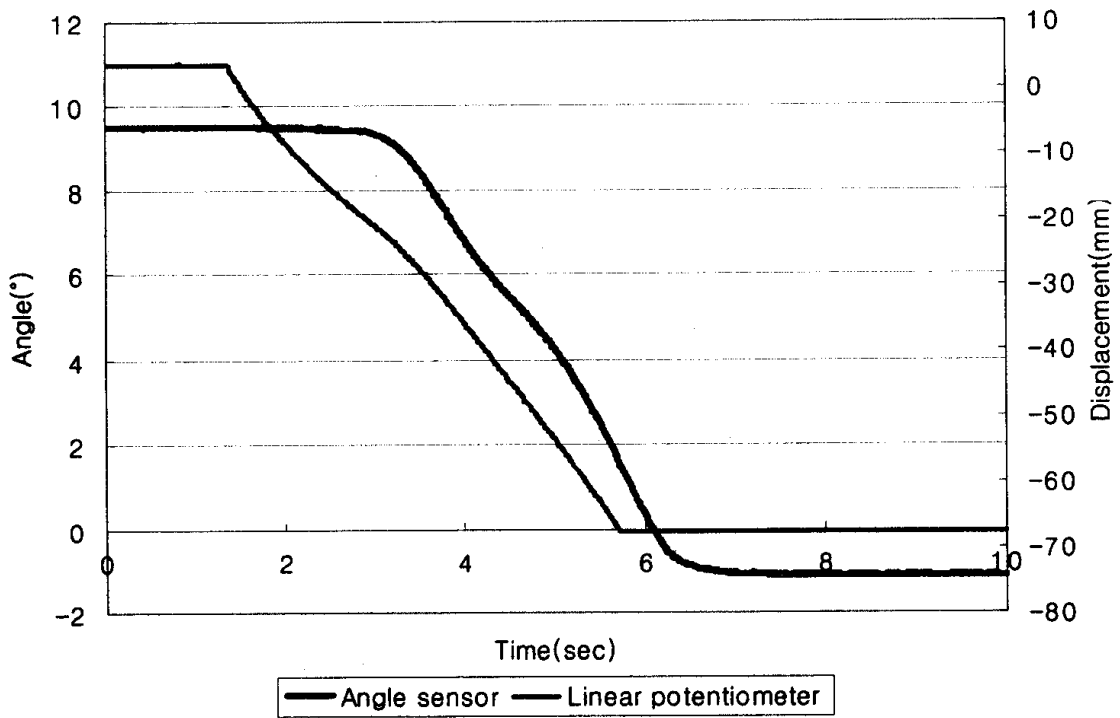


그림 125 불감대가 $\pm 0.48^\circ$ 일 때 차체의 10° 경사에 대한 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

각 5°, 8°, 10° 경사지게 하였을 때 묘탑재대가 다시 수평 상태를 회복하는 과정을 나타낸 것이다. 그림 123 - 그림 125에서와 같이 불감대를 ±0.48° 로 작게 설정한 경우에는 실린더 입구측에 유입되는 유량이 크면 제어하고자 하는 경사각 이상으로 실린더의 로드가 이동하여 묘탑재대가 수평 상태를 유지하지 못하고 롤링하는 현상을 나타내었다. 이때 실린더 입구측에 유입되는 평균 유량은 0.74 ~ 0.8 //min 이고, 유압은 12~14 bar이었으며, 이보다 큰 유량이 공급되었을 때는 수평을 유지하지 못하고 롤링 현상이 발생하였다. 또한 수평을 회복하는 데 소요되는 시간은 본체의 경사각 5°, 8°, 10°에 따라 각각 2, 4, 5초로 나타났다.

그림 126 - 그림 128은 불감대를 ±1.4° 로 설정하고, 차체를 5°, 8°, 10° 로 경사지게 하였을 때 묘탑재대가 수평으로 회복되는 과정을 나타낸 것이다. 그림 126 - 그림 128에서와 같이 불감대를 ±1.4° 로 설정하였을 때는 실린더의 입구측 유량이 많아도 롤링 현상은 일어나지 않았다. 따라서 압력을 증가시키면서 수평 제어 시스템의 유량과 압력 관계를 관찰하였다. 실린더 입구측의 유량은 평균 0.57~

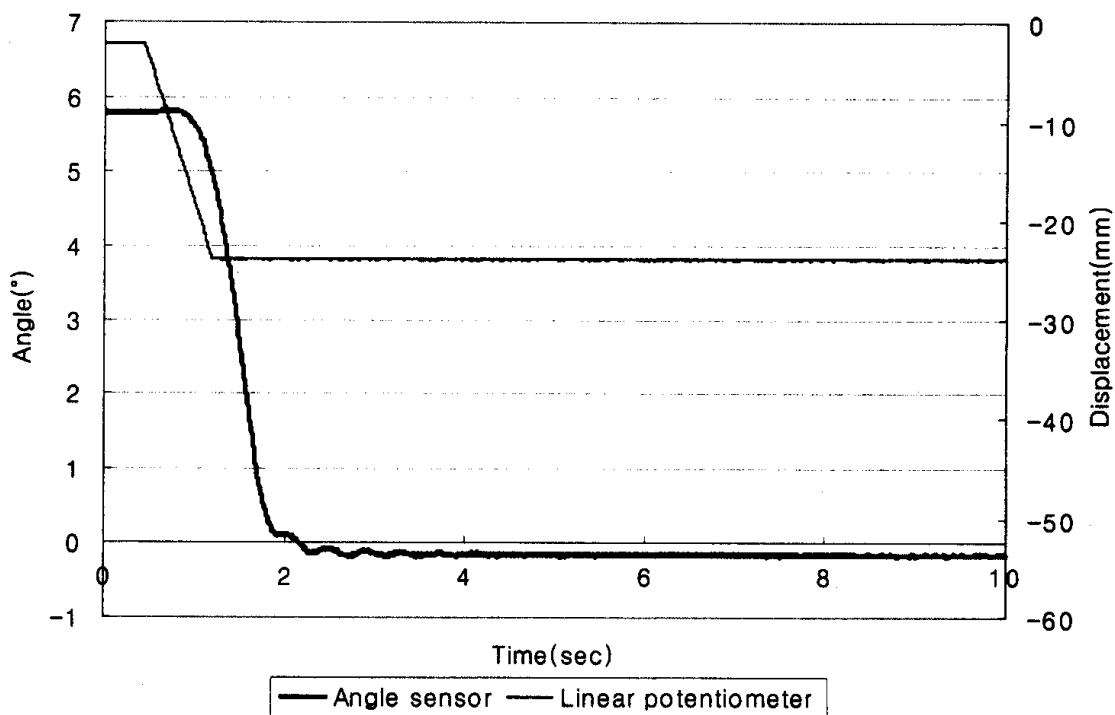


그림 126 불감대가 ±1.4° 일 때 차체의 5° 경사에 대한 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

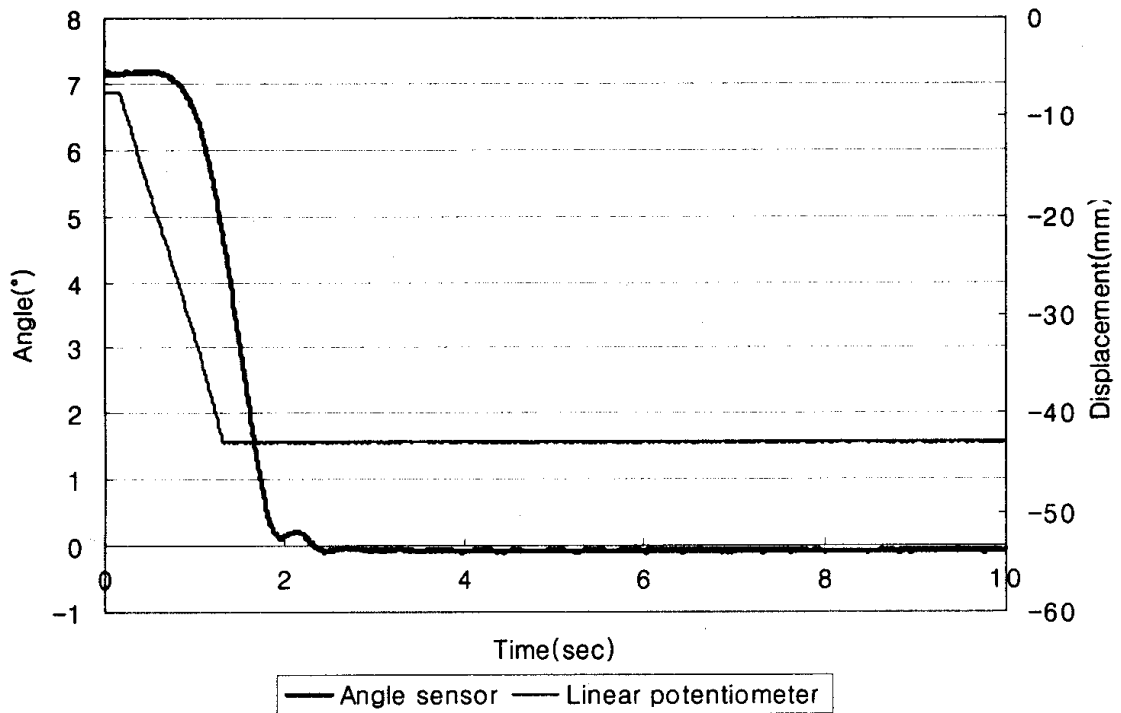


그림 127 불감대가 $\pm 1.4^\circ$ 일 때 차체의 8° 경사에 대한 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

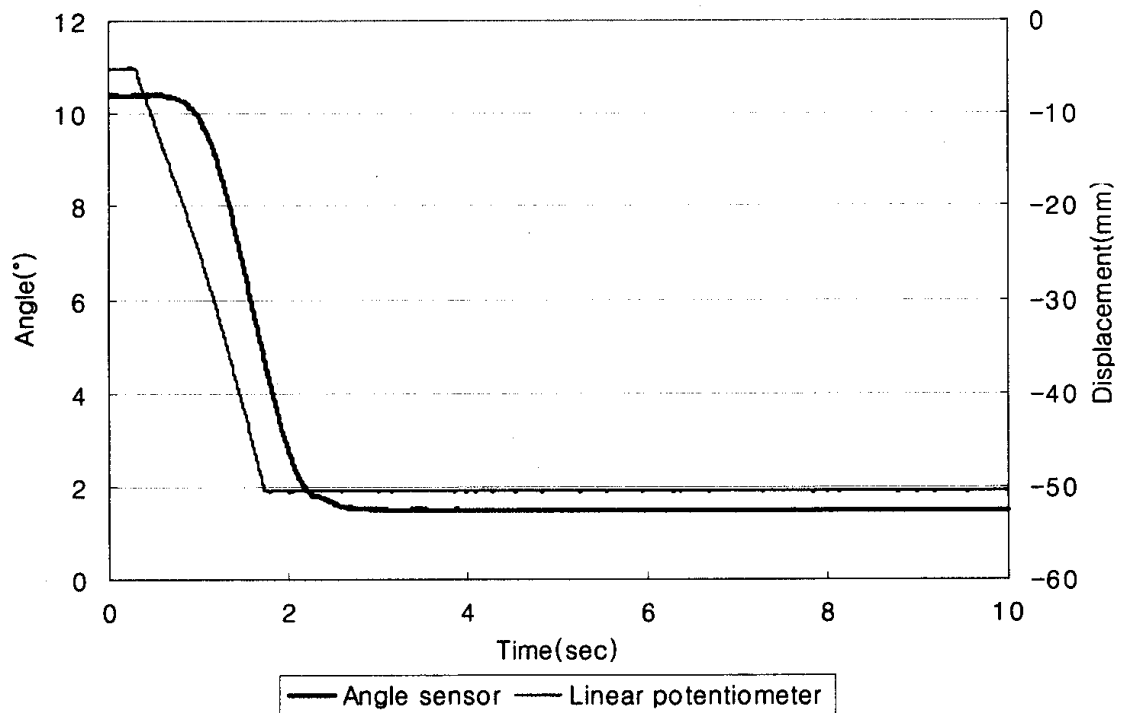


그림 128 불감대가 $\pm 1.4^\circ$ 일 때 차체의 10° 경사에 대한 경사각 센서와 리니어 포텐쇼미터의 응답 특성.

0.919 l/min, 최대 압력은 20 bar이었으며, 차체의 경사도에 따라 묘삽제대를 수평으로 회복하는 데 소요되는 시간은 각각 0.75, 1.12, 1.43초로 나타났다. 이때 리니어 포텐쇼메타의 작동 거리는 각각 21.56 mm, 34.77 mm, 45.23 mm로 측정되었다. 수평을 회복하는 속도는 유량의 변화가 크지 않으면 차체의 경사에 따라서는 큰 차이가 없는 것으로 나타났다.

그림 129와 그림 130은 차체의 경사각을 각각 5°, 8°, 10° 로 하였을 때 차체가 수평을 회복하는 과정을 4회 반복 시험하여 경사각 센서의 지연 시간과 작동 시간을 측정한 것이다. 그림에서와 같이 차체의 기울기를 클수록 경사각 센서의 작동 시간은 증가되었으며, 지연 시간은 평균 0.34~0.434초로서 최소 0.23초, 최대 0.54초이었다. 최대 0.54초의 시간 지연을 일어난 것은 경사각 센서의 외부 온도가 낮아질 경우 실리콘 액의 점도가 높아지기 때문에 시간 지연이 다소 길어진 것으로 판단되었다. 센서의 지연 시간이 0.3초 이내이면 고속 이양 작업시 수평을 유지하는데 소요되는 시간을 만족할 수 있기 때문에 본 연구에서 사용된 경사각 센서는 이양기의 수평 제어에 사용될 수 있을 것으로 판단하였다.

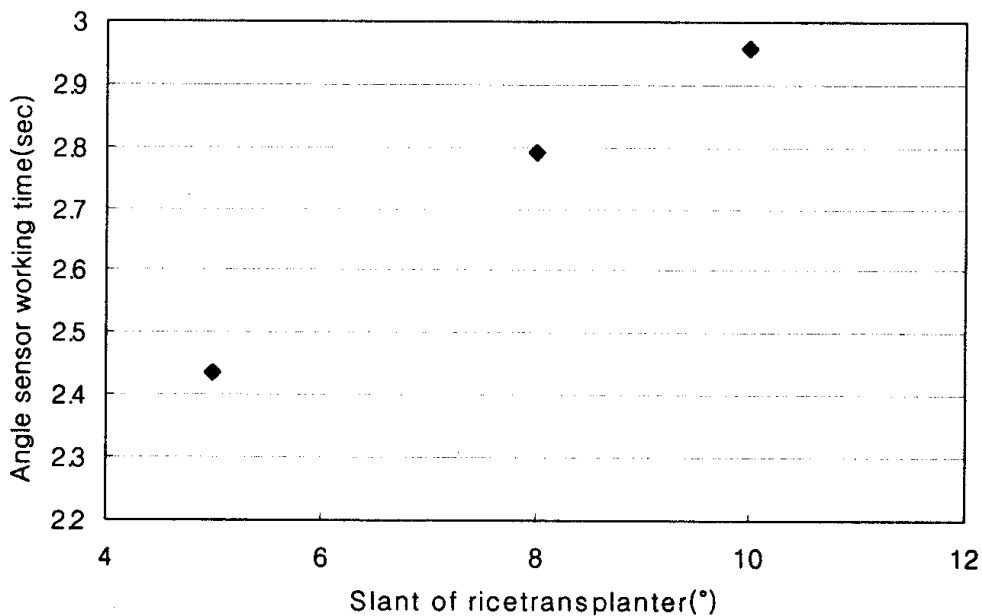


그림 129 이양기 차체의 경사각과 경사각 센서의 작동 시간.

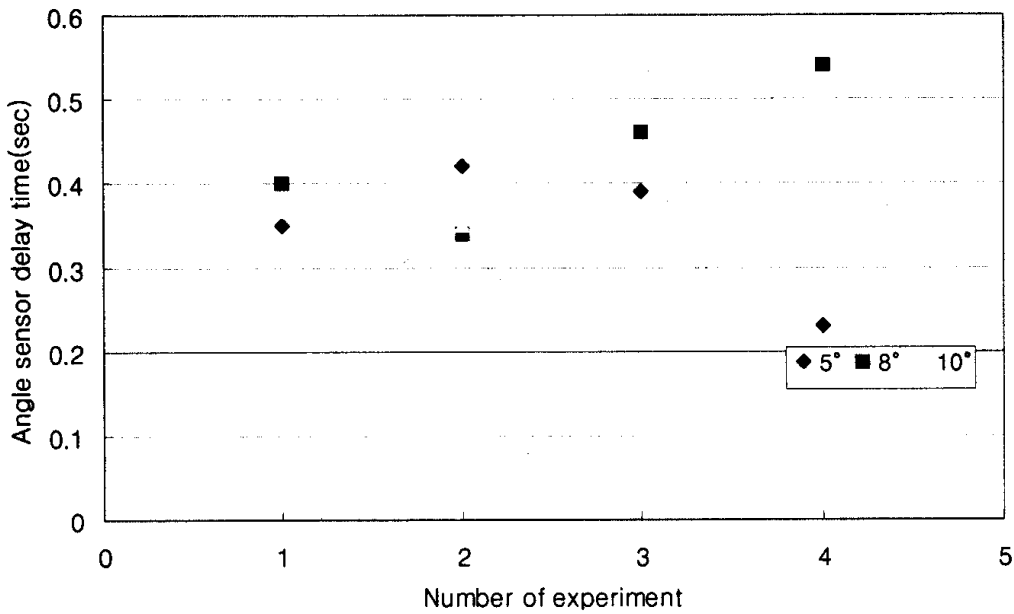


그림 130 이앙기 차체의 경사과 경사각 센서의 지연 시간.

제5절 PWM 제어 방식

1. PWM 제어

성능 시험에 사용한 경사각 센서의 시정수가 0.3초이었으므로 ON/OFF 제어를 수행할 때 롤링 현상이 일어나지 않도록 하기 위해서는 유량을 1.0 l/min 이하로 유지하여야 한다. 따라서 유압 실린더를 피봇축으로부터 수직 상방으로 500 mm인 지점에 설치하면 최대 경사각 12°에 대한 수평 제어 시간은 실린더의 작동 거리가 103.96 mm이므로 다음과 같이 1.96초가 된다.

$$t_{op} = \frac{103.96 \times 314.16}{\frac{1.0 \times 10^6}{60}} = 1.96 \text{ sec}$$

그러나 PWM 제어를 수행할 경우에는 유량에 따라 실린더의 작동 시간을 조절할 수 있기 때문에 작동 유량이 정격 유량, 즉 10.0 l/min(엔진 속도 1800rpm) 이상인 경우에도 안정적으로 제어를 수행할 수 있다. 실린더를 피봇축에서 수직 상방으로 500 mm인 지점에 설치하면, 유량이 10.0 l/min일 때 최대 경사각 12°에 대한

수평 제어 시간은 0.20초가 된다. 즉,

$$t_{op} = \frac{103.96 \times 314.16}{\frac{10.0 \times 10^6}{60}} = 0.20 \text{ sec}$$

이다. 그림 131은 PWM 제어를 수행할 경우의 작동 흐름도를 나타낸 것이다.

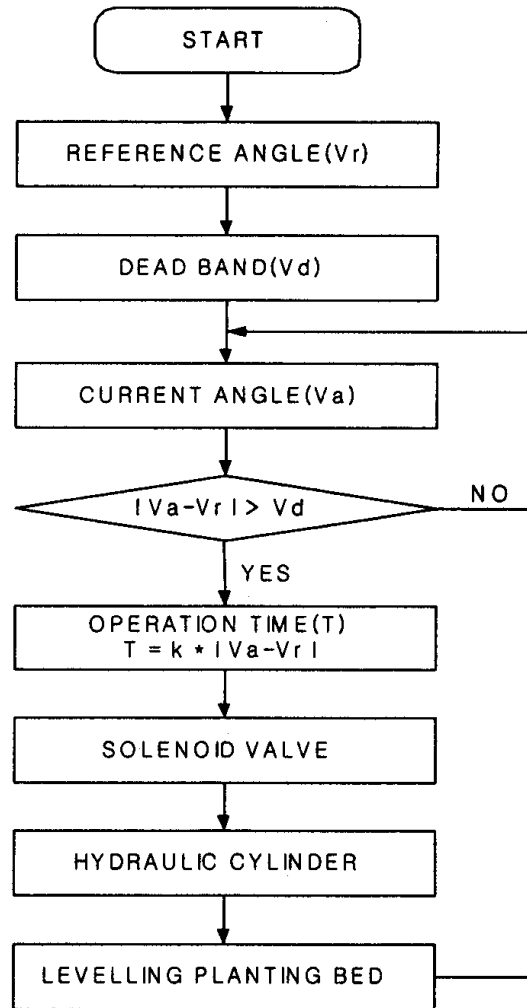


그림 131 PWM 제어의 작동 흐름도.

경사각 센서가 감지한 묘탑재대의 경사도를 절대 경사각인 기준각과 비교하여 불감대 영역을 벗어날 경우에는 PWM 제어를 수행하게 된다. 유압 실린더의 작동 시간은 묘탑재대의 경사각과 기준각의 차이에 비례하여 설정되므로 유량에 관계없이 제어 시스템을 안정적으로 작동시킬 수 있다. 유압 시스템에서는 일반적으로 유체의 압축성과 내부 마찰 등으로 인하여 일정한 시간이 지날 때까지는 시스템을

작동하는데 필요한 충분한 유량이 공급되지 않는다. 이 지연 시간을 시스템 지연 시간이라고 하며, 본 연구에서 개발된 수평 제어 시스템에서는 0.05초로 나타났다. 따라서, 묘탑재대의 경사각에 대한 시스템의 작동 시간은 다음 식을 이용하여 결정하였다.

$$t_{op} = t_{max} \frac{|A_c - A_r|}{A_{max} - A_r} + t_d$$

여기서, t_{op} = 작동 시간, 초

t_{max} = 최대 작동 시간, 초

t_d = 시스템 지연 시간, 초

A_c = 현재 경사각, 도

A_r = 기준 경사각, 도

A_{max} = 최대 경사각, 도

수평 제어 시스템에서 시정수 0.3초는 경사각 센서를 1차 시스템으로 가정할 경우 묘탑재대에 입력된 계단 신호의 63.2%에 해당하는 응답이 0.3초만에 출력된다는 것을 의미한다. 따라서 수평 제어 시스템이 작동된 후 묘탑재대의 경사를 적절히 감지하기 위해서는 경사각 센서가 안정될 때까지 일정한 대기 시간이 요구된다. 경사각 센서를 1차 시스템으로 가정하였을 때 정상 상태에서 응답의 95%에 해당하는 출력을 얻기 위해서는 시정수의 3배인 0.9초의 대기 시간이 요구된다. 그러나 대기 시간을 0.9초로 할 경우에는 시스템이 반응할 수 있는 최대 주파수 입력에 대한 주기가 1초 이상이 되어야 하기 때문에 실용성이 떨어진다. 따라서 시스템이 적절한 주파수 응답성을 갖도록 하기 위해서는 시스템의 대기 시간을 최소로 설정하여야 한다.

2. PWM 시스템 응답 특성

가. 최대 작동 시간을 200 ms로 설정하였을 때의 시스템 응답 특성

(1) 대기 시간을 200 ms로 설정하였을 때

시스템의 대기 시간은 시스템의 응답 속도를 결정하는 최대 작동 시간과 작동 유량에 따라 바르게 설정하여야 한다. 즉, 시스템의 응답 속도가 빠른 경우에는 경사각 센서에 큰 계단 입력이 가해지는 것과 같기 때문에 대기 시간이 길어야 하며, 시스템의 응답 속도가 느린 경우에는 대기 시간이 짧아도 큰 영향이 없다. 따라서 수평 제어 시스템의 최대 작동 시간을 200 ms로 설정할 경우에는 작동 유량에 따라 시스템의 대기 시간을 적절히 조정하여야 한다. 따라서, 작동 유량을 6.1 l/min , 6.4 l/min , 7.2 l/min 세 수준으로 변화시키면서 응답 특성을 조사하였다.

(가) 작동 유량이 6.1 l/min 일 경우

작동 유량을 6.1 l/min , 기준 경사각을 2.5°, 불감대를 0.7°로 설정하고, 묘탑채대의 초기 경사각을 각각 -3°, -4.5°, -6.5°, 2.7°, 5.0°, 6.5°로 변화시키면서 PWM 제어를 이용한 수평 제어를 수행하였다. 그림 132-그림 137에서와 같이 모든 경사각에

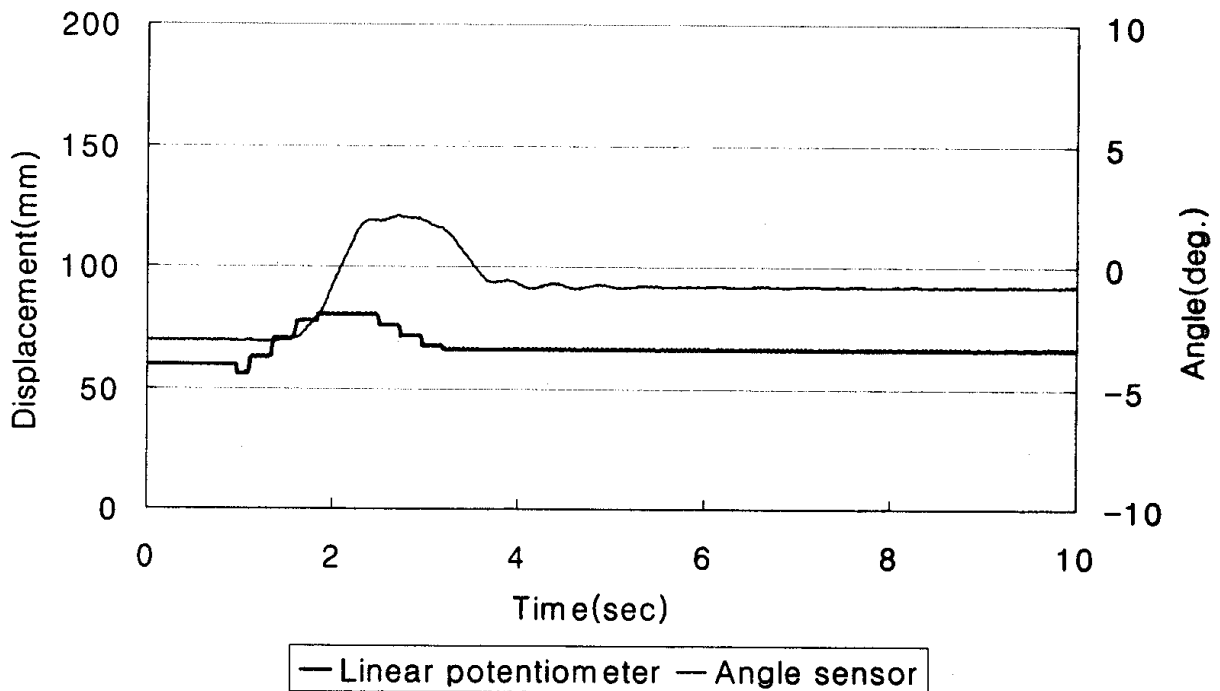


그림 132 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.1 l/min 일 때 경사각 -3°에 대한 응답 특성.

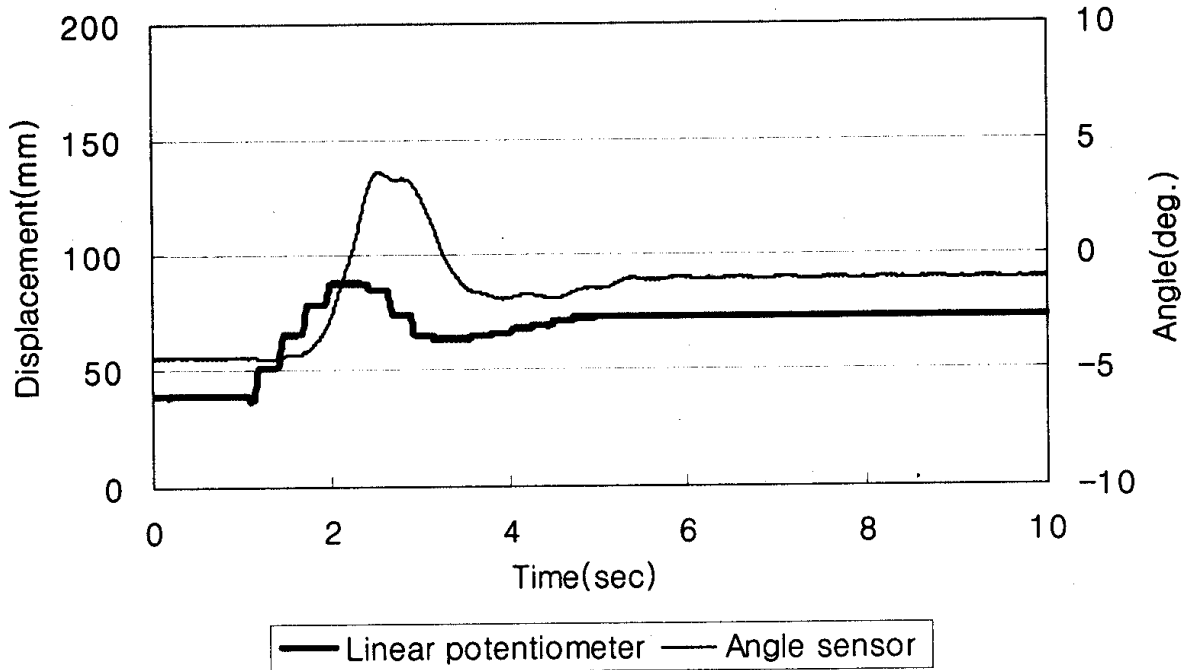


그림 133 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.1 l/mim 일 때 경사각 -4.5°에 대한 응답 특성.

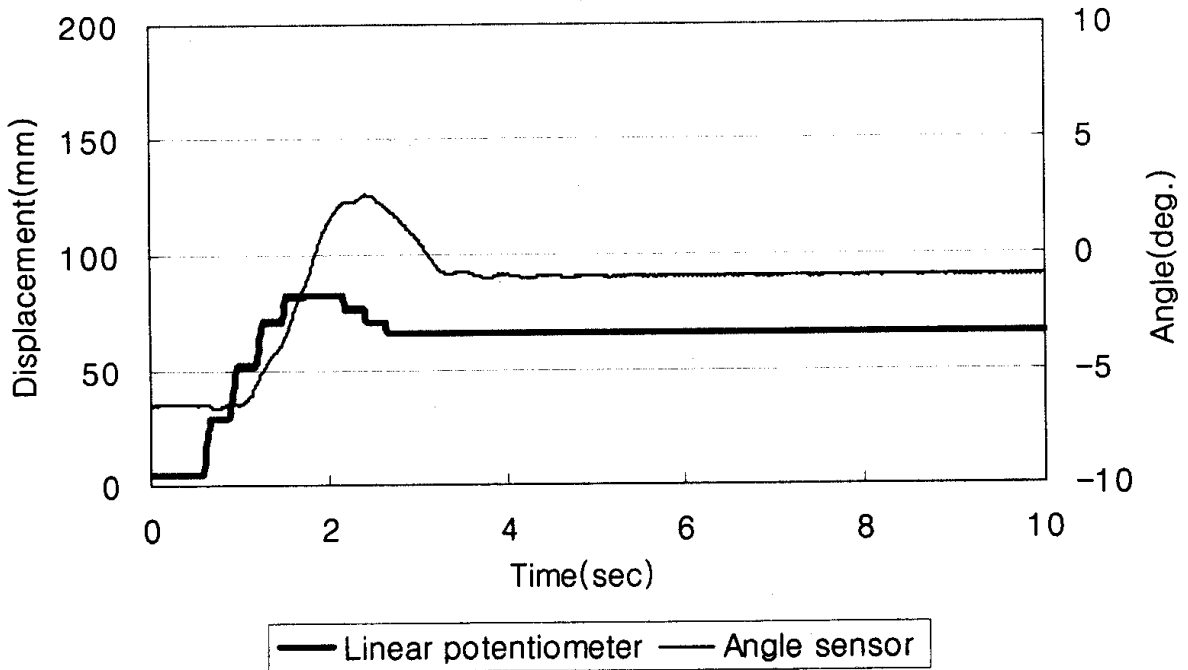


그림 134 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.1 l/mim 일 때 경사각 -6.5°에 대한 응답 특성.

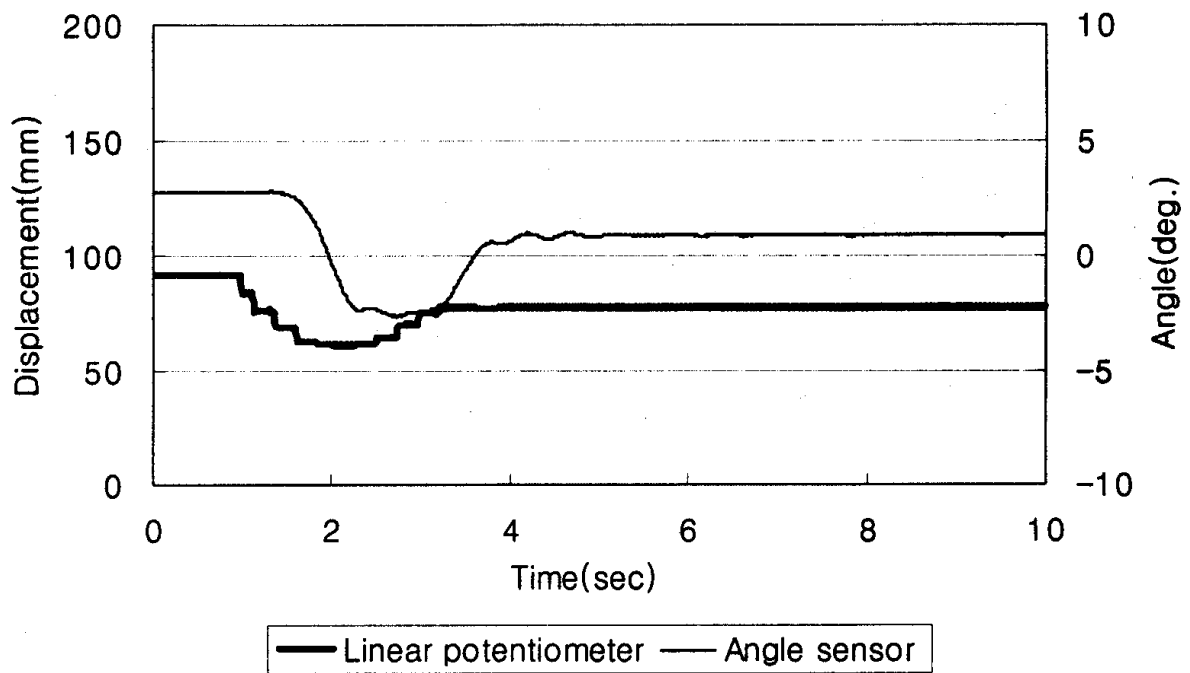


그림 135 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.1 l/mim 일 때 경사각 2.7°에 대한 응답 특성.

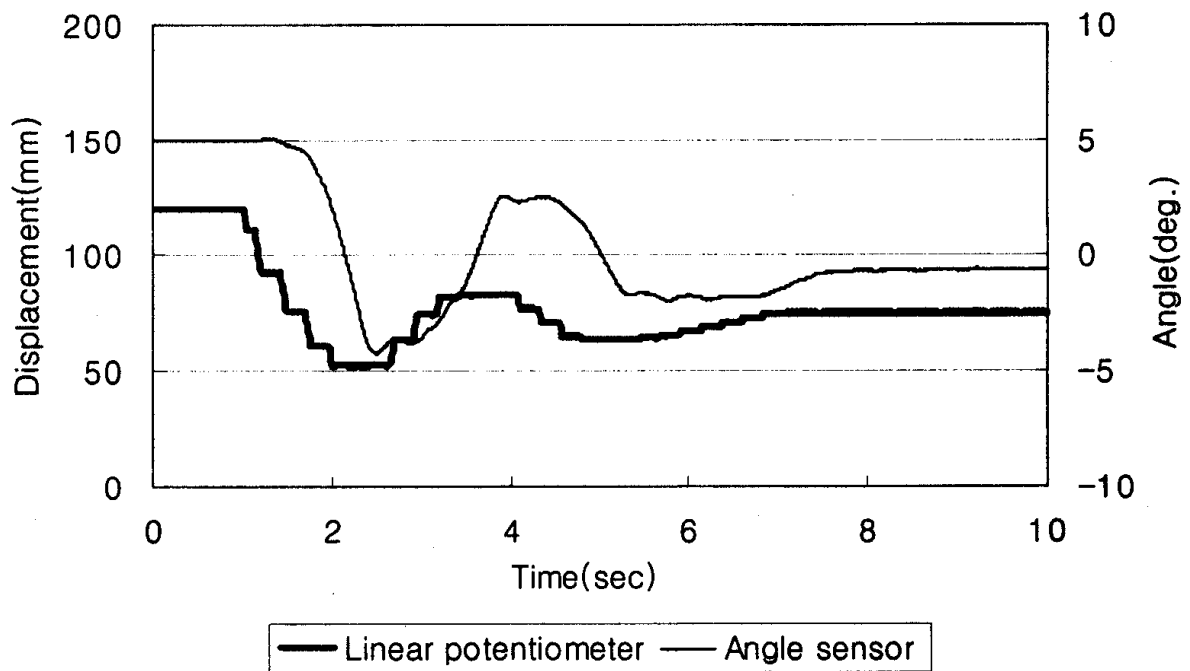


그림 136 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.1 l/mim 일 때 경사각 5.0°에 대한 수평 제어.

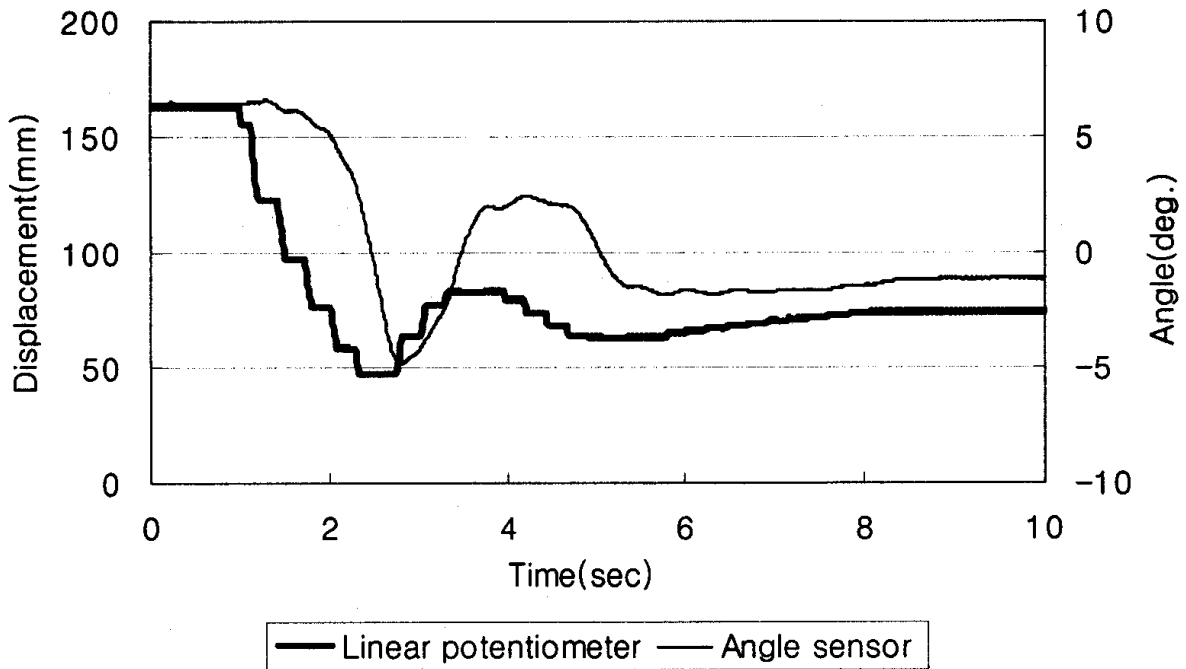


그림 137 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.1 l/min 일 때 경사각 6.5°에 대한 수평 제어.

서 선형 포텐쇼미터의 출력은 계단 형태로 나타났다. 즉, 유압 실린더에서 선형 포텐쇼미터의 응답 곡선에 나타난 계단의 수만큼 작동과 정지가 반복된 것임을 알 수 있다. 유압 실린더가 작동한 후 약 0.5초만에 경사각 센서의 출력이 변화되었기 때문에 마이크로 콘트롤러에서는 묘탑재대의 경사각이 불감 영역을 벗어난 것으로 판단하여 유압 실린더를 계속 작동시킨 것으로 판단된다. 실제 묘탑재대의 경사각이 불감대 영역에 포함된 경우에도 경사각 센서의 출력이 묘탑재대의 경사를 정확하게 반영하지 못하고, 묘탑재대가 절대 수평을 지나 초기 경사와 반대 방향으로 경사가 이루어진 다음 다시 수평 제어 시스템이 작동하여 절대 수평을 유지한 것이다. 따라서 최대 작동 시간과 작동 유압이 각각 200 ms, 6.1 l/min 일 경우, 대기 시간은 200 ms보다 길어야 할 것으로 판단된다.

묘탑재대의 초기 경사각이 -3°, -4.5°, -6.5°, 2.7°, 5.0°, 6.5°일 때 수평 제어 시스템의 총 작동 시간은 각각 2.28초, 3.92초, 2.13초, 2.25초, 6.09초, 7.09초이었다. 일반적으로 묘탑재대의 경사가 심할수록 총 작동 시간은 길었으며, 양의 경사 즉, 이양

기의 전진 방향을 기준으로 한 우측 경사에 대한 총 작동 시간이 음의 경사에서 보다 길었다. 이는 유압 실린더의 좌우 피스톤에 대한 마찰력과 누유 정도가 서로 다르거나, 피봇축을 중심으로 한 묘탑재대의 요동 운동에 대한 좌우 마찰력이 서로 다르기 때문인 것으로 판단된다.

(나) 작동 유량이 6.4 l/min 일 경우

작동 유량을 6.1 l/min 에서 6.4 l/min 로 증가시킨 후 같은 방법으로 시스템의 응답 특성을 조사하였다. 그림 138 -그림 143에서와 같이 6수준의 경사도에서 묘탑재대가 최종 수평 상태에 도달하는 시간은 모두 증가하였으며, 좌우 요동 횟수도 증가하였다. 따라서, 최대 작동 시간을 200 ms, 대기 시간을 200 ms로 설정할 경우, 수평 제어를 안정적으로 수행하기 위해서는 이상의 시험 결과로부터 작동 유량은 6.1 l/min 이하가 되어야 할 것으로 판단된다.

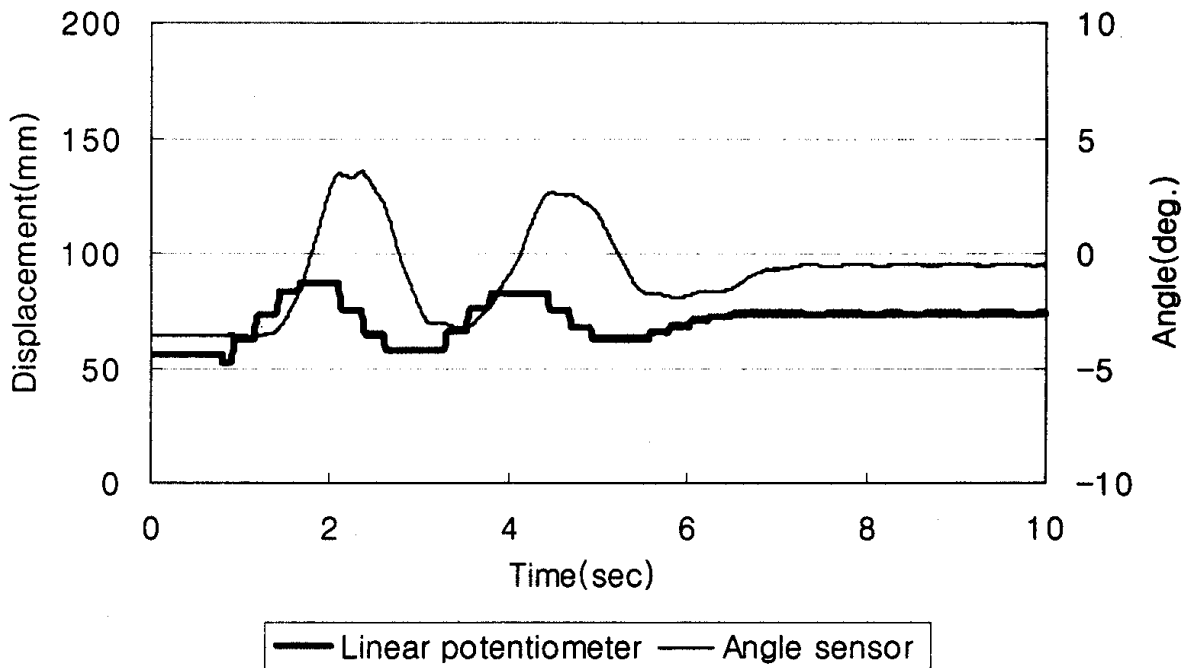


그림 138 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.4 l/min 일 때 경사각 -3.5°에 대한 수평 제어.

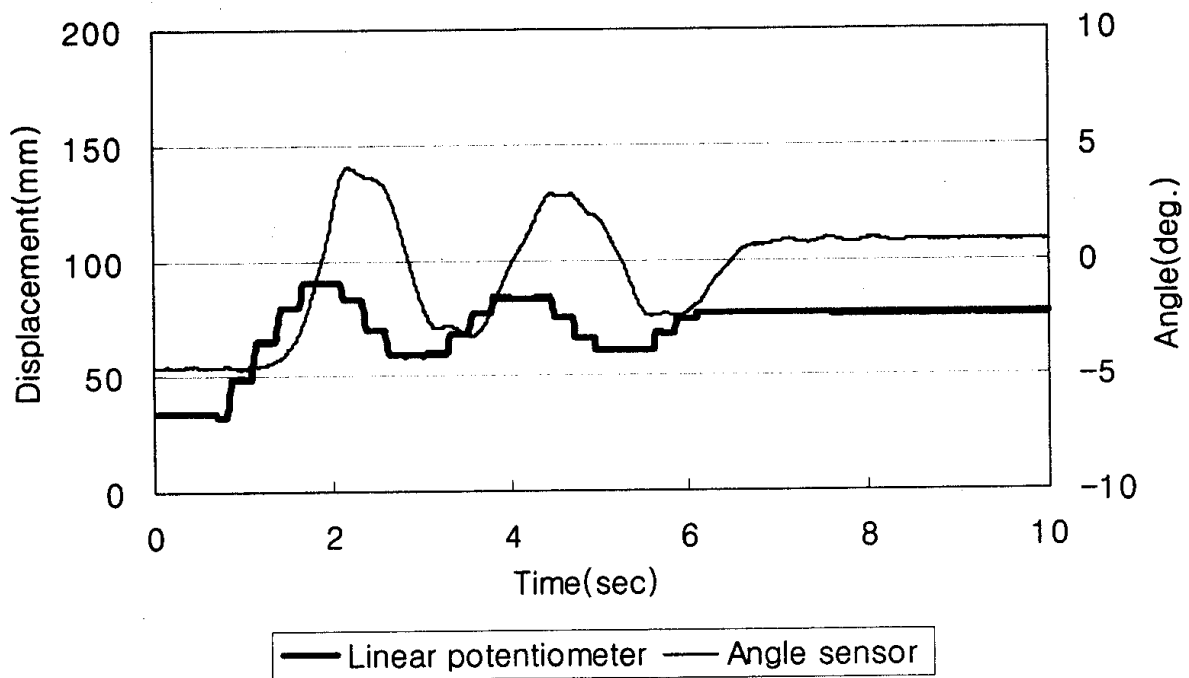


그림 139 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.4 l/mim 일 때 경사각 -4.6° 에 대한 수평 제어.

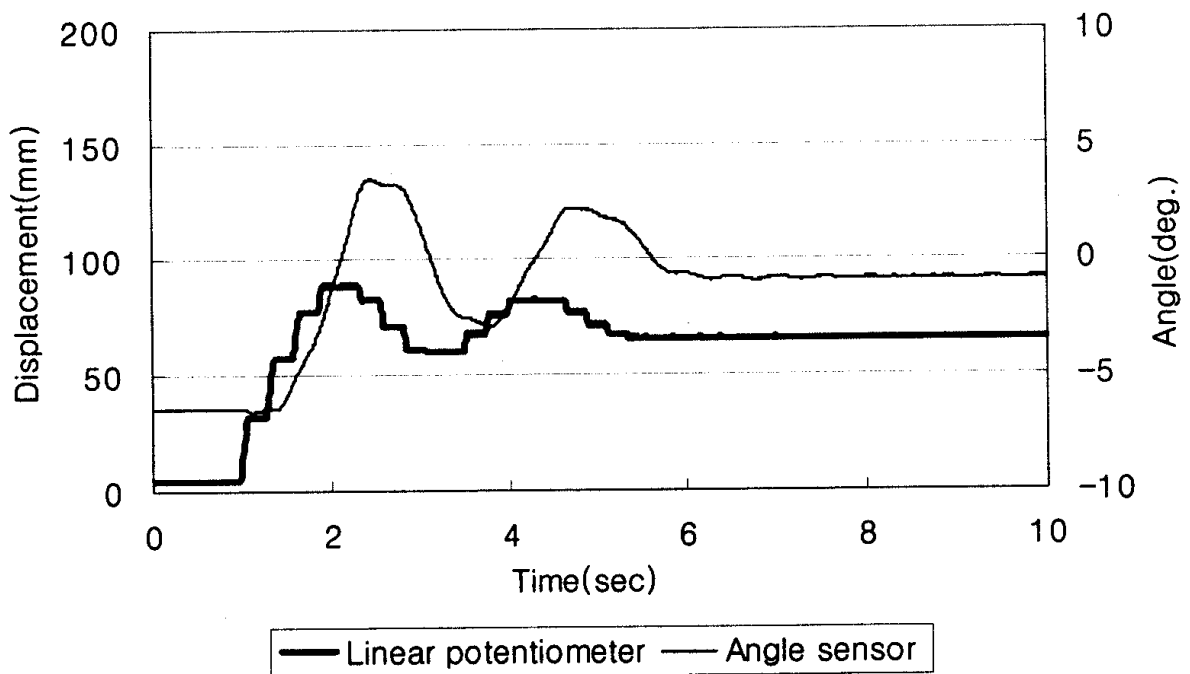


그림 140 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.4 l/mim 일 때 경사각 -6.5° 에 대한 수평 제어.

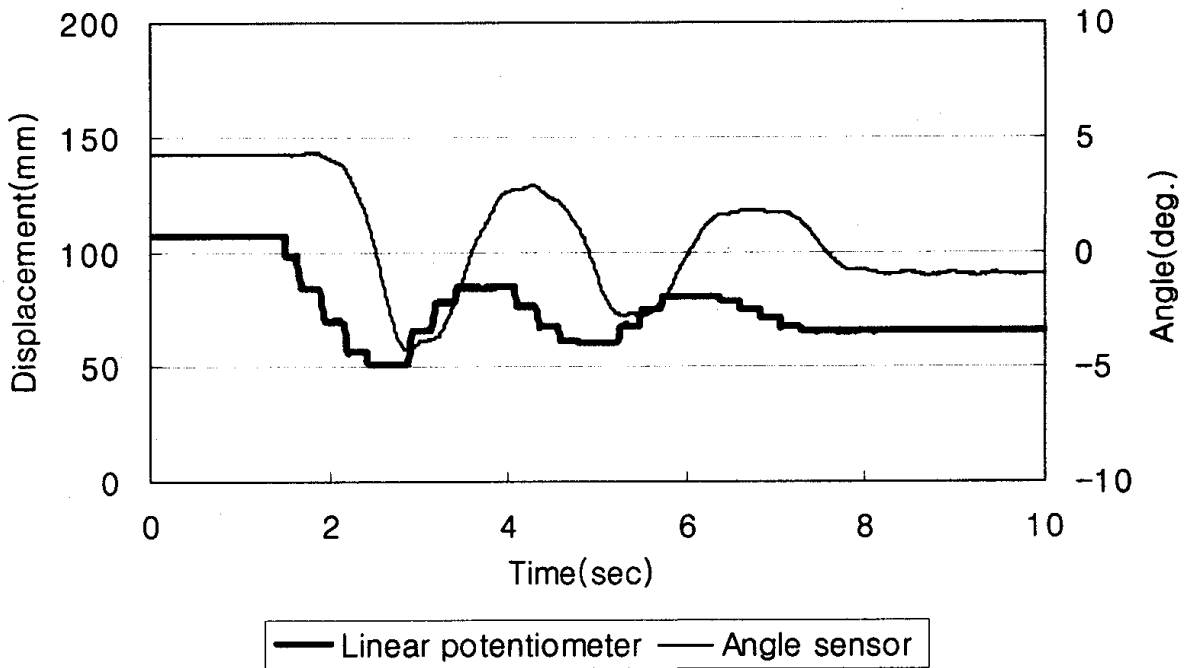


그림 141 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.4 l/mim 일 때 경사각 4.2°에 대한 수평 제어.

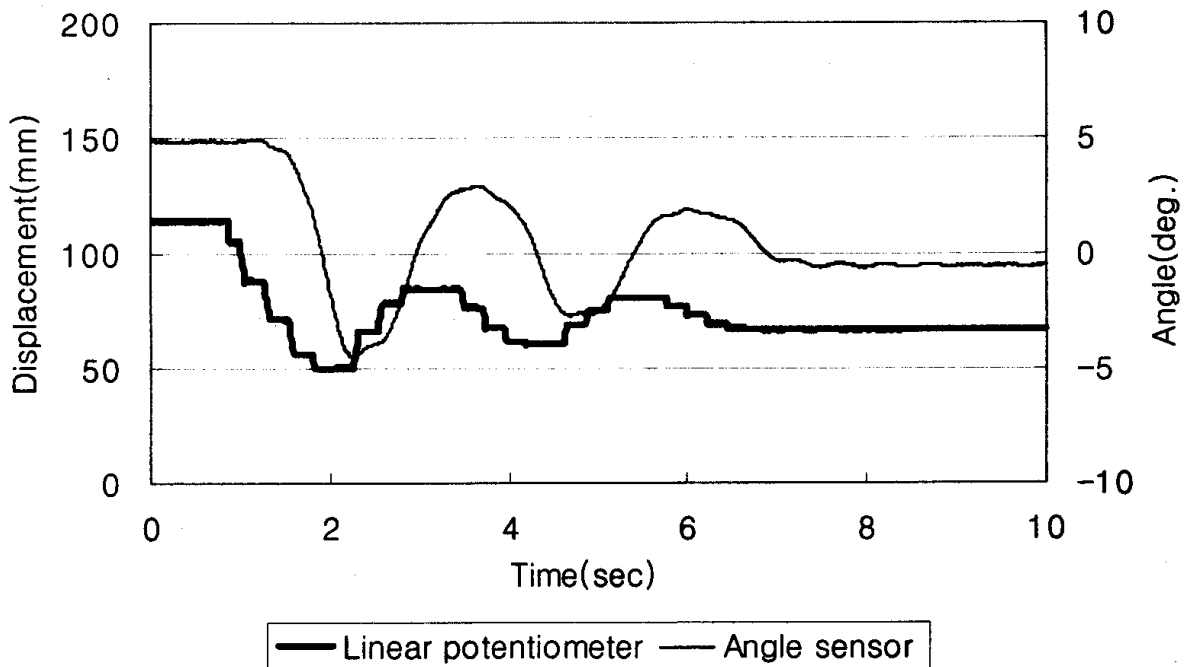


그림 142 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.4 l/mim 일 때 경사각 4.9°에 대한 수평 제어.

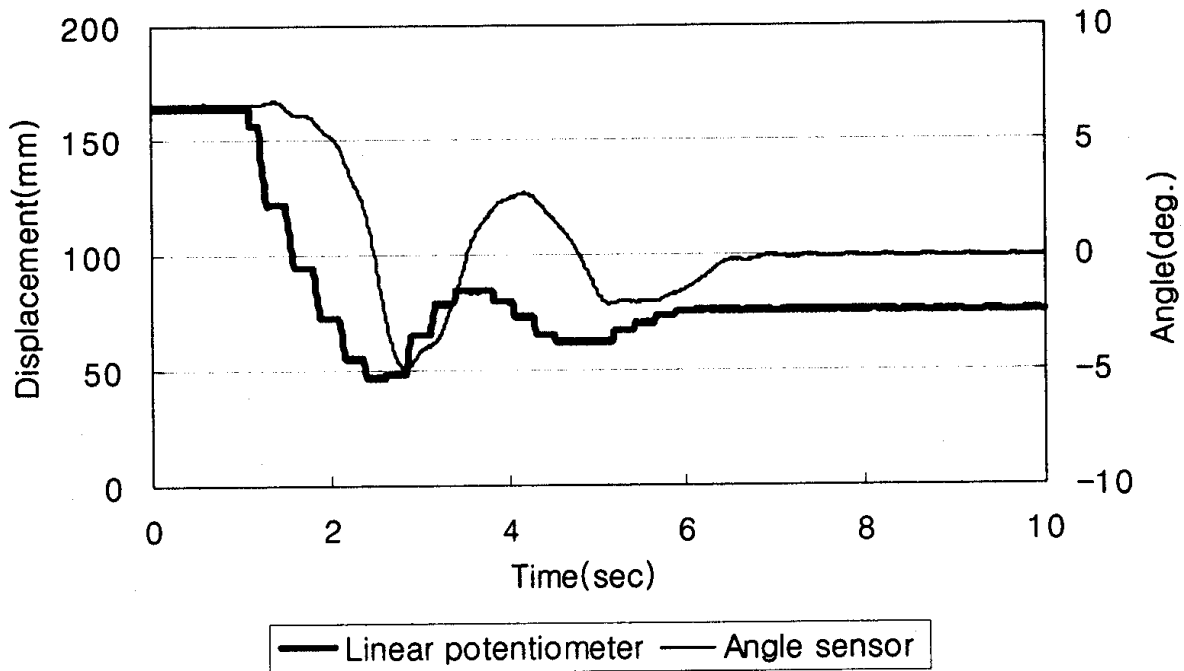


그림 143 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 6.4 l/min 일 때 경사각 6.4°에 대한 수평 제어.

(다) 작동 유량이 7.2 l/min 일 경우

작동 유량을 7.2 l/min 로 설정하였을 때는 그림 144에서와 같이 ON/OFF 제어에서 유량이 1.0 l/min 일 때 발생하였던 롤링 현상과 같은 현상이 발생하였다.

(2) 대기 시간을 300 ms로 설정하였을 때

이상의 시험 결과로부터 시스템의 대기 시간을 200 ms로 설정할 경우, 안정적인 PWM 제어를 수행하기 위해서는 작동 유량이 6.1 l/min 이하가 되어야 할 것으로 판단되었다. 만약 시스템의 대기 시간을 200 ms에서 300 ms로 증가시킬 경우에는 작동 유량이 6.1 l/min 이상의 수준에서도 안정적인 PWM 제어가 가능한가를 조사하였다.

(가) 작동 유량이 7.3 l/min 일 경우

시스템의 대기 시간을 200 ms로 설정하고, 작동 유량을 7.2 l/min 로 설정하였

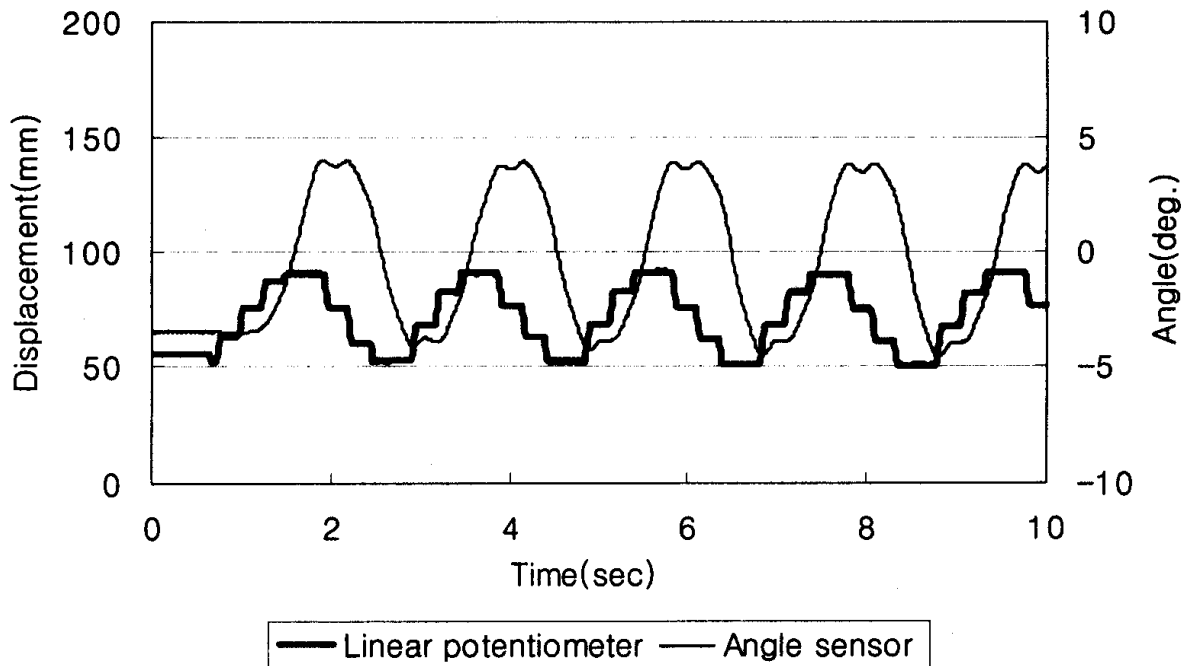


그림 144 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 200 ms, 유량 7.2 l/min 일 때 경사각 -3.5°에 대한 수평 제어.

을 때는 묘탑재대가 롤링하였다. 그러나 대기 시간을 300 ms로 설정하고, 유량을 7.3 l/min 로 설정하였을 때는 묘탑재대가 롤링하지 않았으며, 그림 145 -그림 151 에서와 같이 초기 경사각 -6.6°~6.6°에 대한 총 작동 시간은 1.16~4.33초이었다. 특히 초기 경사각이 -1.8°일 때도 초기 경사와 반대 방향으로 묘탑재대가 기울어지는 현상은 나타나지 않았으며, 제어가 안정적으로 수행되었다. 즉, 시스템의 작동 유량 과 작동 시간이 일정할 때 제어 시스템의 안정성은 시스템의 대기 시간에 따라 증가되는 것으로 나타났다.

(나) 작동 유량이 10.9 l/min 일 경우

시스템 작동 유량을 10.9 l/min 로 증가시켰을 때는 어떤 수준의 초기 경사각에서도 묘탑재대가 절대 수평 상태로 회복되지 못하고 그림 152에서와 같이 롤링하는 현상을 나타내었다. 따라서 시스템의 대기 시간을 300 ms로 설정할 경우에는 작동 유량은 7.3 l/min 이하의 수준이 되어야 할 것으로 판단되었다.

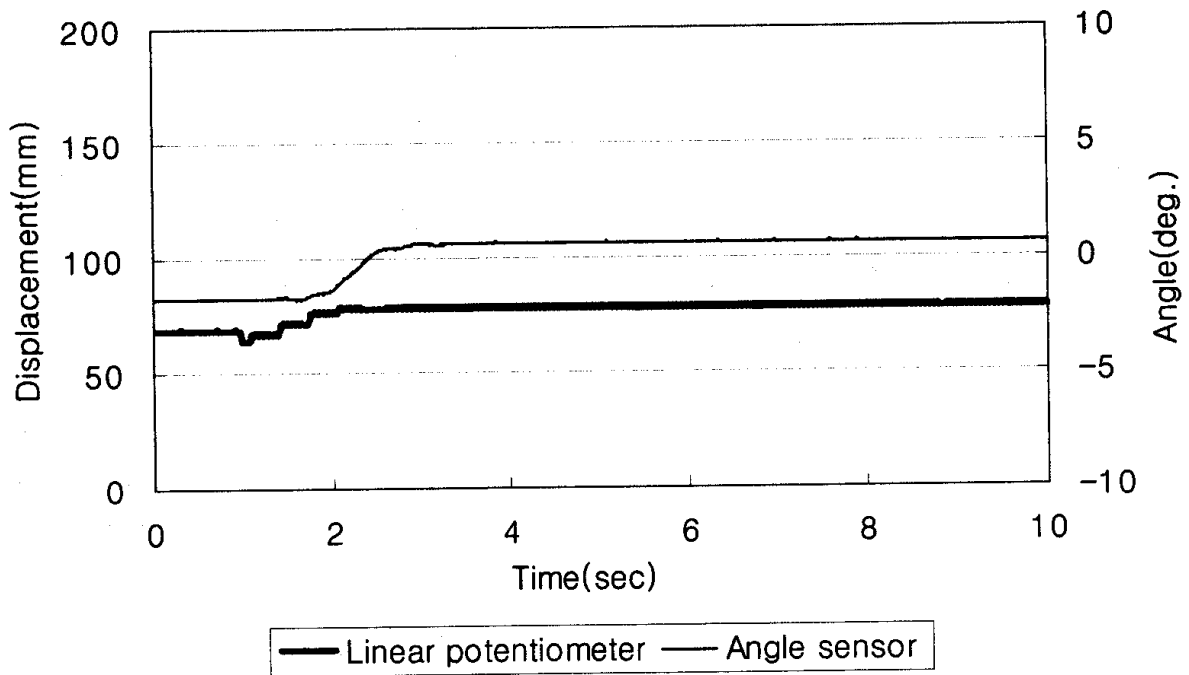


그림 145 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 300 ms, 유량 7.3 l/mim 일 때 경사각 -1.8° 에 대한 수평 제어.

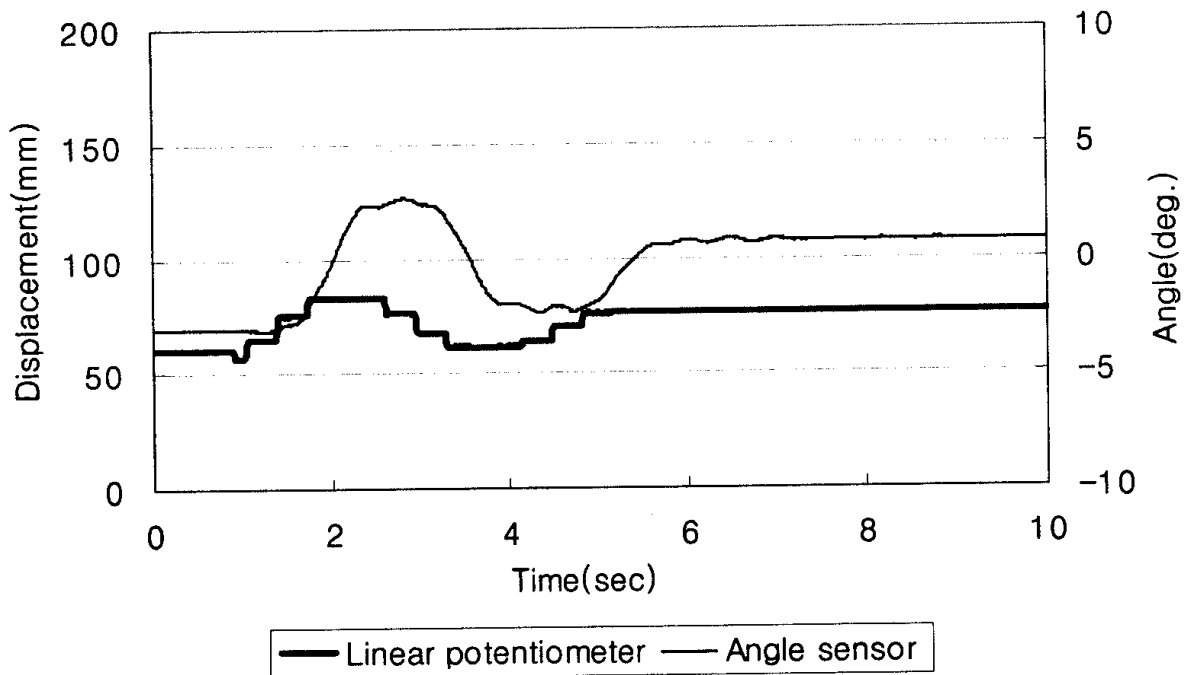


그림 146 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 300 ms, 유량 7.3 l/mim 일 때 경사각 -3.1° 에 대한 경사 제어.

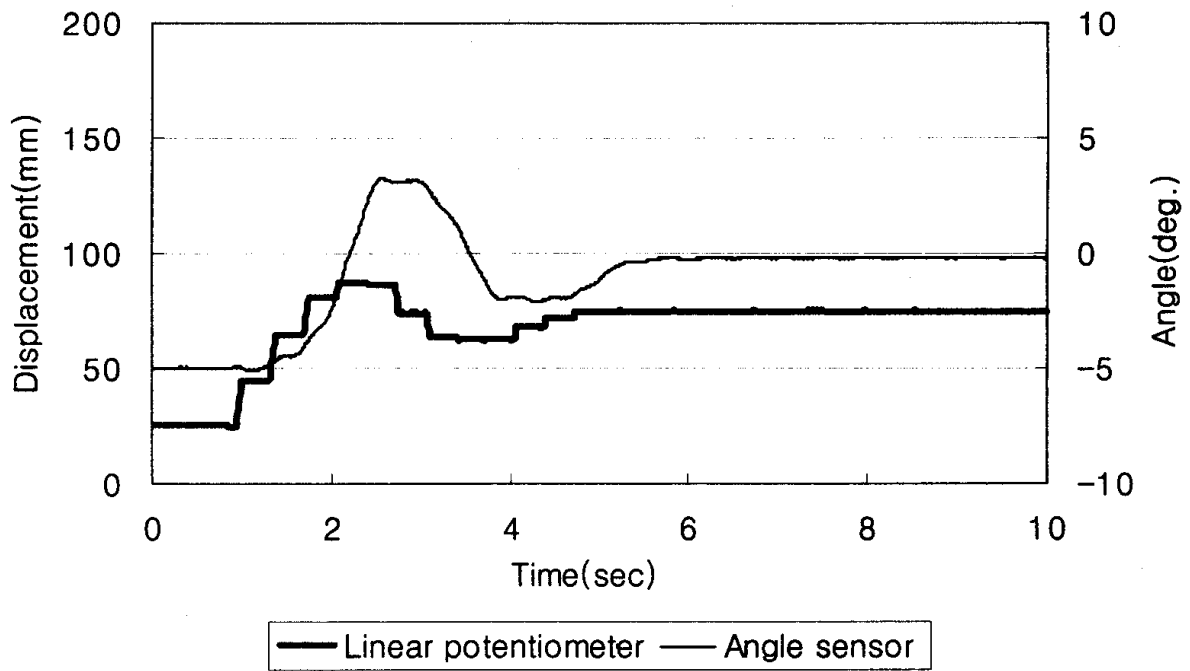


그림 147 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 300 ms, 유량 7.3 l/mim 일 때 경사각 -5.0° 에 대한 수평 제어.

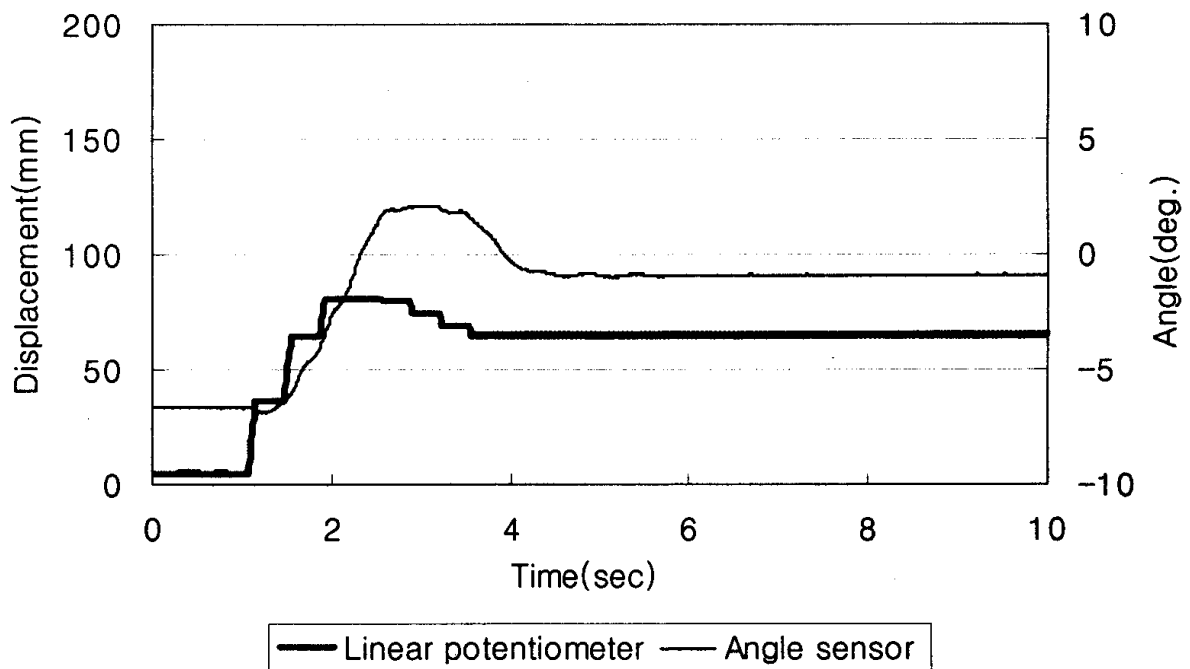


그림 148 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 300 ms, 유량 7.3 l/mim 일 때 경사각 -6.6° 에 대한 수평 제어.

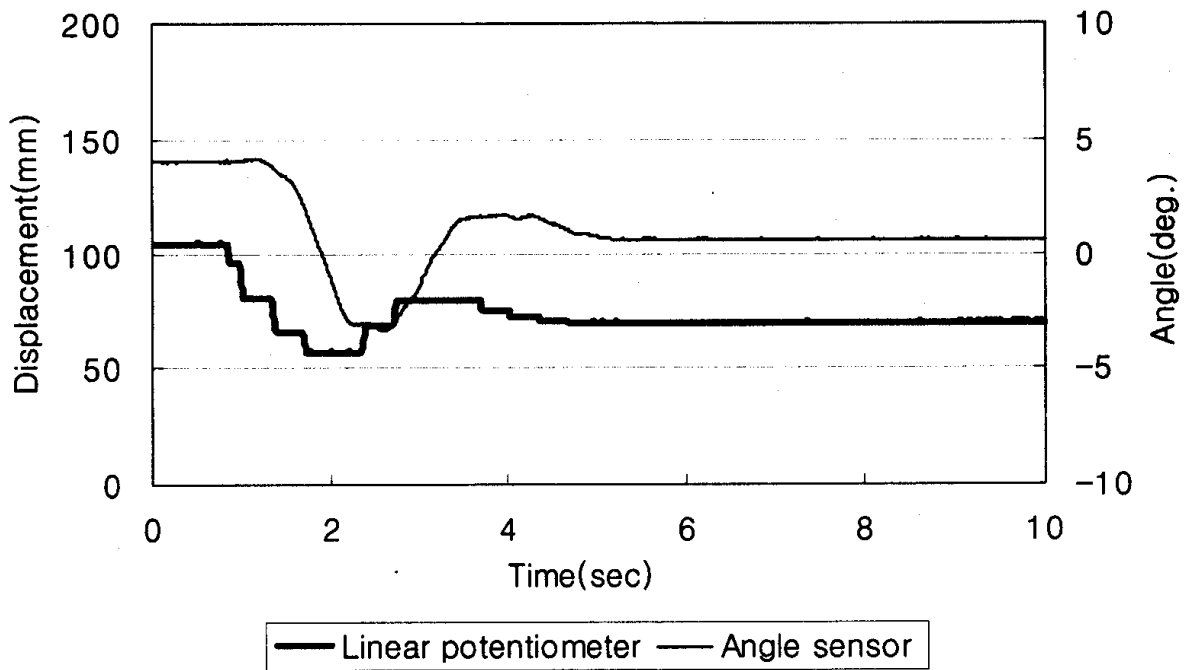


그림 149 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 300 ms, 유량 7.3 l/mim 일 때 경사각 4.1°에 대한 수평 제어.

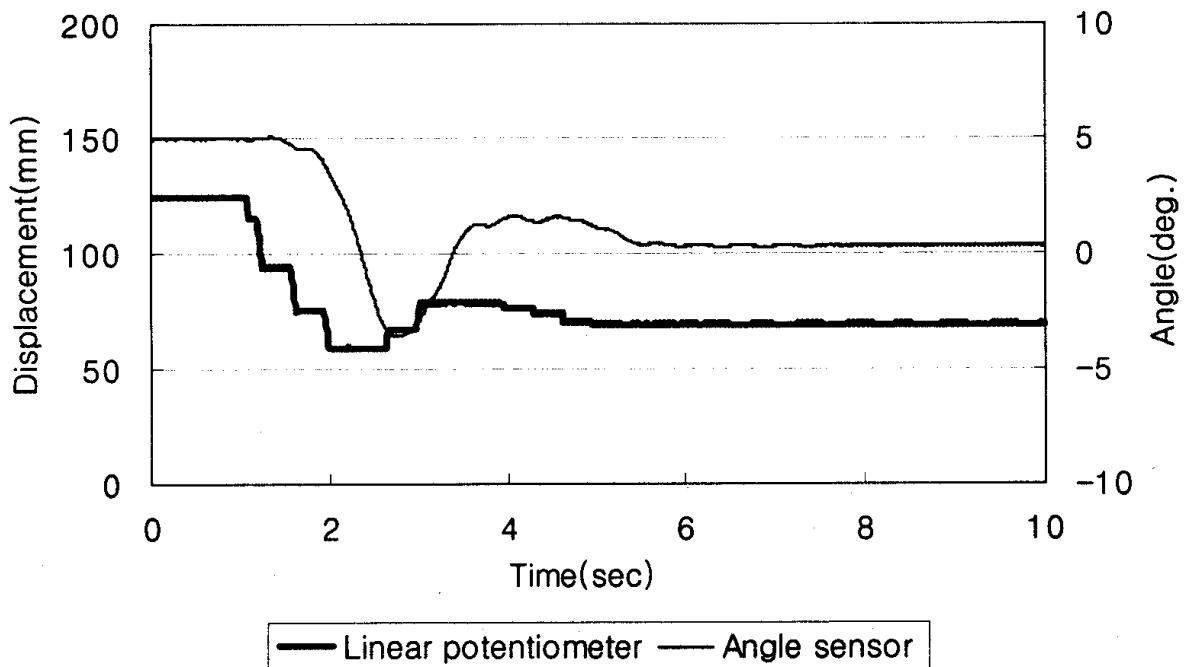


그림 150 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 300 ms, 유량 7.3 l/mim 일 때 경사각 5.0°에 대한 수평 제어.

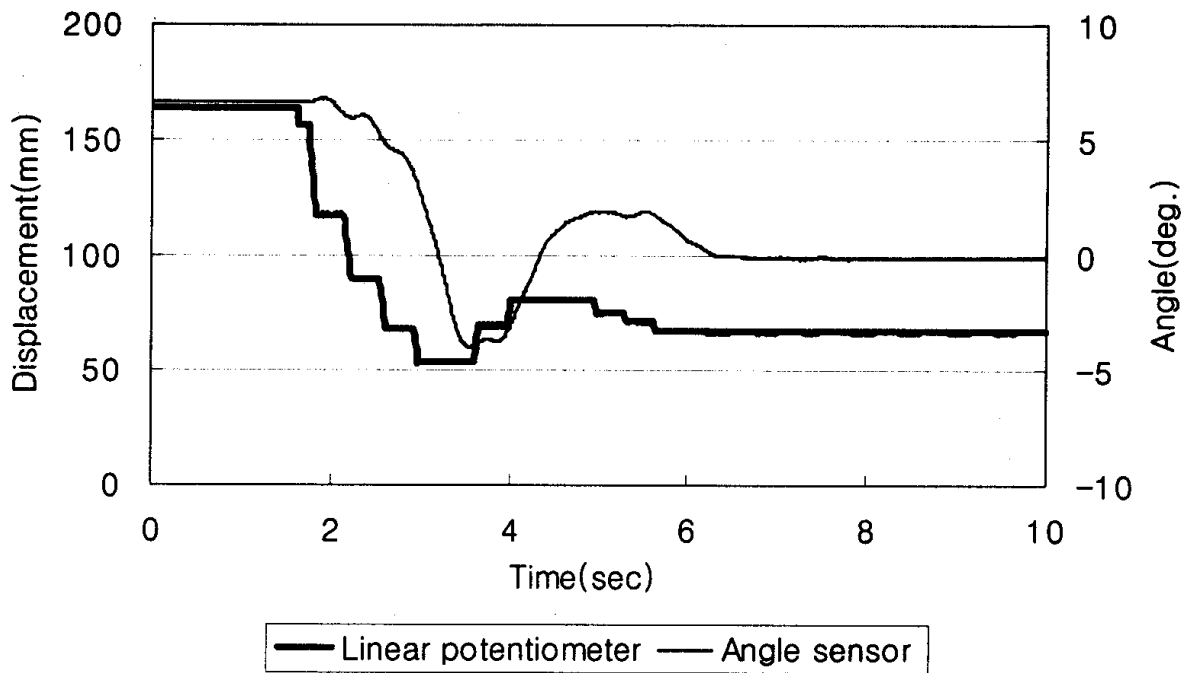


그림 151 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 300 ms, 유량 7.3 l/mim 일 때 경사각 6.6°에 대한 수평 제어.

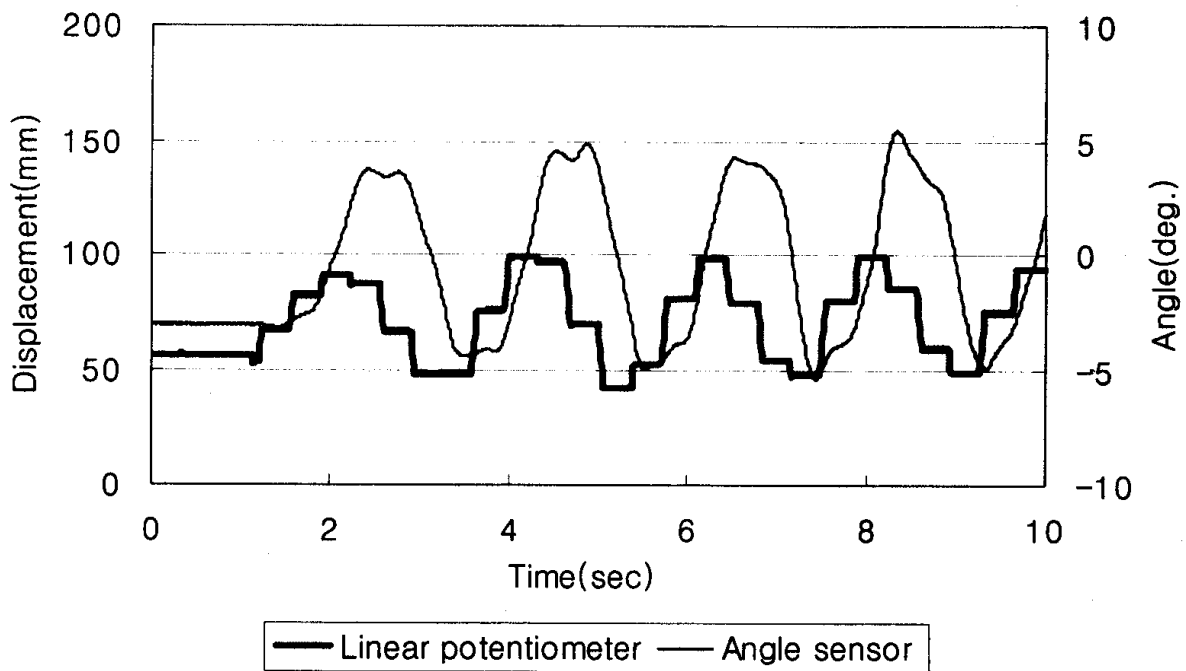


그림 152 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 300 ms, 유량 10.9 l/mim 일 때 경사각 -3.1°에 대한 수평 제어.

(3) 대기 시간을 500 ms로 설정하였을 때

시스템의 대기 시간을 경사각 센서의 시정수보다 작거나 같은 수준인 200 ms와 300 ms로 설정하였을 경우에는 설정한 대기 시간이 지난 후에도 경사각 센서를 이용하여 묘탑재대의 경사각을 정확히 감지하기가 어려웠다. 따라서 경사각 센서가 묘탑재대의 경사각을 정확히 감지할 수 있도록 시스템의 대기 시간을 경사각 센서의 시정수보다 긴 500 ms로 설정하고, 작동 유량에 따라 제어 시스템의 응답 특성을 조사하였다.

(가) 작동 유량이 6.1 l/min 일 경우

작동 유량이 6.1 l/min 일 경우, 대기 시간이 200 ms 또는 300 ms일 때와 달리 500ms일 때는 그림 153 -그림 158에서와 같이 묘탑재대가 초기 경사와 반대 방향으로 기울어지는 현상은 나타나지 않았다. 묘탑재대의 초기 경사각이 -3.9° , -4.3° , -6.5° , 3.4° , 5.4° , 6.6° 일 때 총 작동 시간은 각각 0.74초, 1.26초, 1.81초, 1.28초, 1.35초, 1.97초이었다.

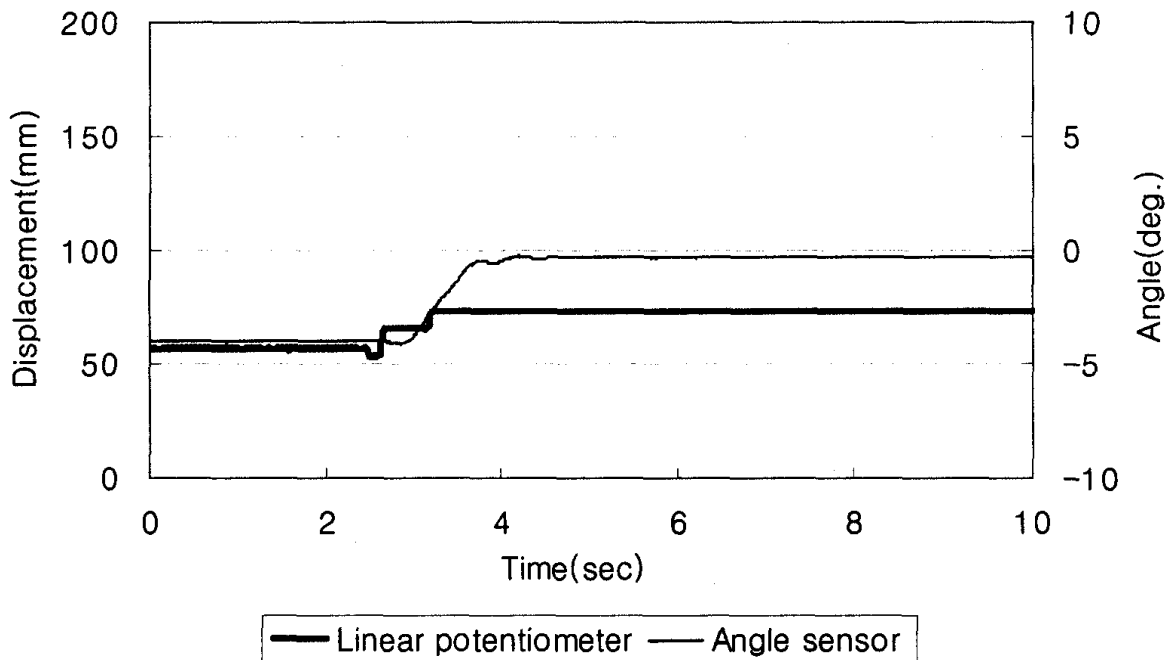


그림 153 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 6.1 l/min 일 때 경사각 -3.9° 에 대한 수평 제어.

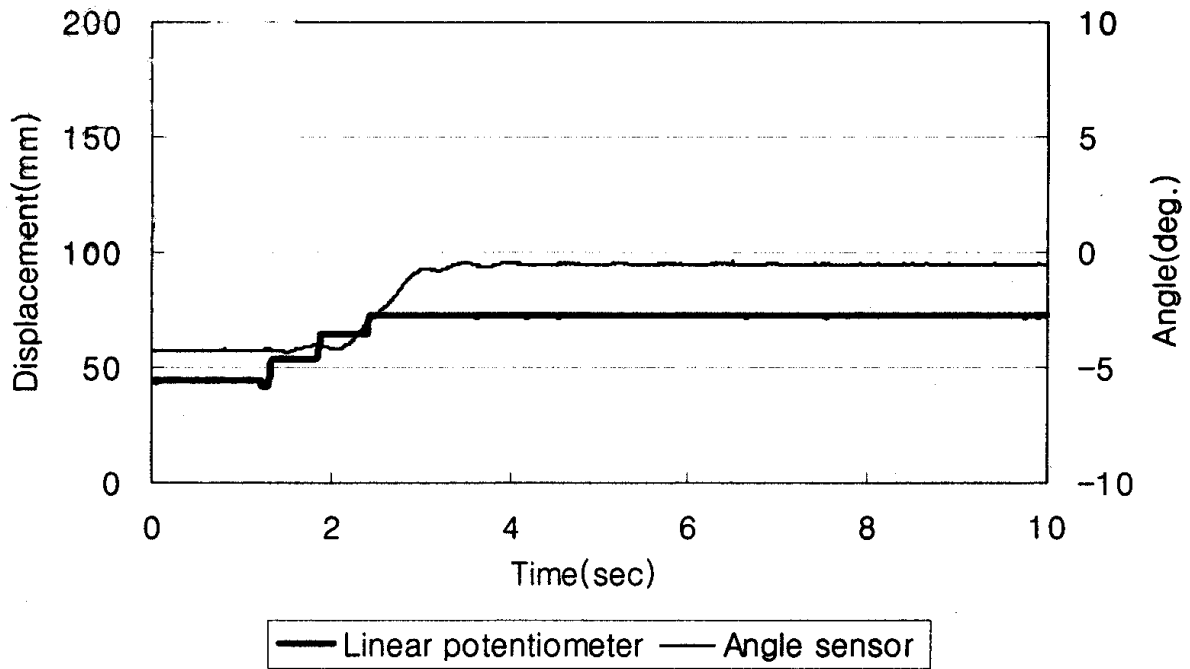


그림 154 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 6.1 l/mim 일 때 경사각 -4.3° 에 대한 수평 제어.

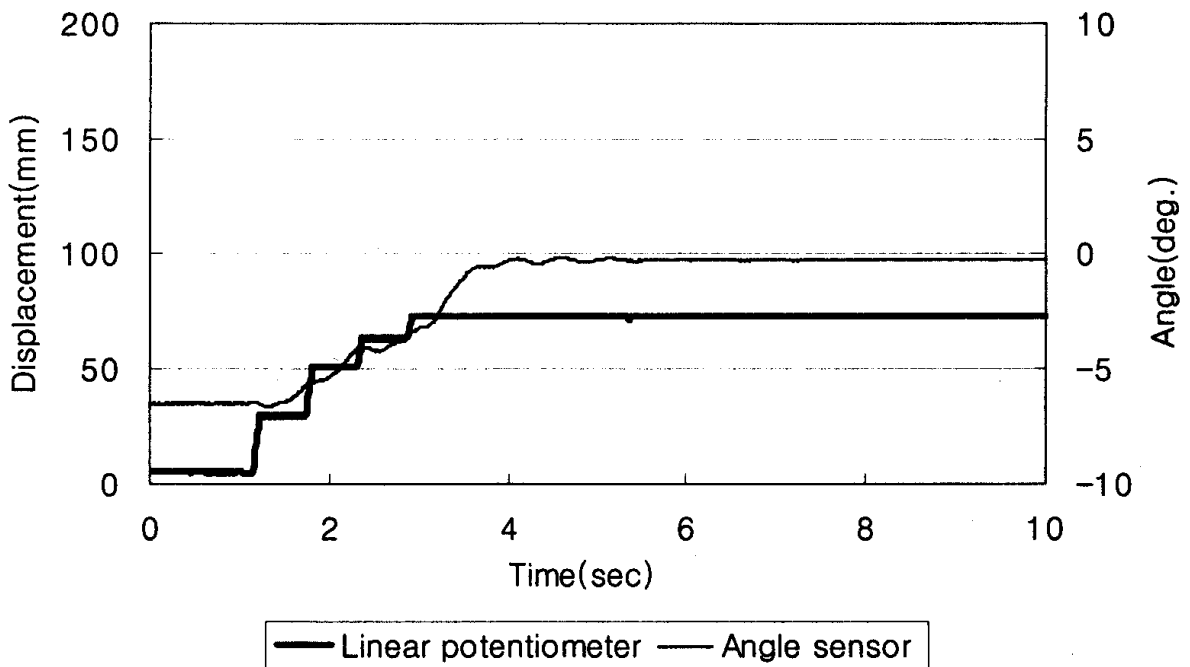


그림 155 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 6.1 l/mim 일 때 경사각 -6.5° 에 대한 수평 제어.

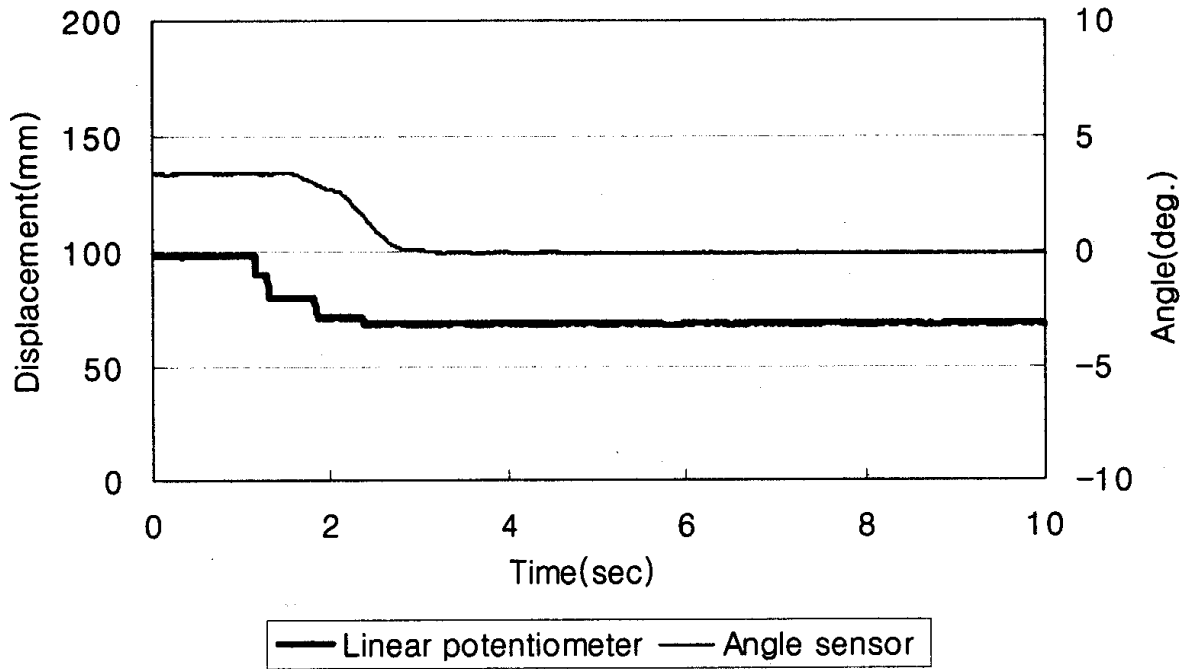


그림 156 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 6.1 l/mim 일 때 경사각 3.4°에 대한 수평 제어.

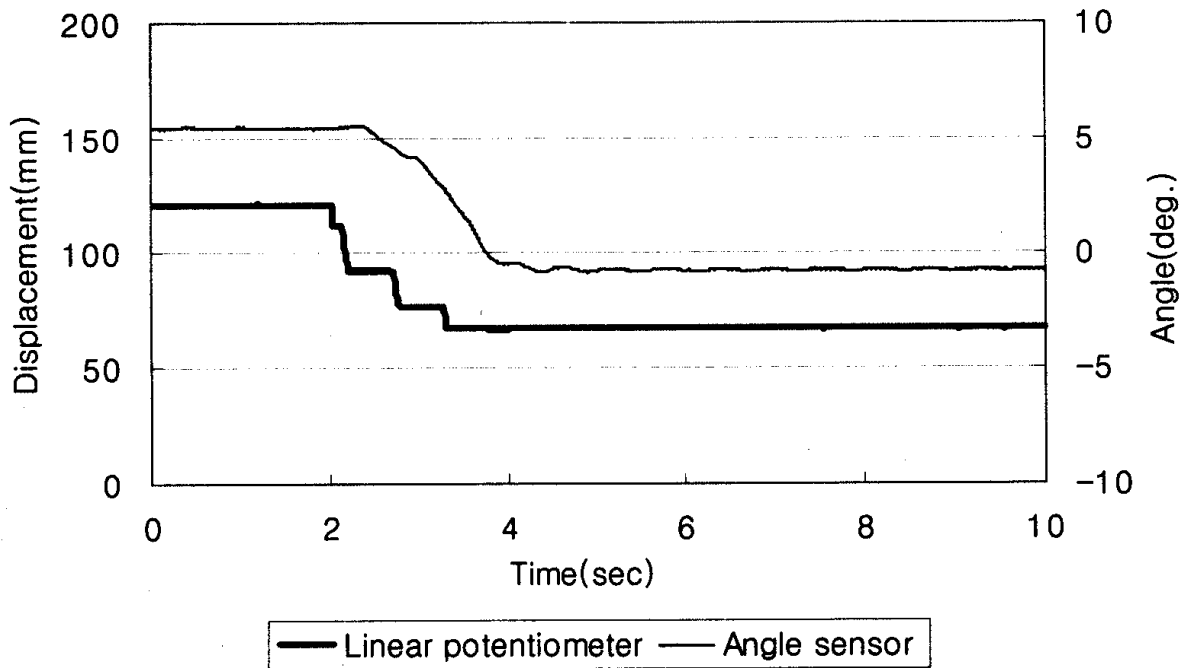


그림 157 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 6.1 l/mim 일 때 경사각 5.4°에 대한 수평 제어.

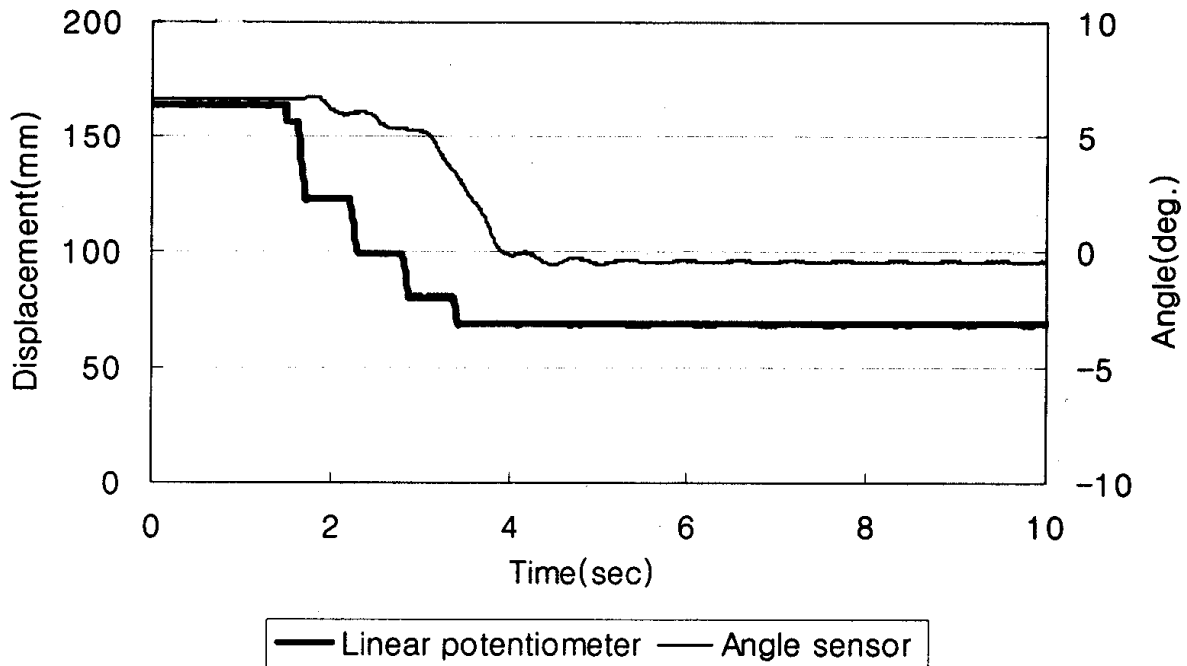


그림 158 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 6.1 l/min 일 때 경사각 6.6°에 대한 수평 제어.

대기 시간을 500 ms로 설정하였을 경우 작동 유량이 6.1 l/min 이면 시스템은 안정적으로 작동하였다. 대기 시간을 500 ms 이상으로 설정하는 것은 시스템의 안정과는 관계가 없으며, 작동 시간만을 증가시키는 것으로 판단된다.

(나) 작동 유량이 10.3 l/min 일 경우

최대 작동 시간을 200 ms로 설정하고, 작동 유량을 6.1 l/min 에서 10.3 l/min 로 증가시키면, 같은 경사각 수준에서 PWM 제어를 수행할 경우 유압 실린더로 유입되는 유량은 작동 유량에 비례하여 증가된다. 작동 유량이 클수록 시스템의 작동 속도도 증가된다. 작동 속도가 증가되면 경사각 센서는 큰 계단 신호가 입력되는 것과 같은 상태가 되므로 설정한 대기 시간이 지난 후에도 경사각 센서가 묘탑재대의 경사를 감지하지 못하는 경우가 일어날 수 있다.

이미 수행한 응답 특성 시험에서와 같이 묘탑재대의 경사각을 6수준으로 변화시키면서 PWM 제어를 수행하였을 때, 그림 159 - 그림 164에서와 같이 경사각이

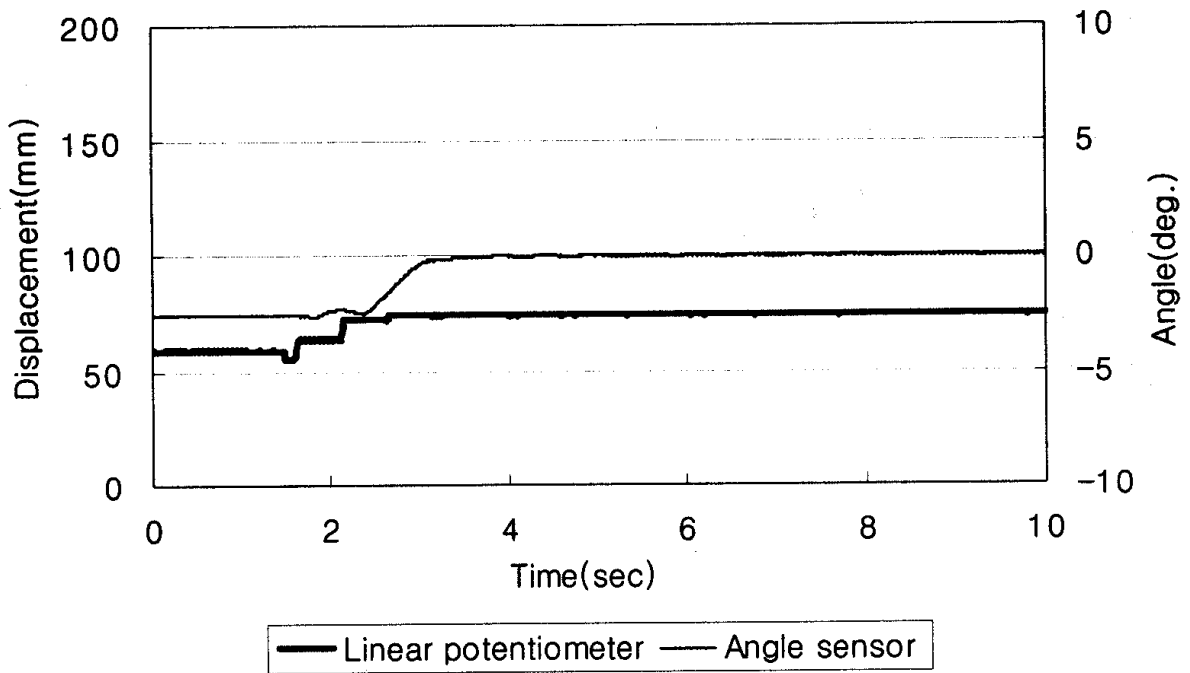


그림 159 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 10.3 l/mim 일 때 경사각 -2.6° 에 대한 수평 제어.

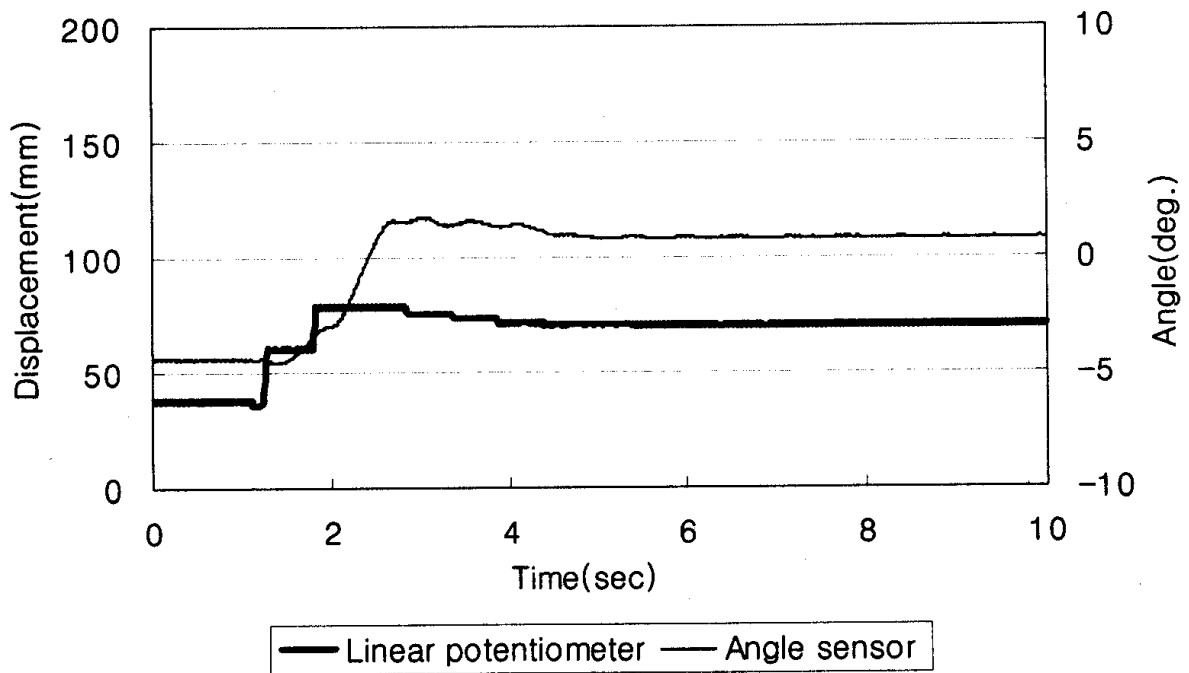


그림 160 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 10.3 l/mim 일 때 경사각 -4.4° 에 대한 수평 제어.

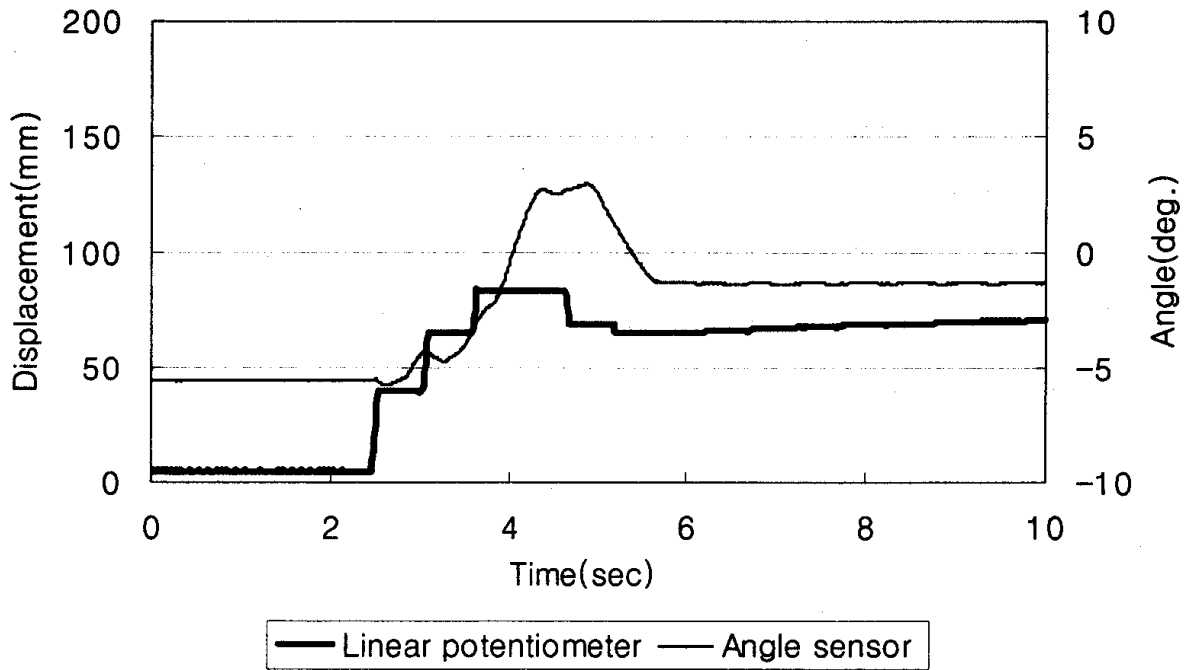


그림 161 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 10.3 l/mim 일 때 경사각 -5.5° 에 대한 수평 제어.

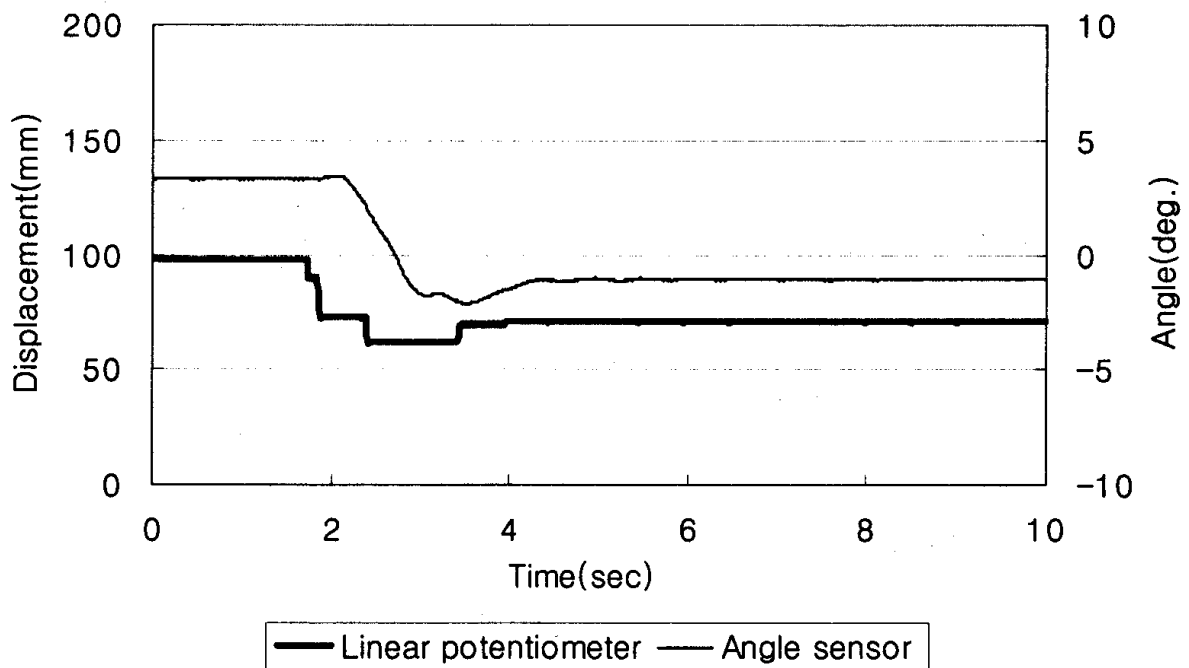


그림 162 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 10.3 l/mim 일 때 경사각 3.3° 에 대한 수평 제어.

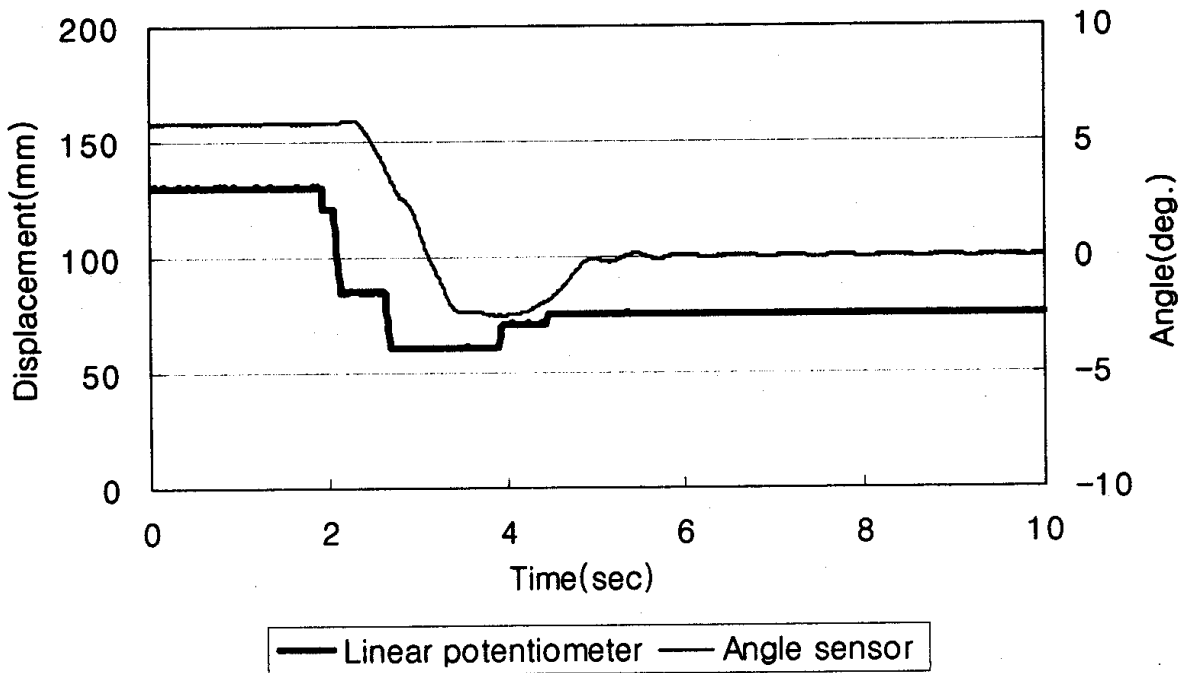


그림 163 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 10.3 l/mim 일 때 경사각 5.8°에 대한 수평 제어.

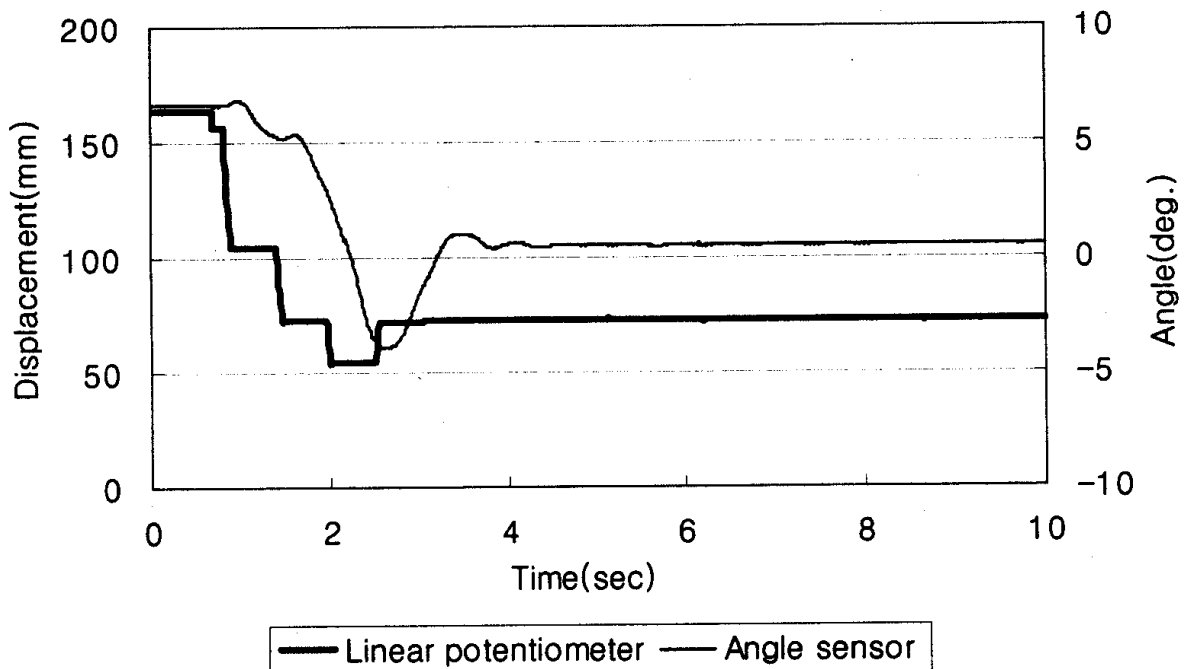


그림 164 최대 작동 시간 200 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 10.3 l/mim 일 때 경사각 6.6°에 대한 수평 제어.

-2.6°인 경우를 제외하고는 묘탑재대가 초기의 경사와 반대 방향으로 기울어지는 현상은 나타나지 않았다. 따라서, 최대 작동 시간을 200 ms, 시스템의 대기 시간을 500 ms로 설정할 경우에는 시스템의 작동 유량이 10.3 l/min 이하가 되어야 할 것으로 판단된다.

나. 최대 작동 시간을 400 ms로 설정하였을 때의 시스템 응답 특성

최대 작동 시간을 200 ms에서 400 ms로 증가시키고, 대기 시간을 500 ms로 설정하였을 때 PWM 제어의 응답 특성은 그림 165 - 그림 170에서와 같이 나타났다. 시스템의 작동 유량을 4.7 l/min 로 설정하였을 때, 초기 경사각이 -1.6°인 경우 수평 제어 시스템은 안정적으로 작동하였으며, 이때 총 작동 시간은 1.74초이었다. 그러나 초기 경사각이 1.6° 이상인 경우에는 초기 경사와 반대 방향으로 묘탑재대가 기울어지는 현상이 발생하였다.

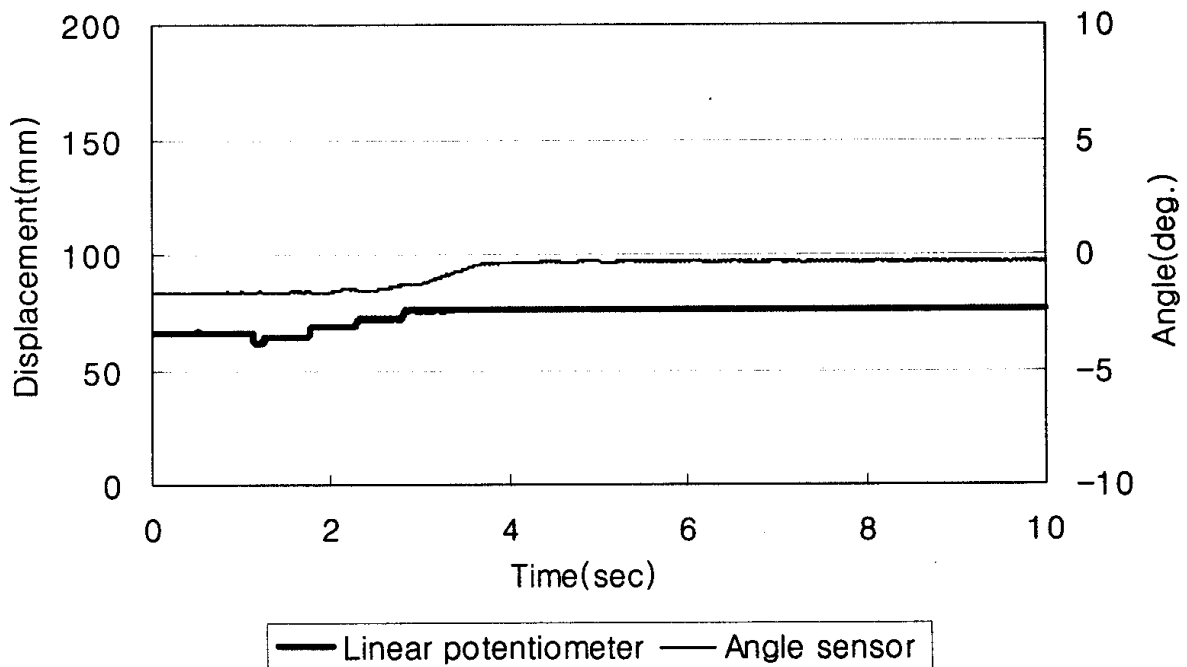


그림 165 최대 작동 시간 400 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 4.7 l/min 일 때 경사각 -1.6°에 대한 수평 제어.

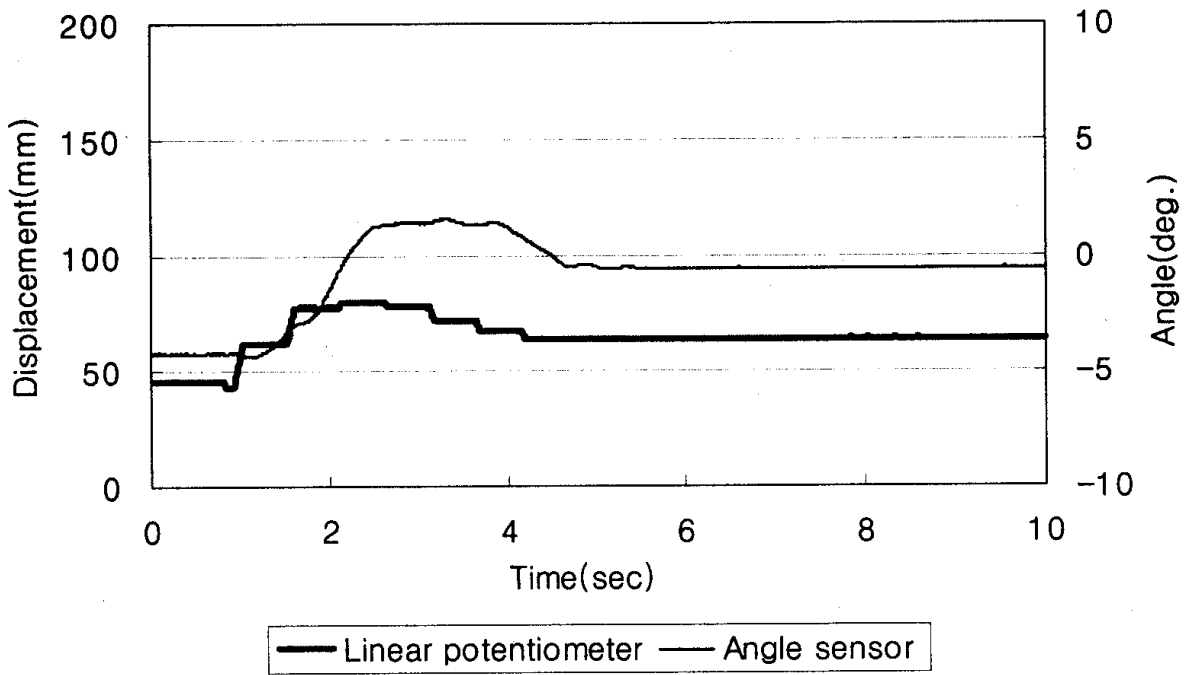


그림 166 최대 작동 시간 400 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 4.7 l/mim 일 때 경사각 -4.2° 에 대한 수평 제어.

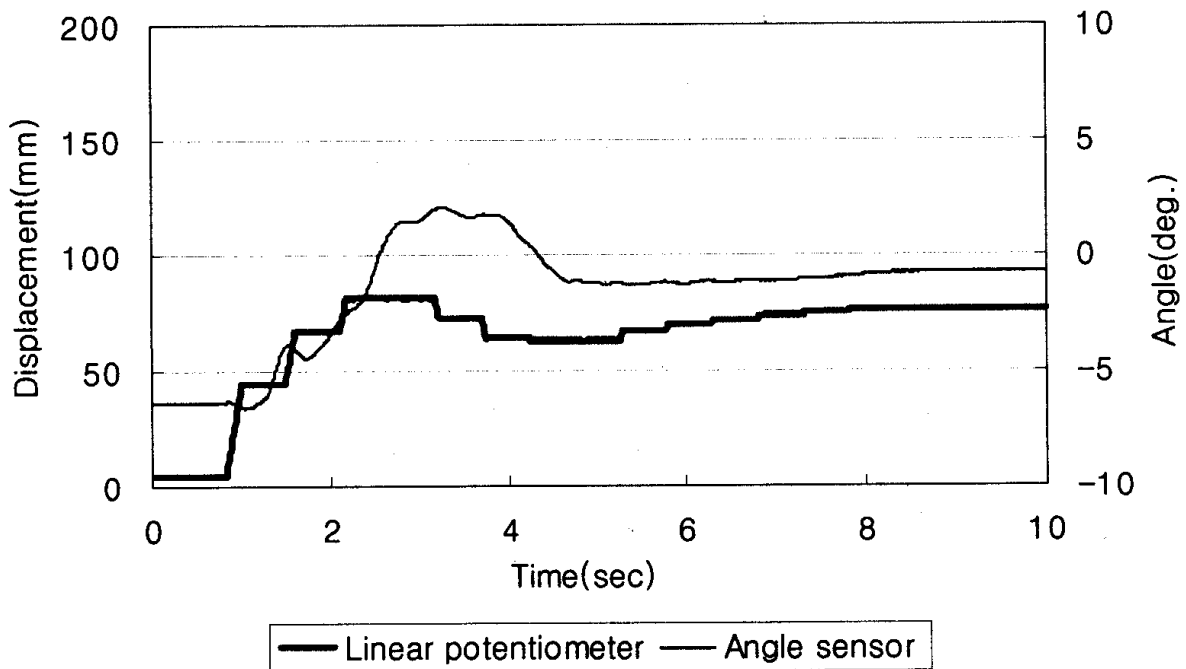


그림 167 최대 작동 시간 400 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 4.7 l/mim 일 때 경사각 -6.4° 에 대한 수평 제어.

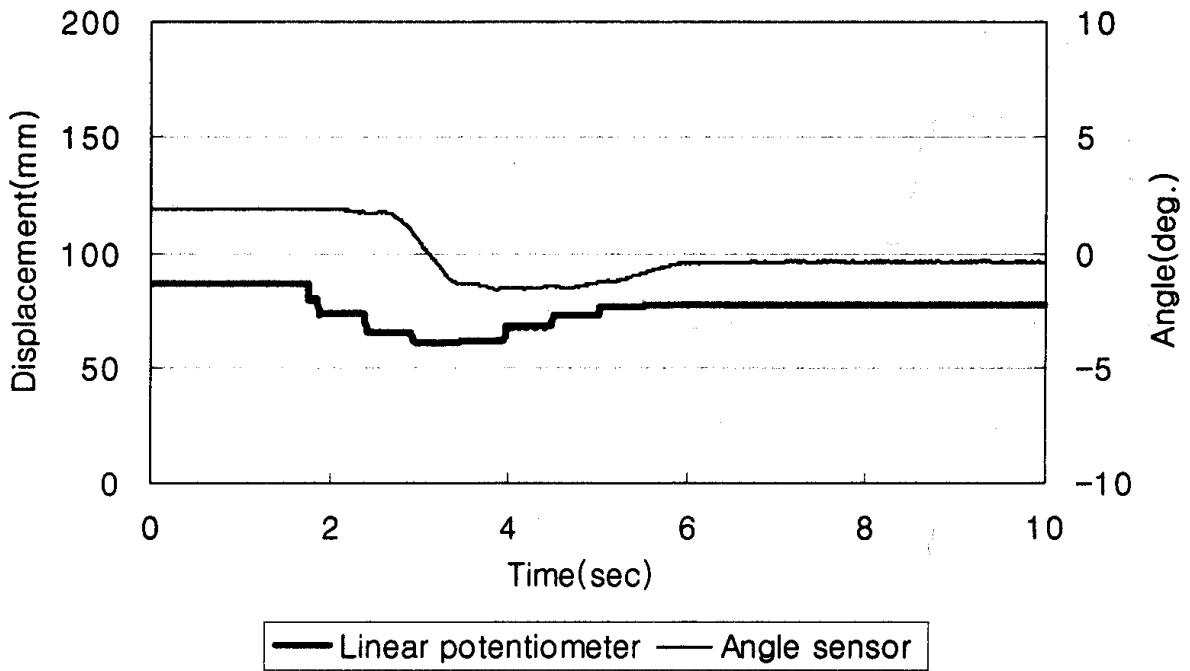


그림 168 최대 작동 시간 400 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 4.7 l/mim 일 때 경사각 1.9°에 대한 수평 제어.

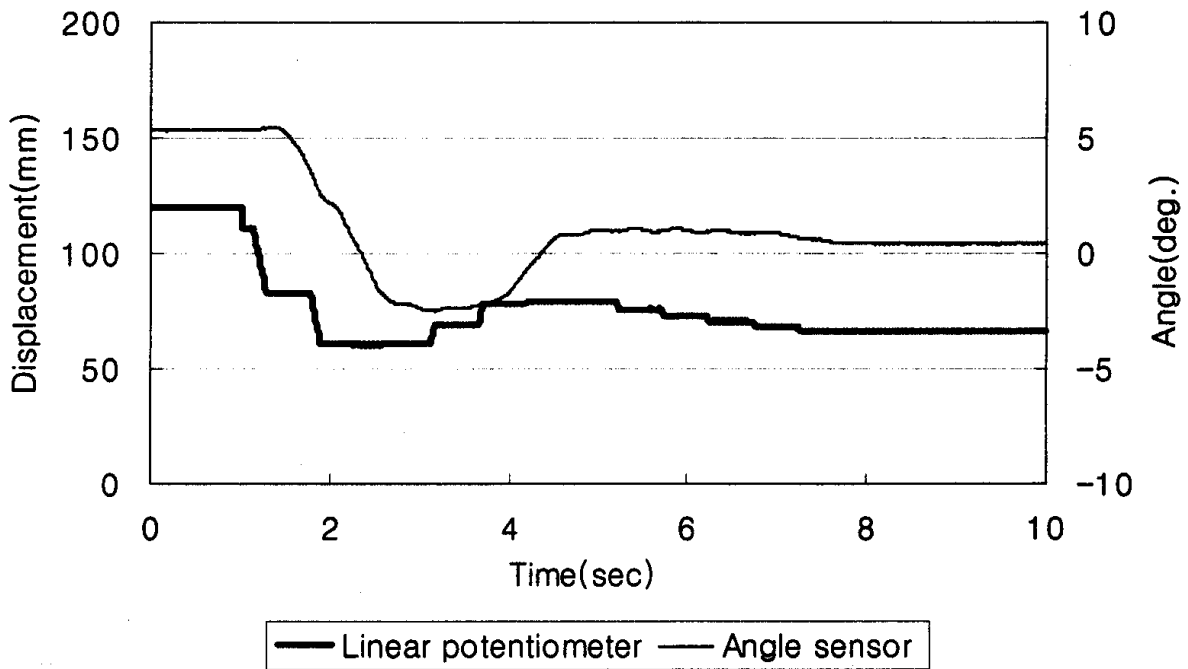


그림 169 최대 작동 시간 400 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 4.7 l/mim 일 때 경사각 5.4°에 대한 수평 제어.

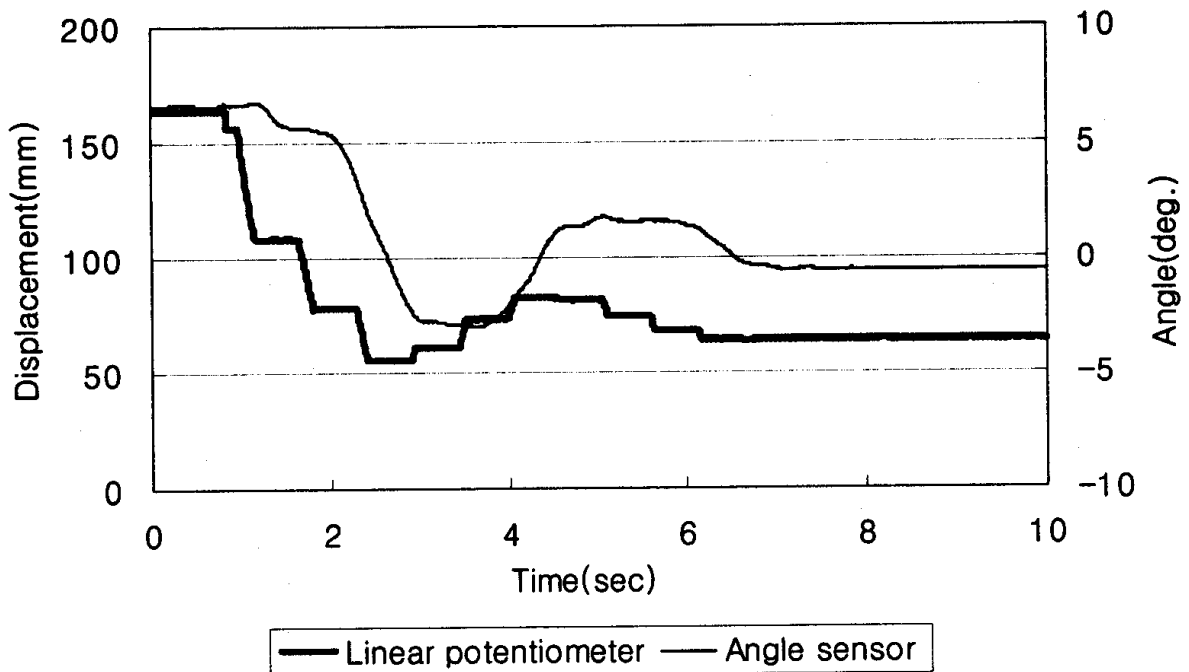


그림 170 최대 작동 시간 400 ms, 대기 시간 500 ms, 유량 4.7 l/min 일 때 경사각 6.6°에 대한 수평 제어.

총 작동 시간이 200 ms일 경우에는 대기 시간을 500 ms로 설정하면 작동 유량이 6.1 l/min 일 때에도 묘탑재대가 초기 경사와 반대 방향으로 기울어지는 현상이 나타나지 않았으며, 시스템도 안정적으로 작동하였다. 그러나 총 작동 시간이 400 ms인 경우에는 작동 유량을 4.7 l/min 로 설정하였을 때에도 묘탑재대가 초기 경사와 반대 방향으로 기울어지는 현상이 발생하였다. 총 작동 시간이 증가하면 같은 수준의 초기 경사에서도 실제 작동 시간이 증가하여 유압 실린더에 유입되는 유량은 증가된다. 이때 경사각 센서는 큰 계단 신호가 입력되는 것과 같은 상태가 되고, 대기 시간에 감지할 수 있는 묘탑재대의 경사각과 실제 경사각 사이의 오차가 증가된다. 따라서, 시스템의 대기 시간은 총 작동 시간과 작동 유량을 모두 고려하여 설정해야 할 것으로 판단된다.

다. 최대 작동 시간을 500 ms로 설정하였을 때의 시스템 응답 특성

최대 작동 시간을 400 ms에서 500 ms로, 대기 시간을 500 ms에서 700 ms로

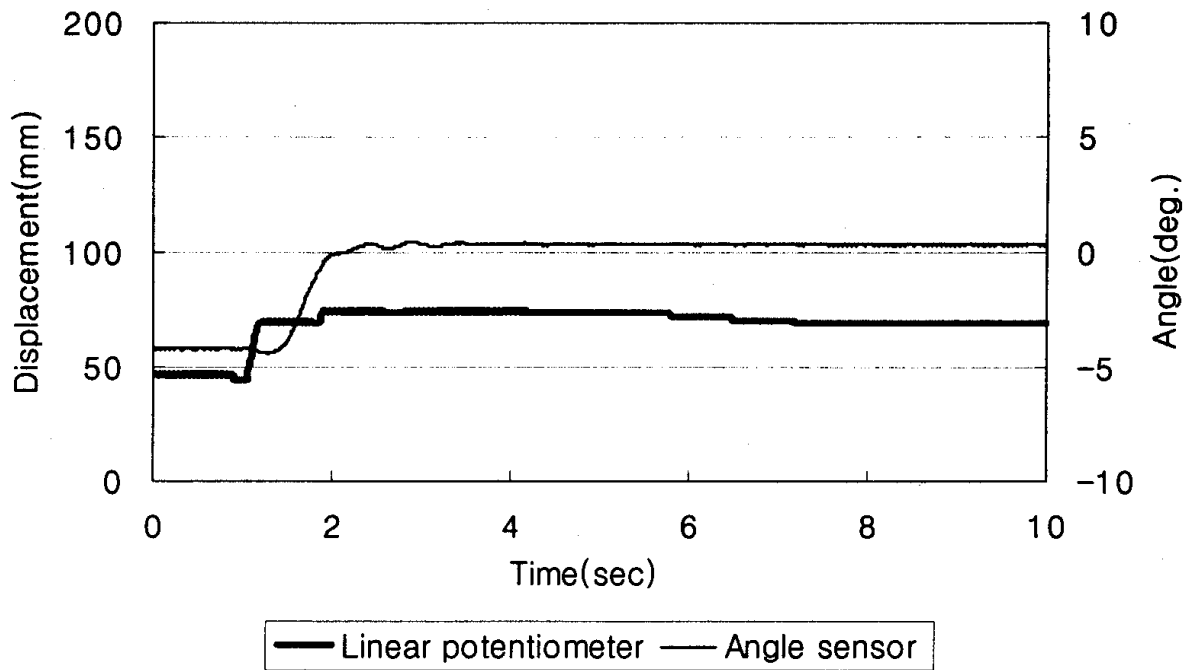


그림 171 최대 작동 시간 500 ms, 대기 시간 700 ms, 유량 4.8 l/mim 일 때 경사각 -4.2° 에 대한 수평 제어.

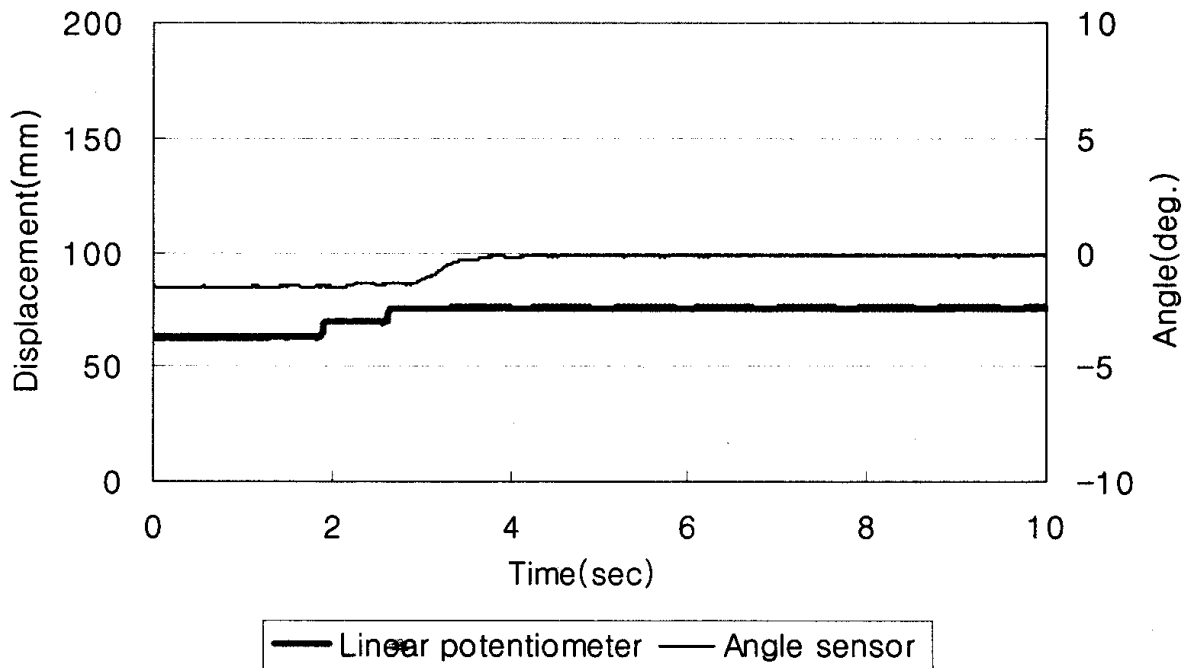


그림 172 최대 작동 시간 500 ms, 대기 시간 700 ms, 유량 4.8 l/mim 일 때 경사각 -1.5° 에 대한 수평 제어.

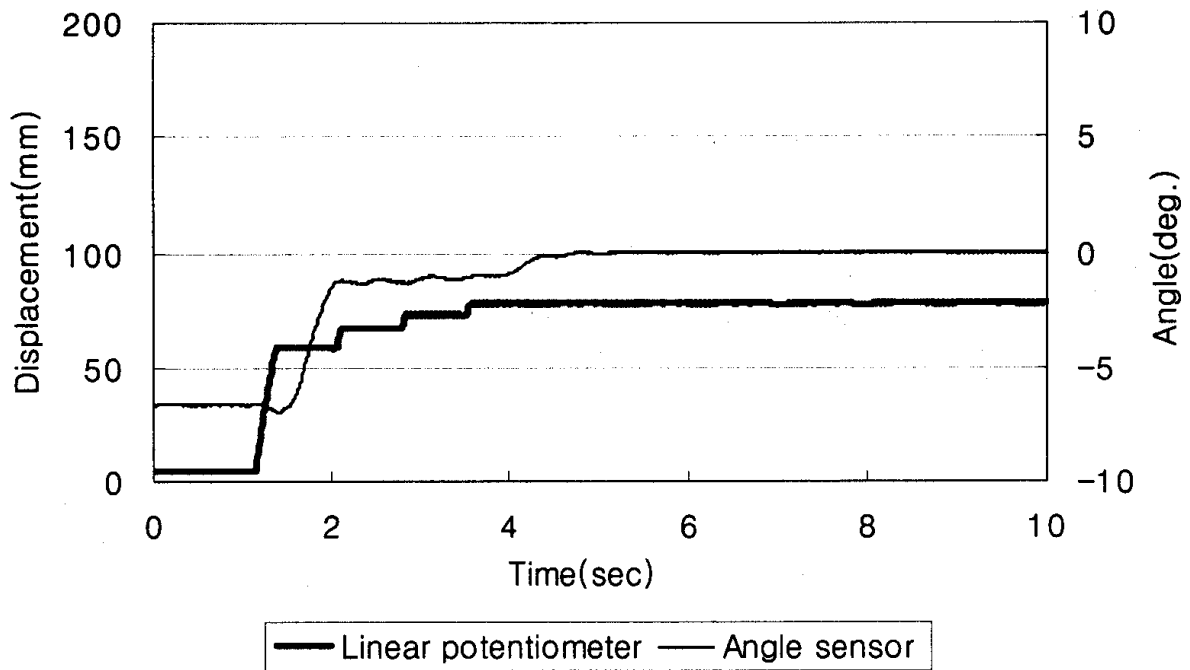


그림 173 최대 작동 시간 500 ms, 대기 시간 700 ms, 유량 4.8 l/mim 일 때 경사각 -6.6° 에 대한 수평 제어.

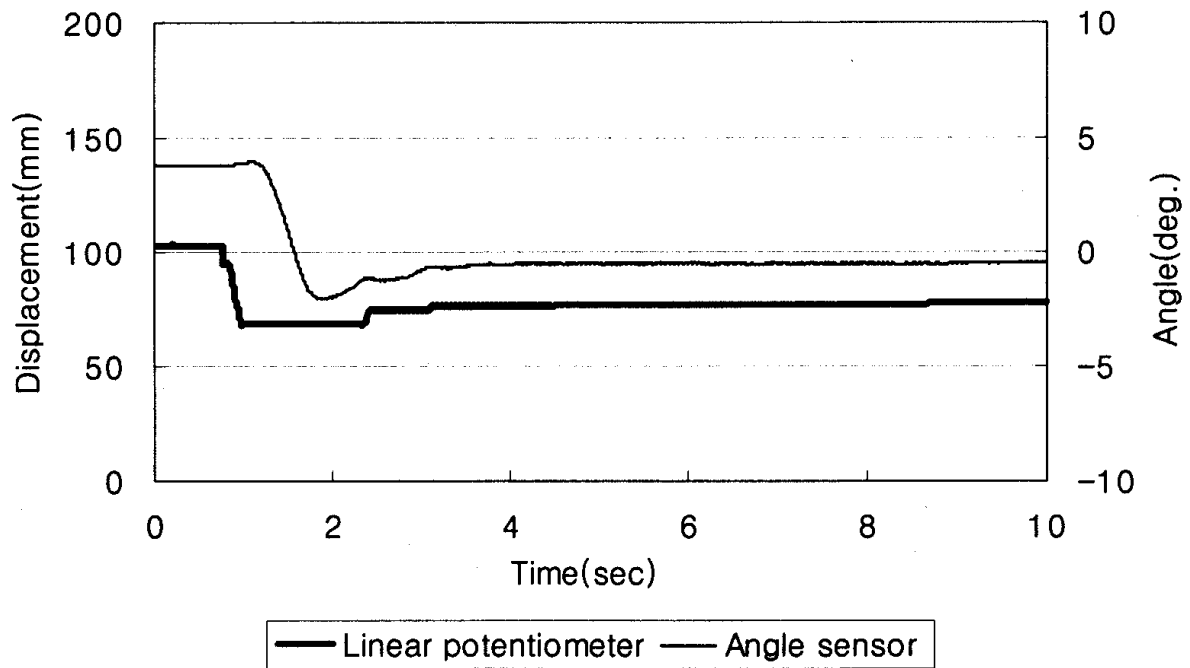


그림 174 최대 작동 시간 500 ms, 대기 시간 700 ms, 유량 4.8 l/mim 일 때 경사각 3.8° 에 대한 수평 제어.

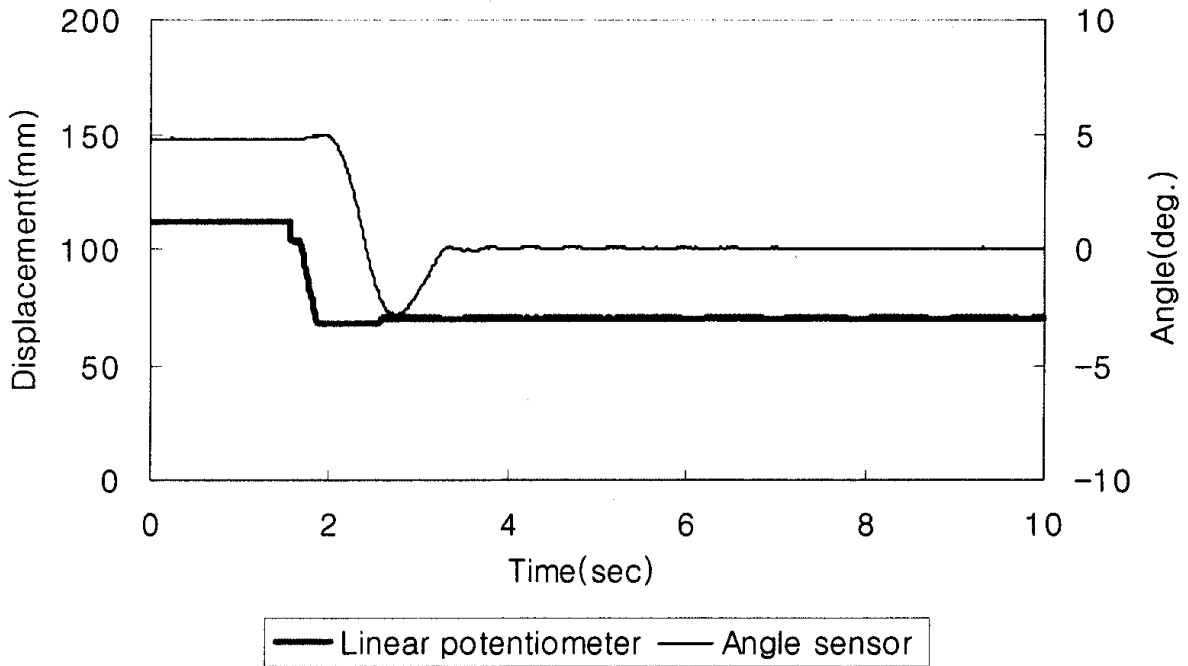


그림 175 최대 작동 시간 500 ms, 대기 시간 700 ms, 유량 4.8 l/mim 일 때 경사각 4.8°에 대한 수평 제어.

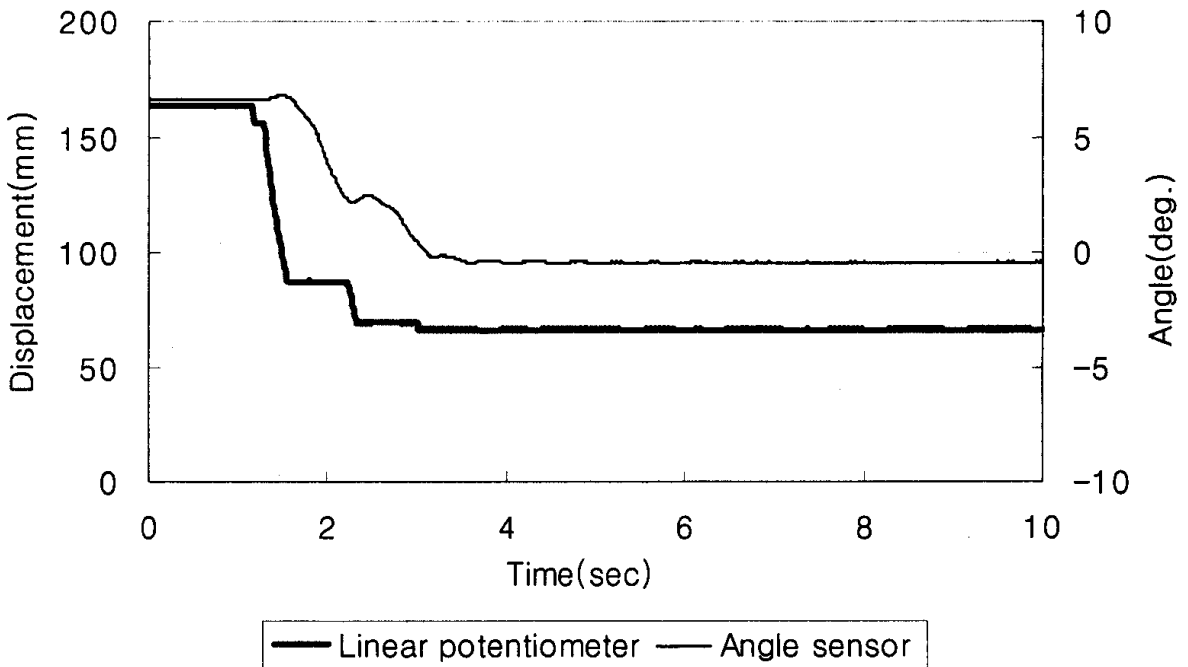


그림 176 최대 작동 시간 500 ms, 대기 시간 700 ms, 유량 4.8 l/mim 일 때 경사각 6.6°에 대한 수평 제어.

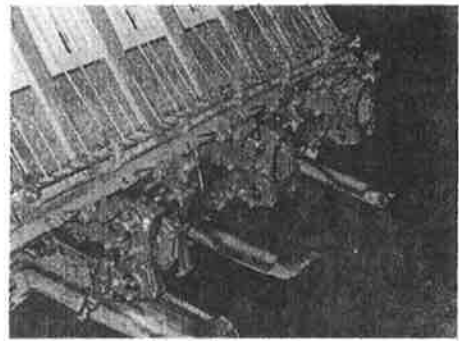
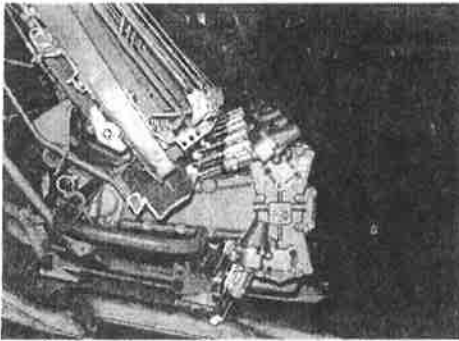
증가시켜 설정하고, 작동 유량을 4.8 //min 로 설정하였을 때 초기 경사각 -1.5°, -4.2°, -6.6°, 3.8°, 4.8°, 6.6°에 대한 PWM 제어의 응답 특성은 그림 171 -그림 176에 서와 같다. 초기 경사각이 -1.5°, -4.2°, -6.6°, 3.8°, 4.8°, 6.6°일 때 각각의 총 응답 시 간은 0.85초~2.46초이었다. 초기 경사각 범위에서 묘탑재대가 초기 경사와 반대 방 향으로 기울어지는 현상은 발생되지 않았으나 작동 유량을 4.8 //min 이상으로 증 가시켰을 경우에는 묘탑재대가 반대 방향으로 기울어지기 시작하였으며, 유량이 10 //min 이상일 때는 롤링 현상까지 발생하였다.

제4장 경제성 분석

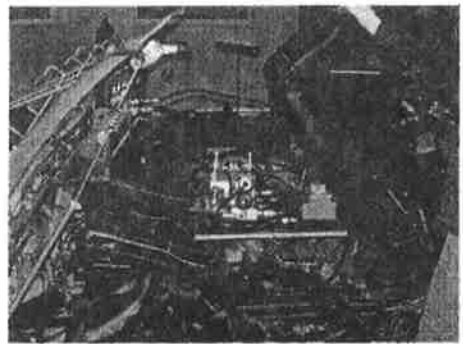
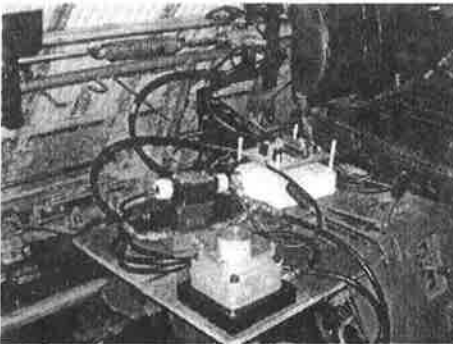
제1절 시작기 제작

시작기의 본체는 LG기계의 보행형 6조 이앙기 GPR680P로 하였다. 6개의 크랭크식 식부장치를 본 연구에서 개발한 캠식 고속 식부장치로 교체하고, 조향용 유압 펌프를 이용한 수평 제어 장치를 설치할 수 있도록 이앙기의 일부를 개조하였다.

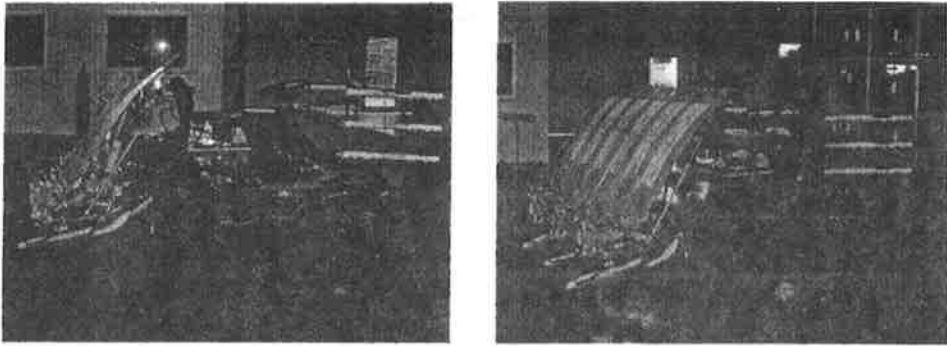
캠식 고속 식부장치를 부착하기 위하여 우선 크랭크식 식부장치의 구동축의 위치를 캠식 고속 식부장치에 맞도록 수정하였다. 즉, 크랭크식 식부장치와 고속 식부장치의 크기와 형상이 다르기 때문에 고속 식부장치의 식부암이 묘 탑재대의 묘를 취출하여 이앙할 수 있도록 구동축의 위치를 수정하였다. 캠식 고속 식부장치를 설치하기 위한 프렌트 케이스 및 전동라인의 설계는 창원에 소재하고 있는 엠텍 엔지니어링사에서 수행하였다. 그림 177은 고속 정밀 승용 이앙기의 시작기 모습이다



(a) 고속 식부장치 조립 상태의 모습



(b) 좌우 수평 제어장치를 조립한 상태의 모습



(c) 전체 조립 상태의 모습
그림 177 고속 정밀 승용 이앙기의 시작기 모습.

제2절 고속 식부장치 및 수평 제어장치의 가격

현재 국내에서 시판되고 있는 승용 6조 이앙기는 모두 6개 모델로서 수평제어 장치를 부착하지 않은 상태에서 시판 가격은 표 16에서와 같이 9,630,000~9,930,000 원 정도이며, 수평 제어장치는 별도 옵션으로서 표 17에서와 같이 1,000,000 ~ 1,200,000원 정도이다. 6개 모델 중 고속 식부장치가 아닌 크랭크식 식부장치를 부착한 승용 6조 모델의 시판 가격은 6,410,000원이고, 일본에서 수입한 모델의 가격은 11,250,000원 정도이다. 따라서, 승용 6조 이앙기의 고속 식부장치와 수평 제어장치의 가치는 4,300,000~4,700,000원에 이른다고 할 수 있다.

고속 식부장치의 가격은 제작사에 따라 다르나 대리점 가격으로서는 표 18에서와 같이 1조당 116,000~382,000원 정도이다. 고속 식부장치는 1개의 식부장치와 2개의 식부암으로 구성되어 있기 때문에 이를 부품별로 구분하면, 식부장치의 가격은 70,000~280,000원 정도이고, 식부암 1개의 가격은 30,000~50,000원 정도이다. 식부장치의 부품이 모두 국산화된 경우에는 70,000~90,000원 정도이었으며, 편심기어, 베어링, 실 등 부품을 수입한 경우에는 280,000원 정도이었다. 수리점 가격과 소비자 가격은 대리점 가격에 각각 10%, 20%의 마진을 추가한 가격이다.

표 16 승용 이앙기의 시판 가격

| 업체명 | 규격 | 식부 기구 형식 | 형식명 | 가격(원) |
|---------|----|------------|----------|------------|
| 대동공업(주) | 6조 | 편심 기어 로터리식 | S1-600R | 9,630,000 |
| | 6조 | 편심 기어 로터리식 | S2-600R | 9,630,000 |
| | 6조 | 편심 기어 로터리식 | SPA65 | 11,000,000 |
| 국제종합(주) | 6조 | 편심 기어 로터리식 | RP600N | 9,930,000 |
| 동양물산(주) | 6조 | 편심 기어 로터리식 | P600 | 9,650,000 |
| LG전선(주) | 6조 | 크랭크식 | GPR680P | 6,410,000 |
| | 6조 | 편심 로터리식 수입 | MPR610VY | 11,250,000 |

표 17 수평 제어장치의 가격

| 제작사 | 수평제어 장치(원) | 형식명 | 비고 |
|------|------------|-----|----|
| 대동공업 | 1,200,000 | SP | |
| 국제종합 | 1,000,000 | DX | |
| 동양물산 | 1,200,000 | HL | |

표 18 고속 식부장치의 가격

| 제작사 | 식부장치(원) | 식부암(원) | 1조당 가격(원) | 비고 |
|------|---------|--------|-----------|--------|
| 대동공업 | 278,000 | 51,700 | 381,400 | 수입품 사용 |
| 국제종합 | 67,980 | 24,090 | 116,160 | 국산화 제품 |
| 동양물산 | 93,610 | 30,910 | 155,430 | 국산화 제품 |

제3절 원가 계산

1. 고속 식부 장치

본 연구에서 개발된 캠식 고속 식부장치의 1조당 생산 원가는 생산 조수에 따라 변화될 수 있으나, 평균 생산 조수를, 현재 이앙기 제작사의 년 평균 승용 6조 이앙기 생산 대수 1000대를 기준으로 하여, 6000조로 가정하고, 이윤을 포함하여 1조당 생산 원가를 표 19에서와 같이 산출하였다. 이상의 원가 추정 결과에 의하면, 대리

점 가격을 기준으로, 1조당 약 138,000원이 소요될 것으로 판단된다. 이는 현재, 국산화된 고속 식부장치와 비교하여 충분히 가격 경쟁력을 가질 수 있는 수준인 것으로 판단된다. 개발된 캠식 고속 식부장치의 조립 공정을 개선하고, 양산을 고려한 모델로 개선이 이루어진다면, 가격은 더욱 인하될 수 있을 것으로 판단된다. 또한, 원가 절감을 위하여 식부 케이스의 재질을 플라스틱으로 대체할 수도 있을 것이다.

표 19 식부장치 생산 원가 내역

| 부품명 | 소재 | 수량 | 크기 | 소재비 | 가공비 | 구매비 | 열처리 | 계 |
|--------------------|---------|----|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Rotor case(top)-LH | AC4B-T6 | 1 | | 3,000 | 5,500 | | | 8,500 |
| Rotor case(bot)-LH | | 1 | | 4,500 | 6,400 | | | 10,900 |
| Cam plate | SC45C | 2 | 6t | 742 | 900 | | 500 | 2,142 |
| Packing | 오일 시트 | 2 | 0.6t | 200 | 400 | | | 600 |
| Bolt, Hex | | 6 | M6x1 | | | 120 | | 120 |
| Rotor cam shaft | | 2 | | | | 300 | | 300 |
| Plate | SPHC | 2 | 2.3t | 220 | | 400 | | 620 |
| Bar | S45C-D | 2 | φ10 | 90 | 2,000 | | 1,000 | 3,090 |
| Drive gear 25T | SCM420 | 2 | | 940 | 2,400 | | 400 | 3,740 |
| Liner 6 | SK5 | 6 | φ19.5 | 180 | | 600 | 180 | 960 |
| Drive plate | SCM420 | 2 | | 4,180 | 900 | | 400 | 5,480 |
| Drive pin | SCM420 | 2 | φ10 | 50 | 900 | | 400 | 1,350 |
| Drive cam | SCM420 | 2 | 6t | 208 | 1,300 | | 400 | 1,908 |
| Ball bearing | | 2 | φ30 | | | 5,600 | | 5,600 |
| Oil seal | | 2 | φ30 | | | 800 | | 800 |
| Rotor arm shaft | SCM420 | 2 | | 840 | 2,400 | | 600 | 3,840 |
| O-ring | | 2 | φ28.5 | | | 200 | | 200 |
| Ball bearing | | 2 | φ26 | | | 2,200 | | 2,200 |
| Planter arm cam | SCM420 | 2 | 6t | 208 | 1,300 | | 400 | 1,908 |
| Bolt, hex | | 2 | | | | 32 | | 32 |

표 19 식부장치 생산 원가 내역(계속)

| 부품명 | 소재 | 수량 | 크기 | 소재비 | 가공비 | 구매비 | 열처리 | 계 |
|--------------------|--------|----|------|--------|--------|--------|-------|---------|
| Key | SM45C | 4 | 4x4 | | | 720 | | 720 |
| Liner | SK5 | 10 | φ18 | 250 | | 1,000 | 300 | 1,550 |
| Snap ring | | 2 | | | | 70 | | 70 |
| Middle gear 1, 13T | SCM420 | 2 | | 208 | 2,400 | | 500 | 3,108 |
| Middle shaft | SCM420 | 2 | φ18 | 300 | 1,200 | | 300 | 1,800 |
| Liner 1 | | 1 | φ31 | 40 | | 100 | 30 | 170 |
| O ring | | 1 | φ2.4 | | | 100 | | 100 |
| Sun gear, 25T(L,R) | SCM420 | 2 | | 2,320 | 3,600 | | 500 | 6,420 |
| Oil seal | | 1 | φ35 | | | 300 | | 300 |
| Ball bearing | | 1 | φ42 | | | 3,500 | | 3,500 |
| Taper pin shaft | SCM420 | 2 | | 200 | | 1,000 | 400 | 1,600 |
| Spring washer | | 2 | | | | 20 | | 20 |
| Nut, hex | | 2 | M6 | | | 30 | | 30 |
| Pin, split | | 1 | | | | 20 | | 20 |
| Washer | | 1 | | | | 23 | | 23 |
| Nut, hex | | 1 | M5 | | | 38 | | 38 |
| Bolt, hex | | 8 | M5 | | | 160 | | 160 |
| Planter arm ass'y | | 2 | | | | 60,000 | | 60,000 |
| Bolt, hex | | 6 | M10 | | | 390 | | 390 |
| Link tolerance | S45C | 2 | | 100 | | 1,000 | 200 | 1,300 |
| Spring, tolerance | | 2 | | 100 | | 700 | | 800 |
| Axis, T, link | SCM420 | 2 | φ5 | 20 | 440 | | 100 | 560 |
| Head, drive pin | | 2 | | 20 | 600 | | 100 | 720 |
| Pin spring V-TY | | 2 | | | | 40 | | 40 |
| O rings | | 2 | | | | 200 | | 200 |
| Screw | | 6 | | | | 132 | | 132 |
| 계 | | | | 18,916 | 32,640 | 79,795 | 6,710 | 138,061 |

2. 수평 제어 장치

본 연구에서 개발한 수평 제어 장치의 시작기는 1대만을 실험실에서 제작하였으

며, 주로 제어 장치의 기능만을 고려하였기 때문에 상용화를 위한 시스템의 단순화, 축소화 등은 이양기의 구조 변경과 함께 고려되어야 한다. 또한 시작기의 모든 부품은 단품 가격으로 구입하였기 때문에 비싼편이나, 대량 납품될 경우에는 가격 인하를 유도할 수도 있을 것이다.

수평 제어 장치를 구성하는 각 부품은 모두 시판 제품으로서 제작사, 주요 제원 및 가격은 표 20에서와 같다. 시작품을 제작하는 데 소요되는 재료비는 약 1,140,000원 정도인 것으로 판단된다. 시작품 제작을 위한 가공비, 인건비, 관리비, 비품비 등을 고려하더라도, 1000대 정도의 대량 생산일 경우, 제작 원가는 70~80만원선으로 추정할 수 있으며, 이윤을 포함한 판매 가격은 100만원 정도에서 가능할 것으로 판단된다.

현재, 선택으로 제공되고 있는 수평 제어 장치의 시판 가격이 100~120만원 정도이므로 본 연구에서 개발된 수평 제어 장치의 경제적 타당성은 충분한 것으로 판단된다.

표 20 수평 제어 시스템의 부품 리스트

| 부품 | 주요 제원 | 가격(원) |
|-----------|---|---------|
| 경사각 센서 | 제작사/모델: TORICA/334-0029-000 측정 범위: $-12 \sim 12^\circ$ 시정수: 0.3 ± 0.05 초 출력: DC 0 ~ 5 V 전원: DC 12 V | 50,000 |
| 마이크로 프로세서 | 제작사/모델: COMPILE/PB-IS 전원: DC 5 V 아나로그/디지털 입출력: 5/11 채널 실행 속도: 4.19 MHz | 49,500 |
| 유압 실린더 | 제작사: 하이텍 콘트롤 형식: 복동 양로드 외경/내경: 35/25 mm 로드 직경/작동 거리: 15/170 mm | 363,000 |

표 20 수평 제어 시스템의 부품 리스트(계속)

| 부품 | 주요 제원 | 가격(원) |
|----------|---|-----------|
| 유량 제어 밸브 | 제작사/모델: DAIKIN/ JFC-G02-30-15-LN 최대 압력: 21 MPa 최대 유량: 30 l/min 체크 밸브 크래킹 압력: 0.035 MPa | 407,000 |
| 방향 제어 밸브 | 제작사/모델: REXPOWER/SHD-02G-3C60 최대 압력: 30 MPa 최대 유량: 11 l/min | 167,000 |
| 릴리프 밸브 | 제작사: 하이텍 콘트롤러 형식: 스프링 조절식 | 76,000 |
| 유압 호스 | 제작사: 하이텍 콘트롤러 규격: 1/4" | 15,000 |
| 제어판 | 제작사: 자체 제작 부품: 7805, PC817, TIP41C, LED 가변 저항 | 10,000 |
| 계 | | 1,137,500 |

참고 문헌

1. 김희수, 남주현. 2000. 이앙 자세 실태 조사. LG전선
2. 박홍제, 김경욱. 1993. 고속 식부 기구 설계를 위한 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 개발(I) -식부 궤적과 운동 분석-. 한국농업기계학회지 18(2): 91-99.
3. 박홍제, 김경욱. 1993. 고속 식부 기구 설계를 위한 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 개발(II) -힘분석-. 한국농업기계학회지 18(3): 230-238.
4. 박홍제, 김경욱. 1999. 캡식 식부 기구의 컴퓨터 시뮬레이션. 1999년하계학술대회 논문집. 한국농업기계학회.
5. 이원평. 1999. 기계설계연습. 源和.
6. 차진팔. 1007. 트랙터 작업기의 수평 제어 알고리즘 개발. 한국농업기계학회 하계 학술대회논문집 2(2): 32-40.
7. 최대용. 1999. KS규격 데이터북. 성인당.
8. User's guide for working model R 2D V. 4.0. 1996. Knowledge Revolution. SanManteo.
9. 山影征男. 1986. 回轉式植付機構による高速田植機の開發研究. 昭和60年度研究報告會資料. 農業機械化研究所.
10. 山影征男, 小西達也, 堀尾光廣, 吉田清一. 1989. 高速田植機の開發研究. 農業機械化研究所報告 第24號. 農業機械化研究所.
11. 山影征男, 小西達也, 堀尾光廣, 吉田清一. 1989. 高速田植機の開發. 農業機械學會誌 第51卷 制5號.
12. 小栗富士雄 등. 1999. 기계설계 도표편람. 대광서림

부록 A. 식부 궤적 평가를 위한 MATLAB 원시 코드

```
%% Loading files...
load LociOfRotary306(276rpm);
pd = input('Determine the planting depth (H4) : ');
%bedangle=input('Determine the bed angle wrt horizon (deg.) : ');
bedangle = 56;
bedlocation = 50;

if(~((length(sx)) & (length(sy)) & (length(dx)) & (length(dy))))
    disp('length of vectors are not equal..');
    break;
end;
dim=length(sx);

%% Plotting...
% clear all;
%clc;
clf;
plot(sx, sy);
hold;
plot(dx, dy, 'r');
plot(cx, cy, 'x');
axis equal;
grid;

%title('Loci Analysis');
xlabel('X-direction displacement');
ylabel('Y-direction displacement');
legend('static loci', 'dynamic loci');
```



```

%% Analysis...
% H1 : height of static loci
H1 = max(sy) - min(sy);
% H2 : vertical length from the center of rotation to outmost edge of
planting case
H2 = cl/2;
% H4 : vertical length from the soil surface to the bottom point of loci
H4 = pd;
% H3 : vertical length from the outmost edge of planting case to the soil
surface
H3 = (cy - min(sy)) - H2 - H4;
% H5 : vertical length from the intersection of dynamic loci to the bottom
point of loci
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
H5 = min(dy);
dx4 = 0;
dx1 = 0;
while ((dx4 - dx1) >= 0)
    H5 = H5 + 1;
    [minimum, index] = min(dy);
    tempx = dx(index);
    tempy = dy(index);
    for i = index: dim-1,
        if (dy(i) >= minimum + H5)
            dx4 = dx(i);
            dy4 = dy(i);
            dx3 = tempx;
            dy3 = tempy;
            break;
        else;

```

```

        tempx = dx(i);
        tempy = dy(i);
    end
end

[minimum, index] = min(dy);
tempx = dx(index);
tempy = dy(index);
for i = index: -1: 2,
    if (dy(i) >= minimum + H5)
        dx1 = dx(i);
        dy1 = dy(i);
        dx2 = tempx;
        dy2 = tempy;
        break;
    else
        tempx = dx(i);
        tempy = dy(i);
    end
end
end

plot(dx1, dy1, 'co');
plot(dx2, dy2, 'co');
plot(dx3, dy3, 'co');
plot(dx4, dy4, 'co');
%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%

% L1 : width of static loci
L1 = max(sx) - min(sx);
% L2 : horizontal length of hole developed in the soil by dynamic loci

```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%
```

```
[minimum, index] = min(dy);
tempx = dx(index);
tempy = dy(index);
for i = index: dim-1,
    if (dy(i) >= minimum + pd)
        dx4 = dx(i);
        dy4 = dy(i);
        dx3 = tempx;
        dy3 = tempy;
        leavingangle3=i-1;
        leavingangle4=i;
        break;
    else;
        tempx = dx(i);
        tempy = dy(i);
    end
end
```

```
[minimum, index] = min(dy);
tempx = dx(index);
tempy = dy(index);
for i = index: -1: 2,
    if (dy(i) >= minimum + pd)
        dx1 = dx(i);
        dy1 = dy(i);
        dx2 = tempx;
        dy2 = tempy;
        plantingangle1=i;
        plantingangle2=i+1;
```



```

        alpha = (alpha1+alpha2)/2;
        break;
    else
        alpha1 = knife(i);
    end
end
end
plot(sx(i), sy(i), 'ko');
% beta : planting angle
beta = (knife(plantingangle1)+knife(plantingangle2))/2;
% theta : leaving angle
theta = (knife(leavingangle3)+knife(leavingangle4))/2;
%% Results
alpha = 180 - bedangle - 90 - alpha
beta = 90 - beta
theta = 90 - theta
H1
H2
H3+
H4
H5
L1
L2
disp('Press any key to proceed...');
pause;
print -dbitmap LociAnalysisResult
save LociAnalysisResult alpha beta theta H1 H2 H3 H4 H5 L1 L2;
save LociAnalysisResult.txt alpha beta theta H1 H2 H3 H4 H5 L1 L2 ascii

```

부록 B. 식부 궤적 평가

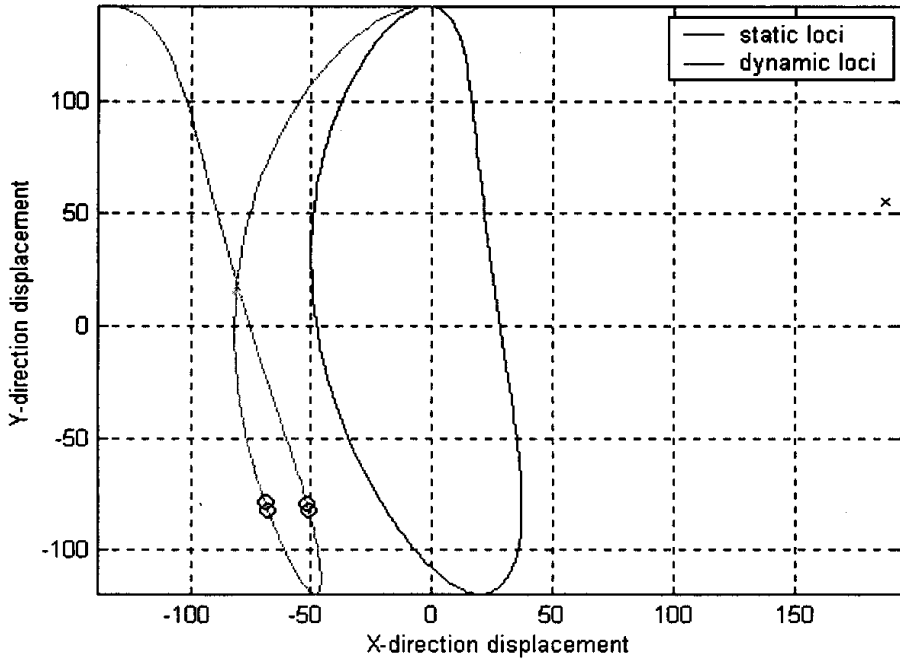


그림 B-1 Crank004 모델의 식부 궤적 평가.

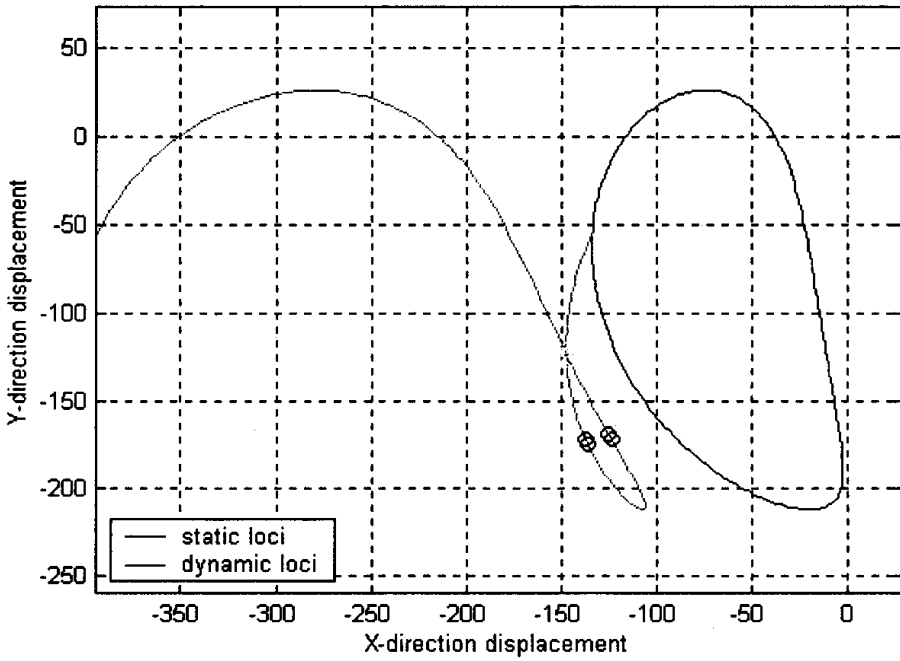


그림 B-2 Rotary006 모델의 식부 궤적 평가.

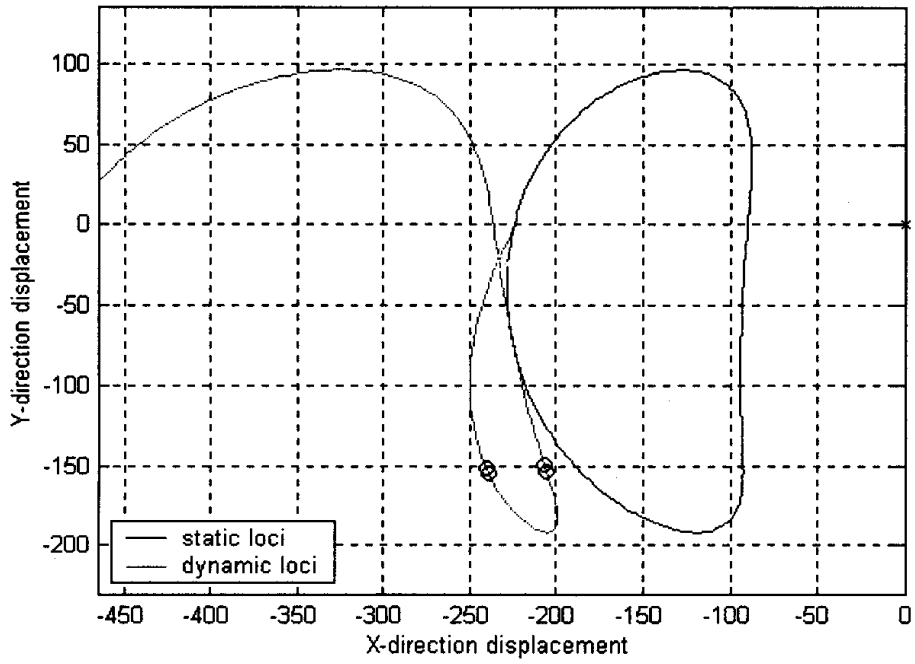


그림 B-3 Rotary305 모델의 식부 궤적 평가.

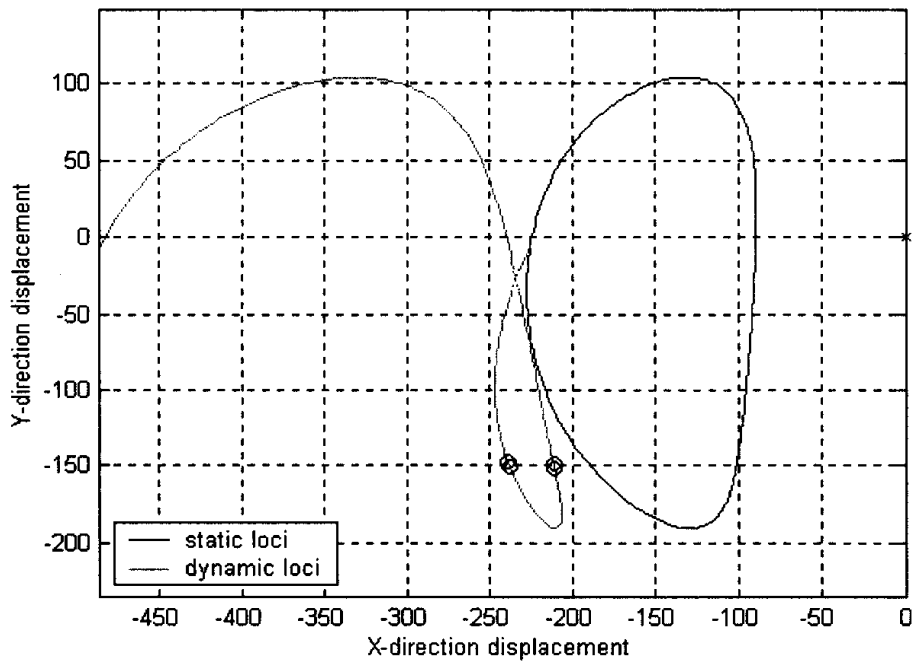


그림 B-4 Rotary 306 모델의 식부 궤적 평가.

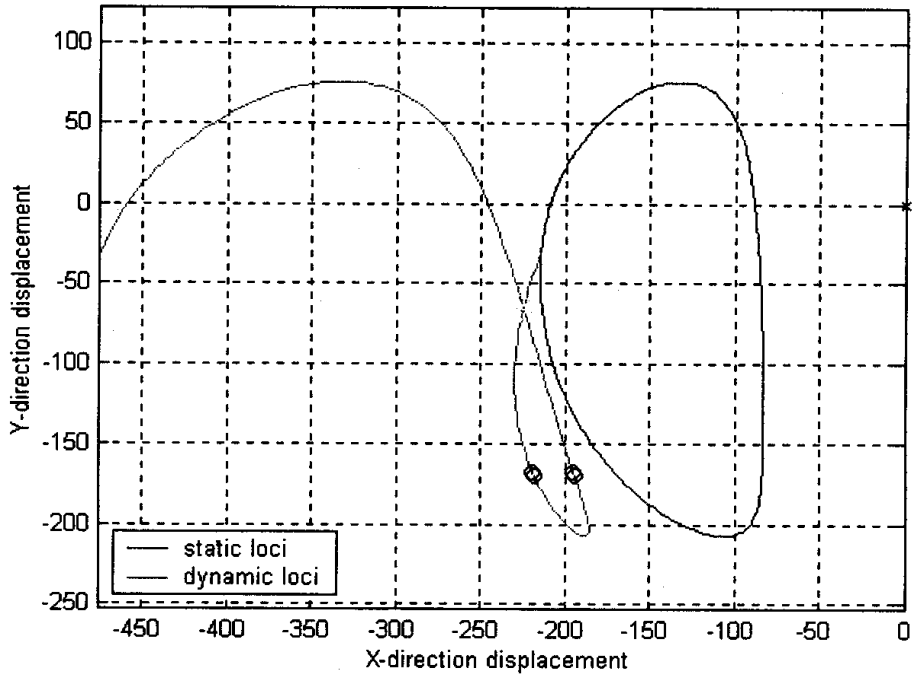


그림 B-5 Rotary 307 모델의 식부 궤적 평가.

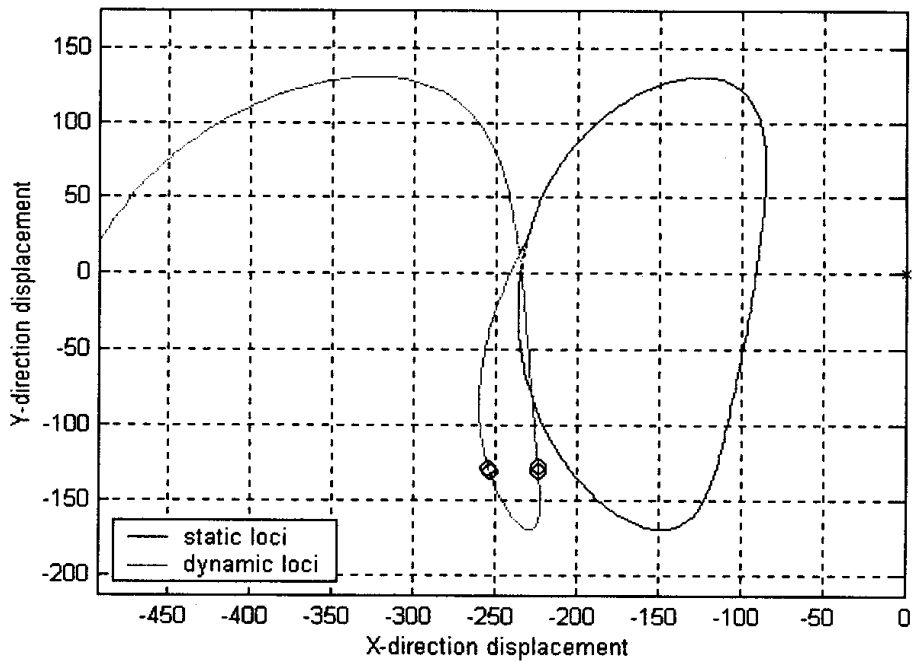


그림 B-6 Rotary 308 모델의 식부 궤적 평가.

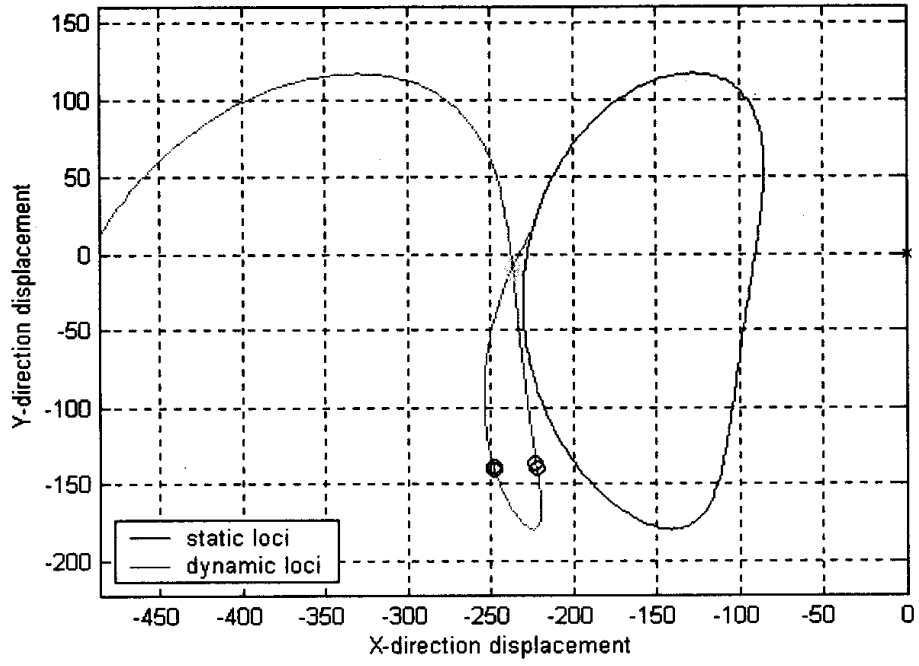


그림 B-7 Rotary309 모델의 식부 궤적 평가.

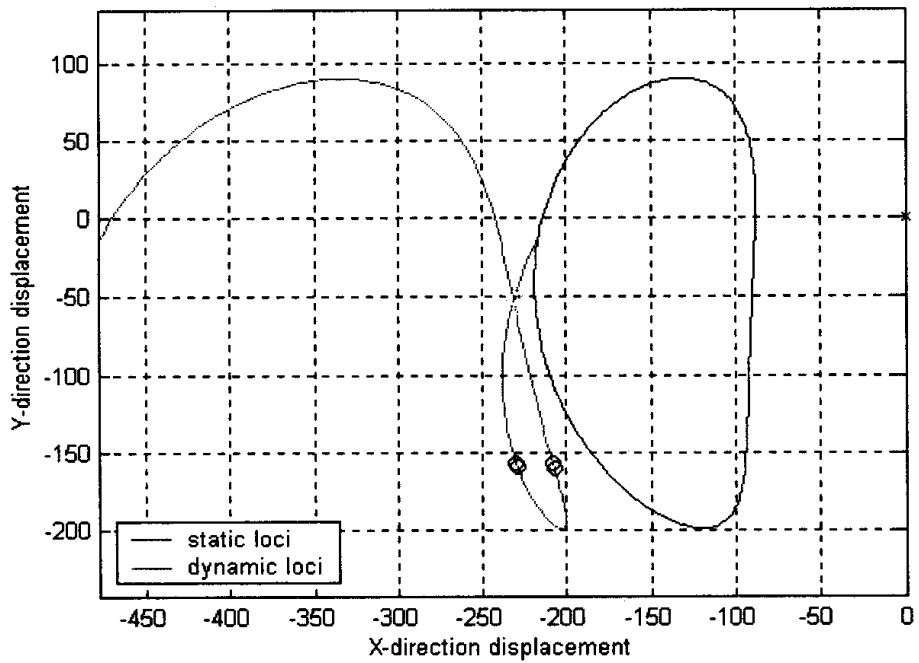


그림 B-8 Rotary310 모델의 식부 궤적 평가.

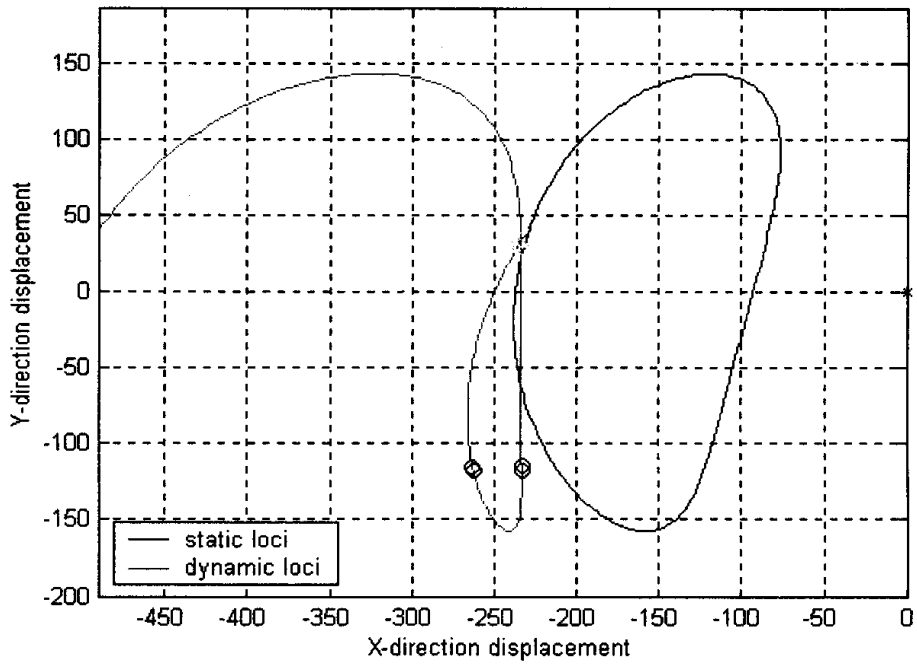


그림 B-9 Rotary311 모델의 식부 궤적 평가.

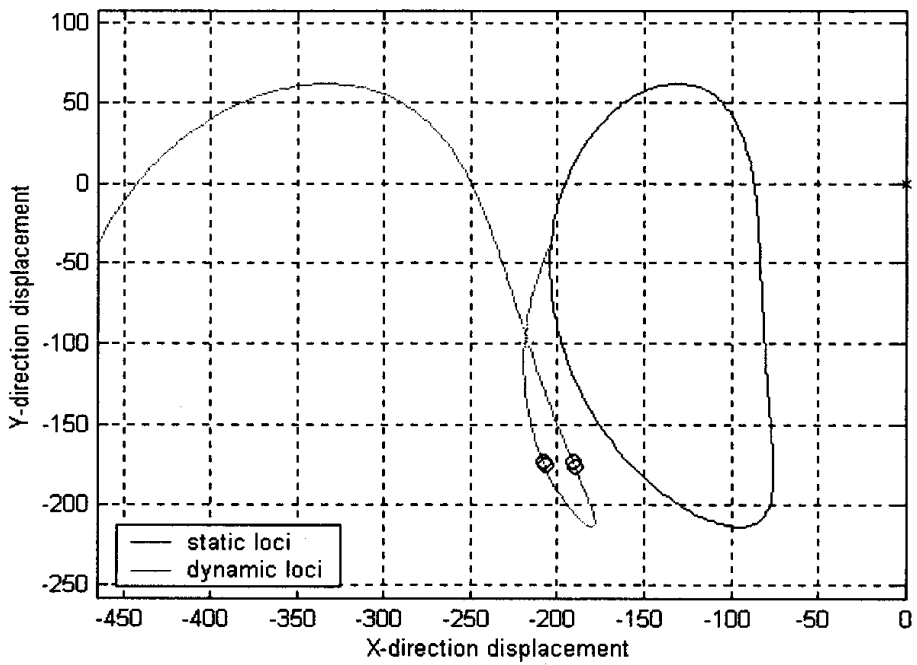


그림 B-10 Rotary312 모델의 식부 궤적 평가.

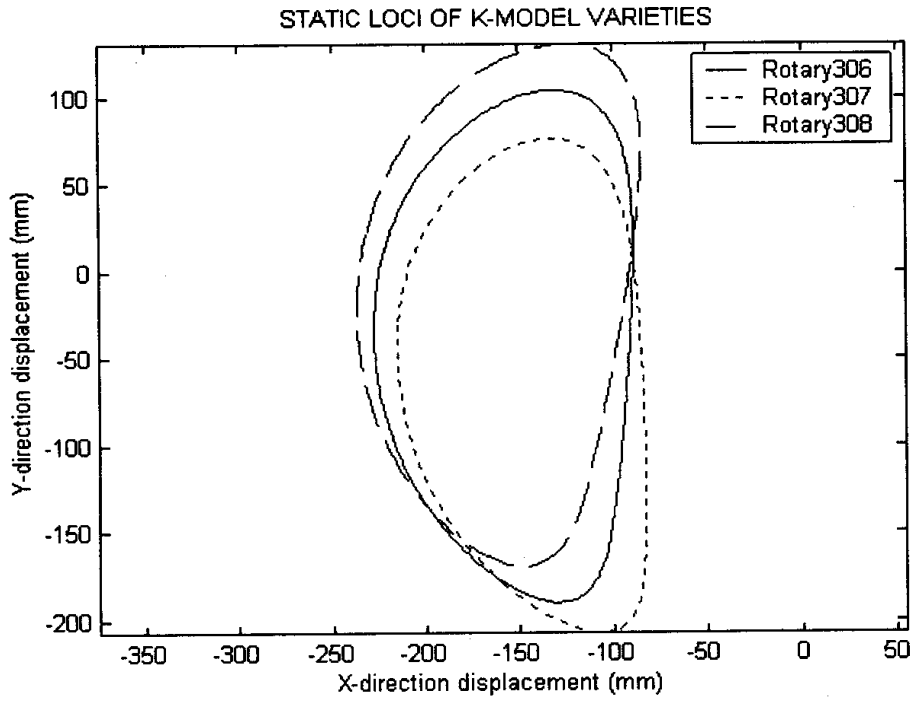


그림 B-11 K-변종 모델의 식부날 초기각 변화에 따른 궤적.

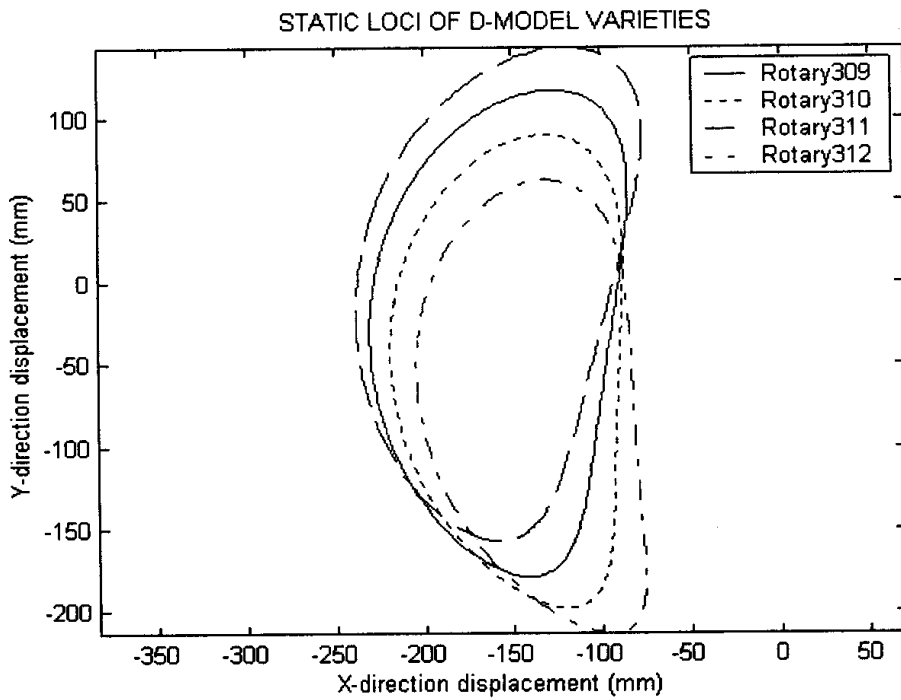


그림 B-12 D-변종 모델의 식부날 초기각 변화에 따른 궤적.

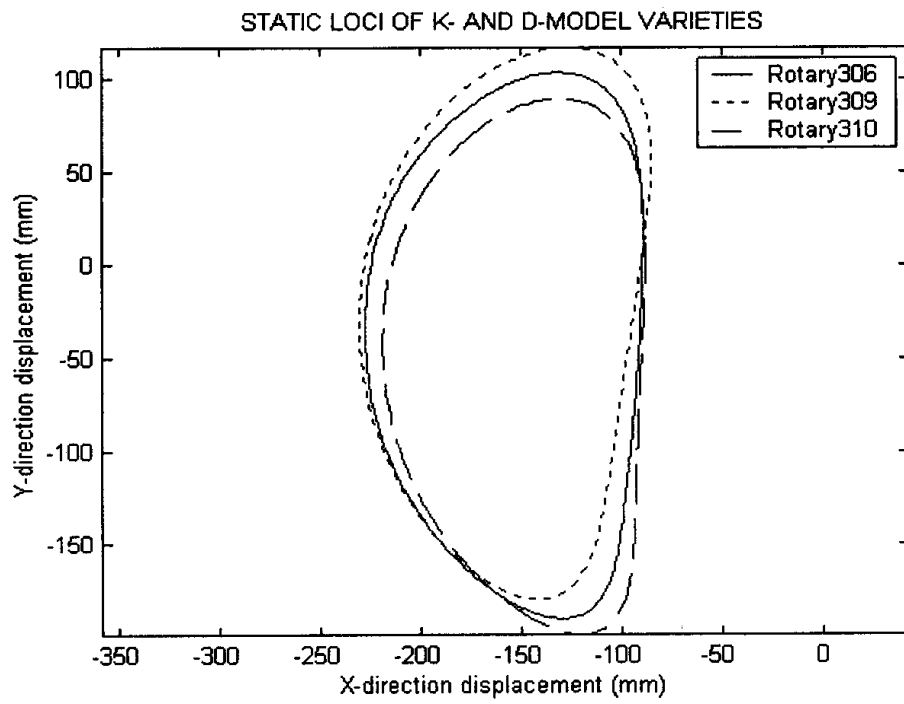
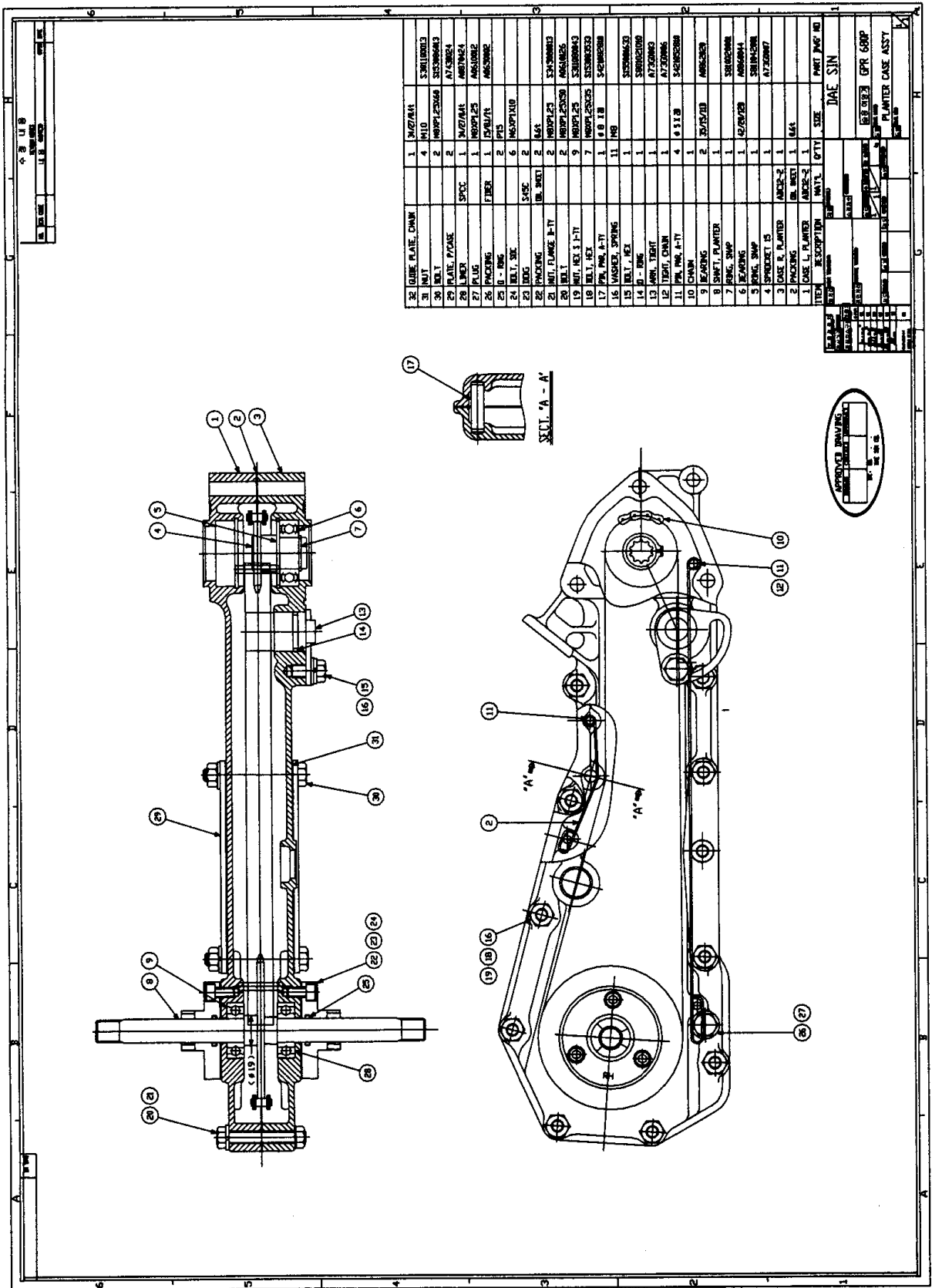
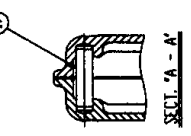


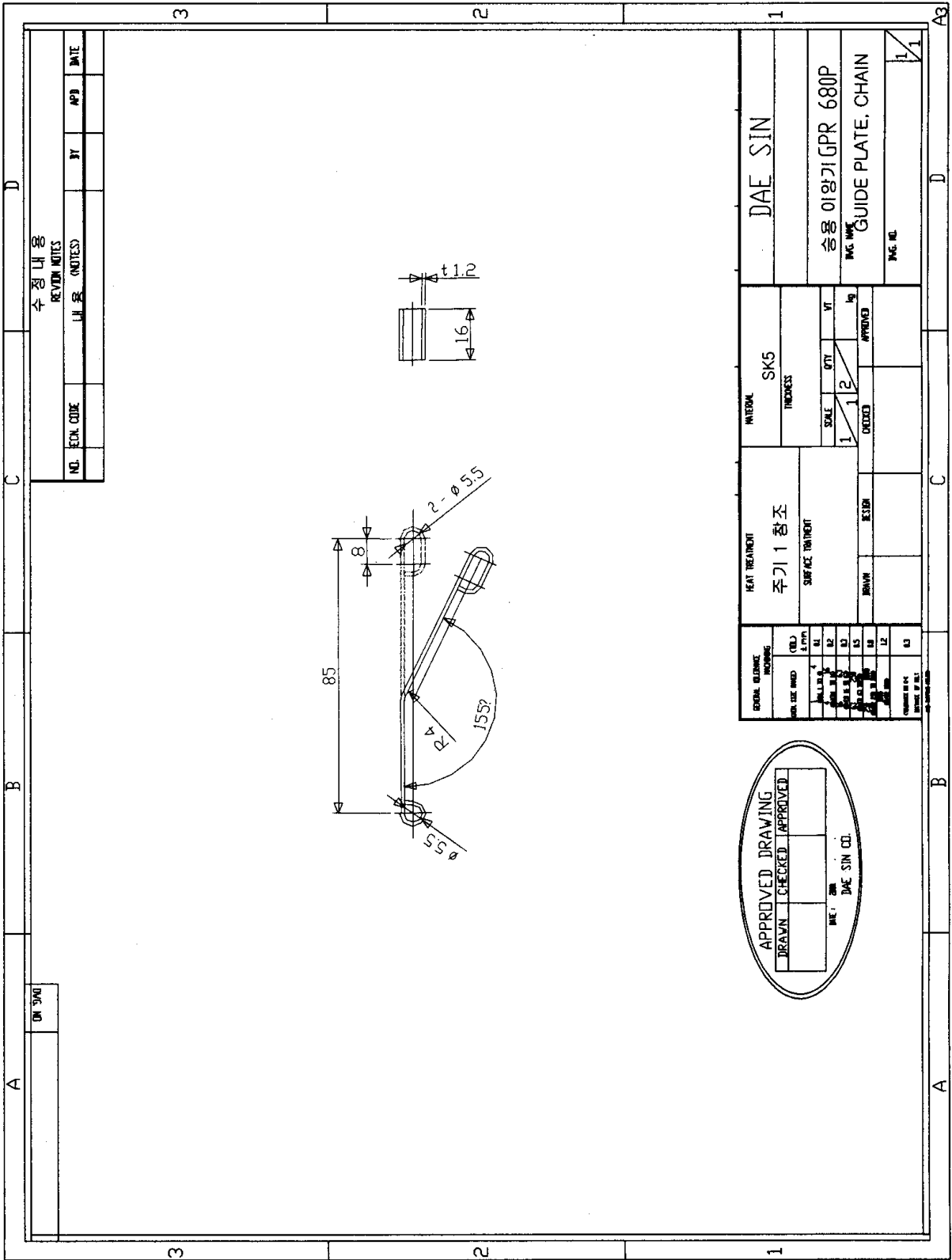
그림 B-13 K,D-변종 모델의 궤적.

부록 C. 수정 전동라인과 고속 식부장치 도면



| ITEM | DESCRIPTION | QTY | UNIT | SIZE | PART NAME | NO |
|------|--------------------|-----|----------------|------|-----------|----|
| 28 | COVER PLATE, CHAIN | 1 | 3/4" X 1/4" | | | |
| 27 | NUT | 4 | M10 | | | |
| 26 | PLATE, PLATE | 2 | M8 X 1.25 X 20 | | | |
| 25 | PLATE, PLATE | 1 | A7.5 X 24 | | | |
| 24 | PLUG | 1 | M8 X 1.25 | | | |
| 23 | PACKING | 1 | A8 X 1.25 | | | |
| 22 | R-RING | 2 | PT5 | | | |
| 21 | WELT, SH. | 6 | M8 X 1.25 | | | |
| 20 | DOGS | 2 | 6.65 | | | |
| 19 | PACKING | 2 | M8 X 1.25 | | | |
| 18 | NUT, FLANGE R-T | 2 | M8 X 1.25 | | | |
| 17 | NUT, HEX. S-T | 9 | M8 X 1.25 | | | |
| 16 | NUT, HEX. | 7 | M8 X 1.25 | | | |
| 15 | WASHER, SPRING | 1 | 4.8 X 8 | | | |
| 14 | WELT, P.E.S. | 11 | M8 | | | |
| 13 | WASHER | 1 | S25 X 30 X 3 | | | |
| 12 | WASHER | 1 | S25 X 30 X 3 | | | |
| 11 | WASHER | 1 | A7.5 X 24 | | | |
| 10 | CHAIN | 4 | 4.5 X 8 | | | |
| 9 | BEARING | 1 | | | | |
| 8 | SMFT. PLANTER | 2 | 35 X 50 | | | |
| 7 | SPRING, SHIP | 1 | | | | |
| 6 | BEARING | 1 | | | | |
| 5 | SPRING, SHIP | 1 | | | | |
| 4 | SPROCKET 15 | 1 | | | | |
| 3 | CASE R. PLANTER | 1 | | | | |
| 2 | PACKING | 1 | | | | |
| 1 | CASE L. PLANTER | 1 | | | | |
| | ITEM DESCRIPTION | QTY | UNIT | SIZE | PART NAME | NO |
| | DAE SIN | | | | | |
| | GPR 680P | | | | | |
| | PLANTER CASE ASSY | | | | | |

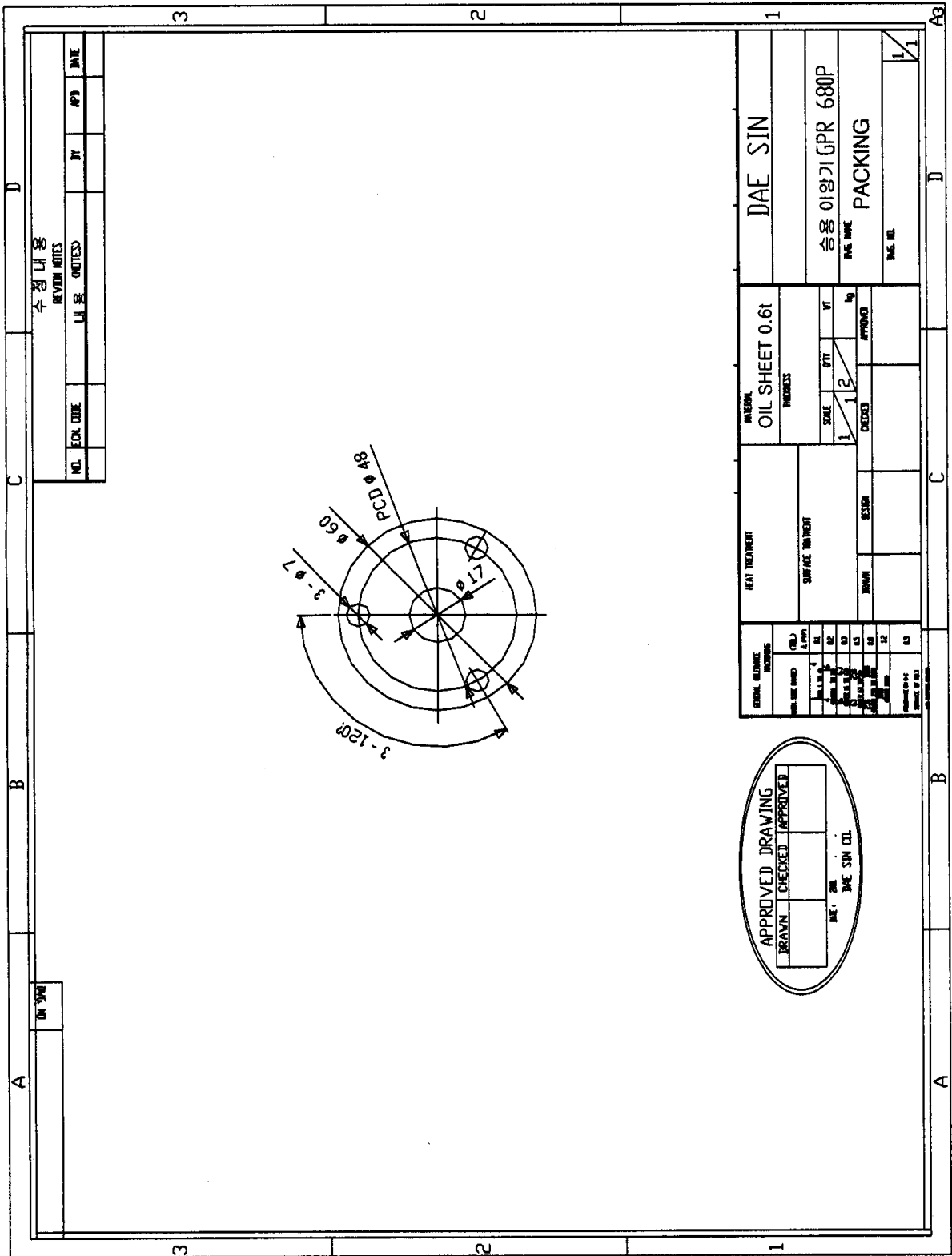


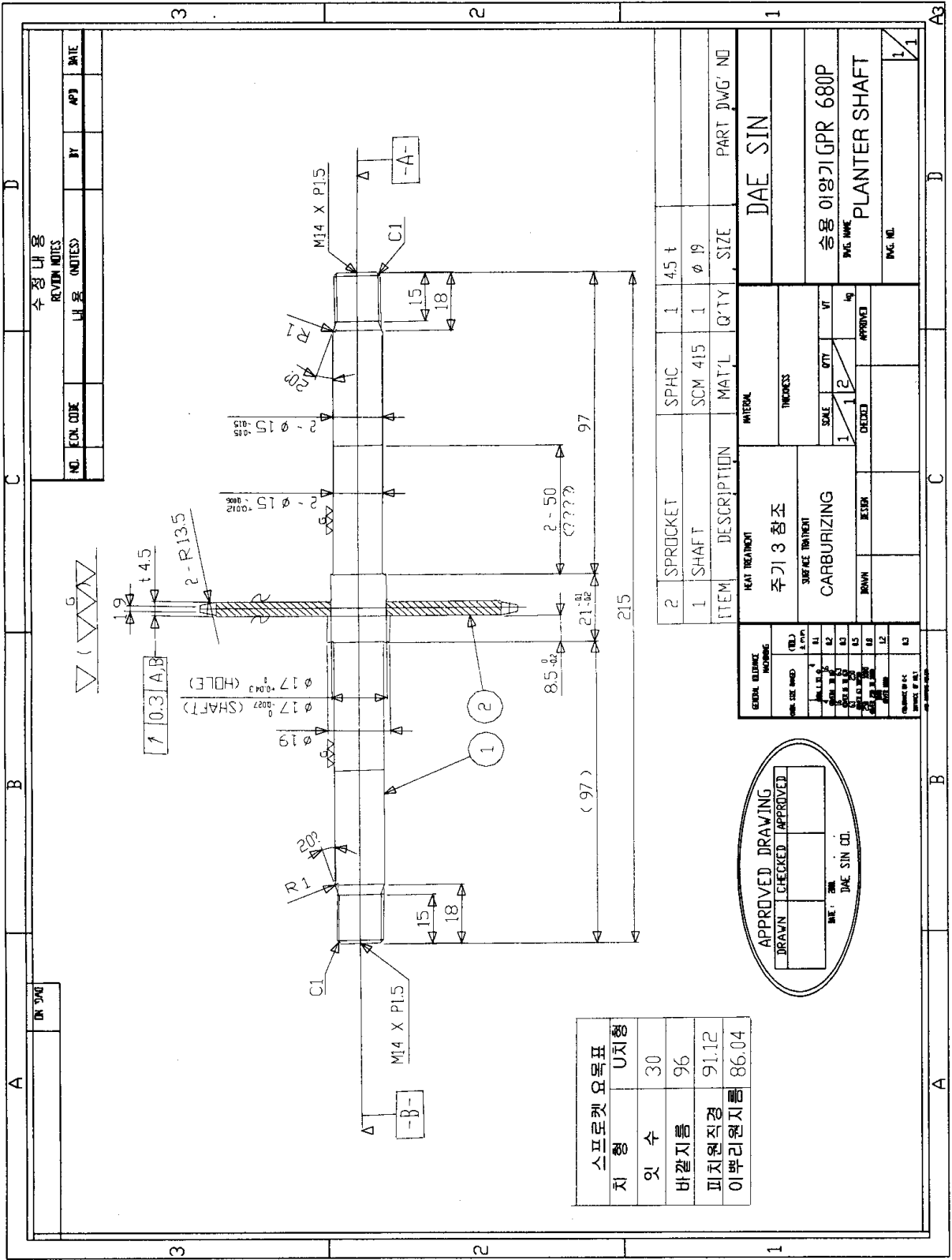


| | | | |
|-------------------------|-----------|----|------|
| 수정 내용 REVISION NOTES | | | |
| NO. | EDN. CODE | BY | DATE |
| | | | |
| | | | |

APPROVED DRAWING
 DRAWN _____
 CHECKED _____
 DATE: 2008 DAE SIN CO.

| | | | |
|--------------------|-------------------|-----------|--------------------|
| GENERAL DIMENSIONS | HEAT TREATMENT | MATERIAL | DAE SIN |
| MIN. SIZE (MM) | 주기 1 참조 | SK5 | 승용 이랑기 GPR 680P |
| ALL DIM. ± | SURFACE TREATMENT | THICKNESS | PAG. MARK |
| 0.1 | BRINN E338 | 1.12 | GUIDE PLATE, CHAIN |
| 0.2 | | SCALE | PAG. NO. |
| 0.3 | | 1:1 | |
| 0.5 | | DTY | |
| 1.0 | | VT | |
| 2.0 | | APPROVED | |
| 3.0 | | | |
| 5.0 | | | |
| 10.0 | | | |
| 20.0 | | | |
| 50.0 | | | |
| 100.0 | | | |
| OTHER DIM. ± | | | |
| 0.1 | | | |
| 0.2 | | | |
| 0.3 | | | |
| 0.5 | | | |
| 1.0 | | | |
| 2.0 | | | |
| 3.0 | | | |
| 5.0 | | | |
| 10.0 | | | |
| 20.0 | | | |
| 50.0 | | | |
| 100.0 | | | |





| 수정내용 REVISION NOTES | | | |
|------------------------|----------|------------|------|
| NO. | EDN CODE | 내용 (NOTES) | DATE |
| | | | |

| 스프로킷 목록표 | |
|----------|-------|
| 지 형 | U지형 |
| 잇 수 | 30 |
| 바깥지름 | 96 |
| 피치원지름 | 91.12 |
| 이뿌리원지름 | 86.04 |

APPROVED DRAWING

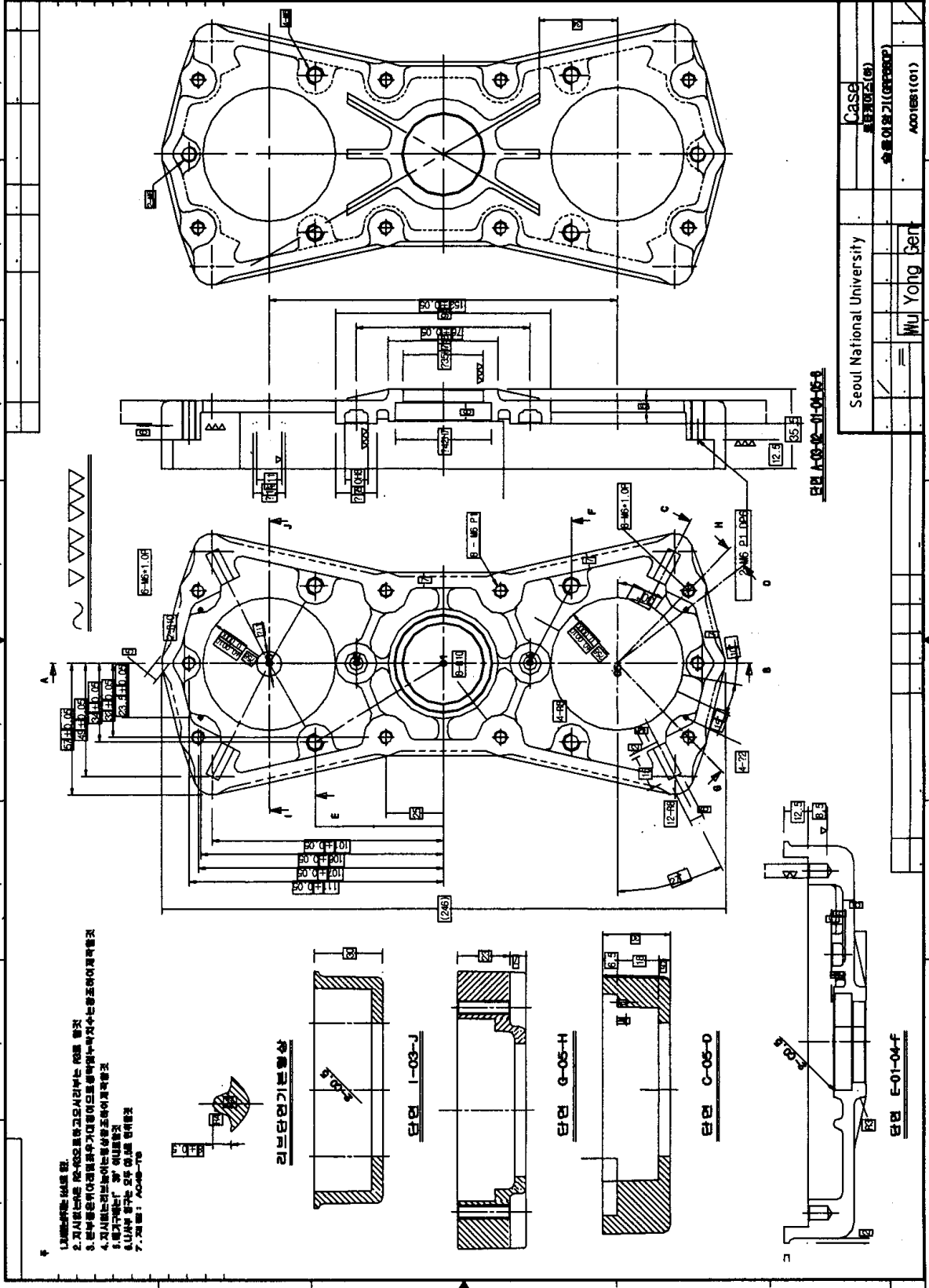
| | | |
|------------------------|---------|----------|
| DRAWN | CHECKED | APPROVED |
| DATE: 2000 DAE SIN CO. | | |

| ITEM | DESCRIPTION | MAT'L | Q'TY | SIZE | PART DWG' NO |
|------|-------------|---------|------|-------|--------------|
| 2 | SPROCKET | SPHC | 1 | 4.5 t | |
| 1 | SHAFT | SCM 415 | 1 | φ 19 | |

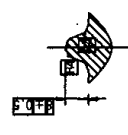
| HEAT TREATMENT | | INTERNAL | |
|-------------------|-------|-----------|----------|
| 주기 3 참조 | | | |
| SURFACE TREATMENT | | THICKNESS | |
| CARBURIZING | | | |
| BRN | REVER | CHECKED | APPROVED |
| SCALE | QTY | VT | |
| 1 | 12 | 10 | |

| | |
|-----------------|----------|
| DAE SIN | |
| 승용 이앙기 GPR 680P | PWG NAME |
| PLANTER SHAFT | PWG NO. |
| | 1/1 |

| GENERAL DIMENSIONS | |
|--------------------|--------|
| SHAFT DIA (HOLE) | 17.003 |
| SHAFT DIA (SHAFT) | 17.007 |
| SHAFT DIA (HOLE) | 17.003 |
| SHAFT DIA (SHAFT) | 17.007 |
| SHAFT DIA (HOLE) | 17.003 |
| SHAFT DIA (SHAFT) | 17.007 |
| SHAFT DIA (HOLE) | 17.003 |
| SHAFT DIA (SHAFT) | 17.007 |



1. 이 도면은 3D 모델링이다.
2. 이 도면은 3D 모델링을 기반으로 작성된 것으로, 실제 제작 시에는 3D 모델링을 기반으로 제작해야 한다.
3. 이 도면은 3D 모델링을 기반으로 작성된 것으로, 실제 제작 시에는 3D 모델링을 기반으로 제작해야 한다.
4. 이 도면은 3D 모델링을 기반으로 작성된 것으로, 실제 제작 시에는 3D 모델링을 기반으로 제작해야 한다.
5. 이 도면은 3D 모델링을 기반으로 작성된 것으로, 실제 제작 시에는 3D 모델링을 기반으로 제작해야 한다.
6. 이 도면은 3D 모델링을 기반으로 작성된 것으로, 실제 제작 시에는 3D 모델링을 기반으로 제작해야 한다.
7. 이 도면은 3D 모델링을 기반으로 작성된 것으로, 실제 제작 시에는 3D 모델링을 기반으로 제작해야 한다.



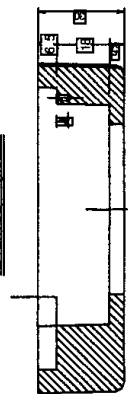
리브러너기본형상



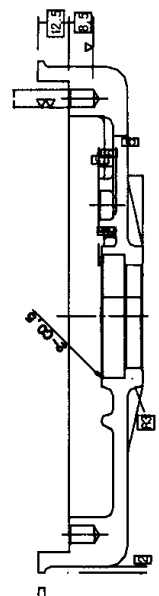
단면 I-I-03-J



단면 G-G-05-H



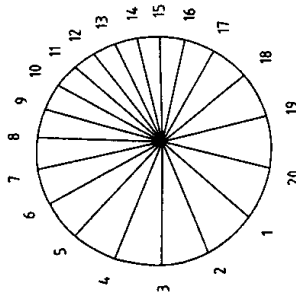
단면 C-C-05-D



단면 E-01-04-F

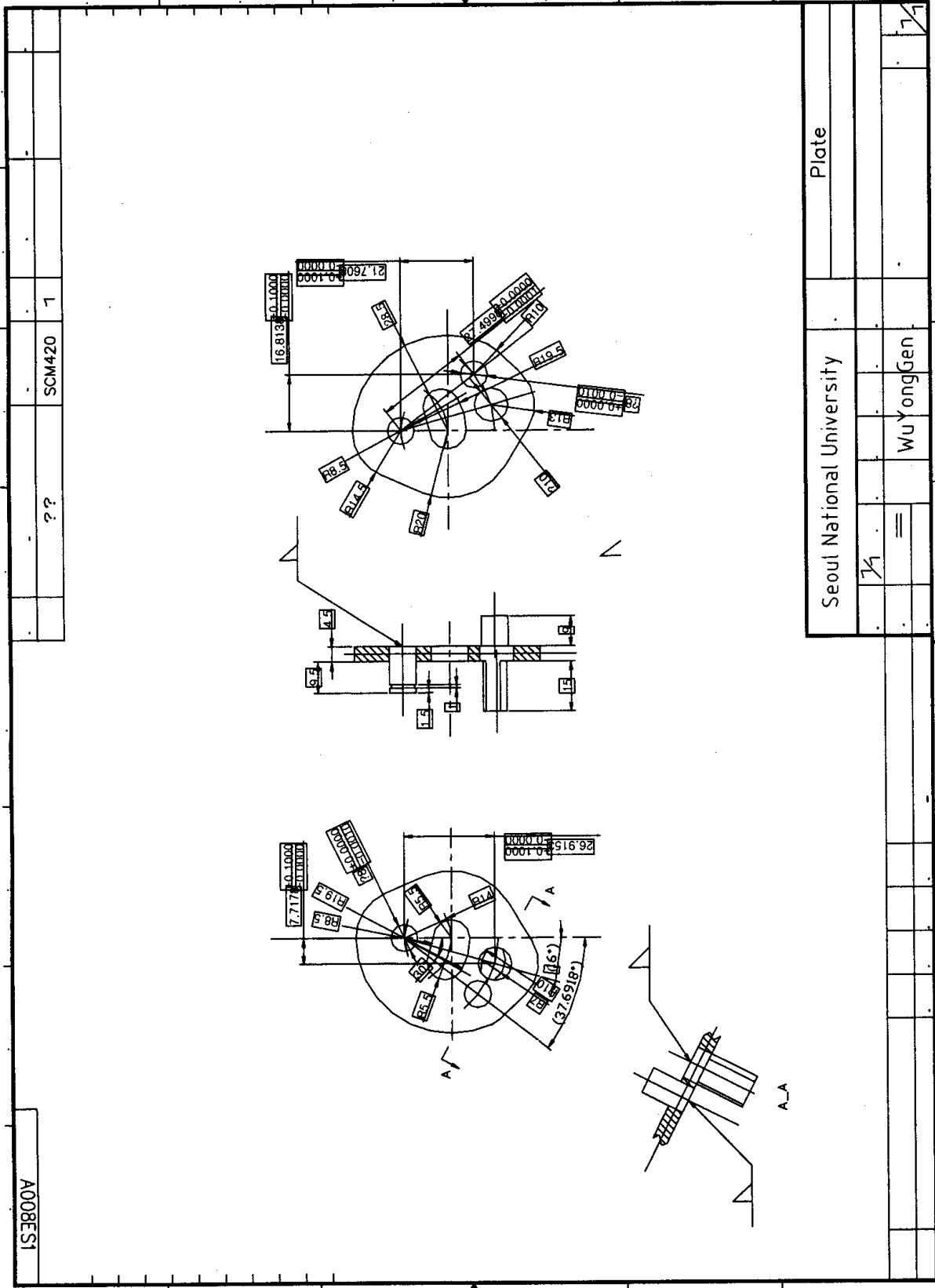
단면 A-03-02-01-04-05-E

| | |
|---------------------------|---------------------------|
| Case | Case |
| Seoul National University | Seoul National University |
| Wu Yong Gen | Wu Yong Gen |
| Address(01) | Address(01) |



| No. | | | |
|-----|----------|---------|--|
| 1 | 228.6570 | 21.3876 | |
| 2 | 202.3484 | 22.2816 | |
| 3 | 179.4300 | 22.9064 | |
| 4 | 157.5590 | 23.4505 | |
| 5 | 136.8178 | 23.8644 | |
| 6 | 118.6523 | 23.8901 | |
| 7 | 102.2061 | 23.6517 | |
| 8 | 87.7283 | 23.1398 | |
| 9 | 73.9796 | 22.5733 | |
| 10 | 60.7584 | 22.0019 | |
| 11 | 48.6570 | 21.3876 | |
| 12 | 37.0177 | 20.8319 | |
| 13 | 24.9611 | 20.4070 | |
| 14 | 13.0081 | 20.0629 | |
| 15 | 0.7989 | 19.8126 | |
| 16 | 347.0638 | 19.6760 | |
| 17 | 330.1641 | 19.6472 | |
| 18 | 308.9731 | 19.7380 | |
| 19 | 283.6992 | 20.0290 | |
| 20 | 255.9218 | 20.6132 | |

| | | | |
|---------------------------|----------------|----------|----|
| Seoul National University | | Cam | |
| | | Cam data | |
| 7/4 | | | |
| | Park Young Jun | | 7/ |



A008E51

SCM420

??

1

| | | | |
|---------------------------|------------|-------|--|
| Seoul National University | | Plate | |
| 74 | Wu Yonggen | | |

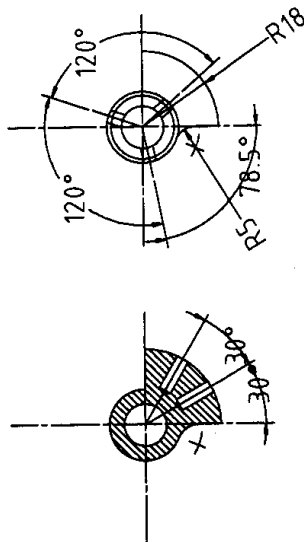
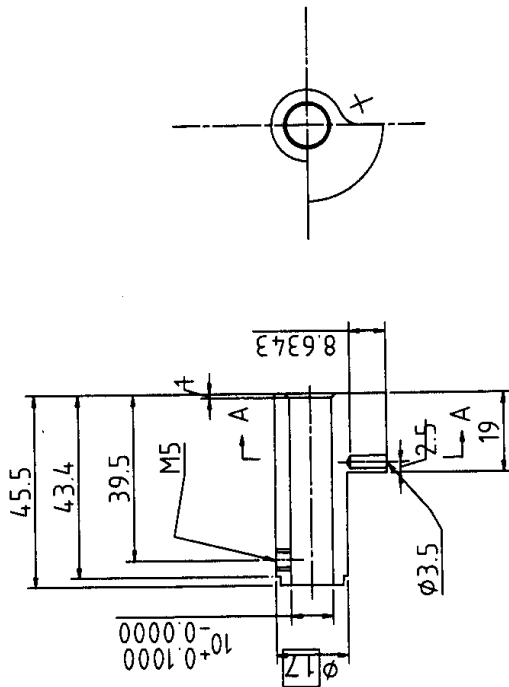
IS3800Y

| | | |
|-----|--------|---|
| 307 | SCM420 | 1 |
|-----|--------|---|

387

1. 20~40mm 径 120° 角付 径 17mm 用
2. R20, R15 形状 120° 角付 径 17mm 用

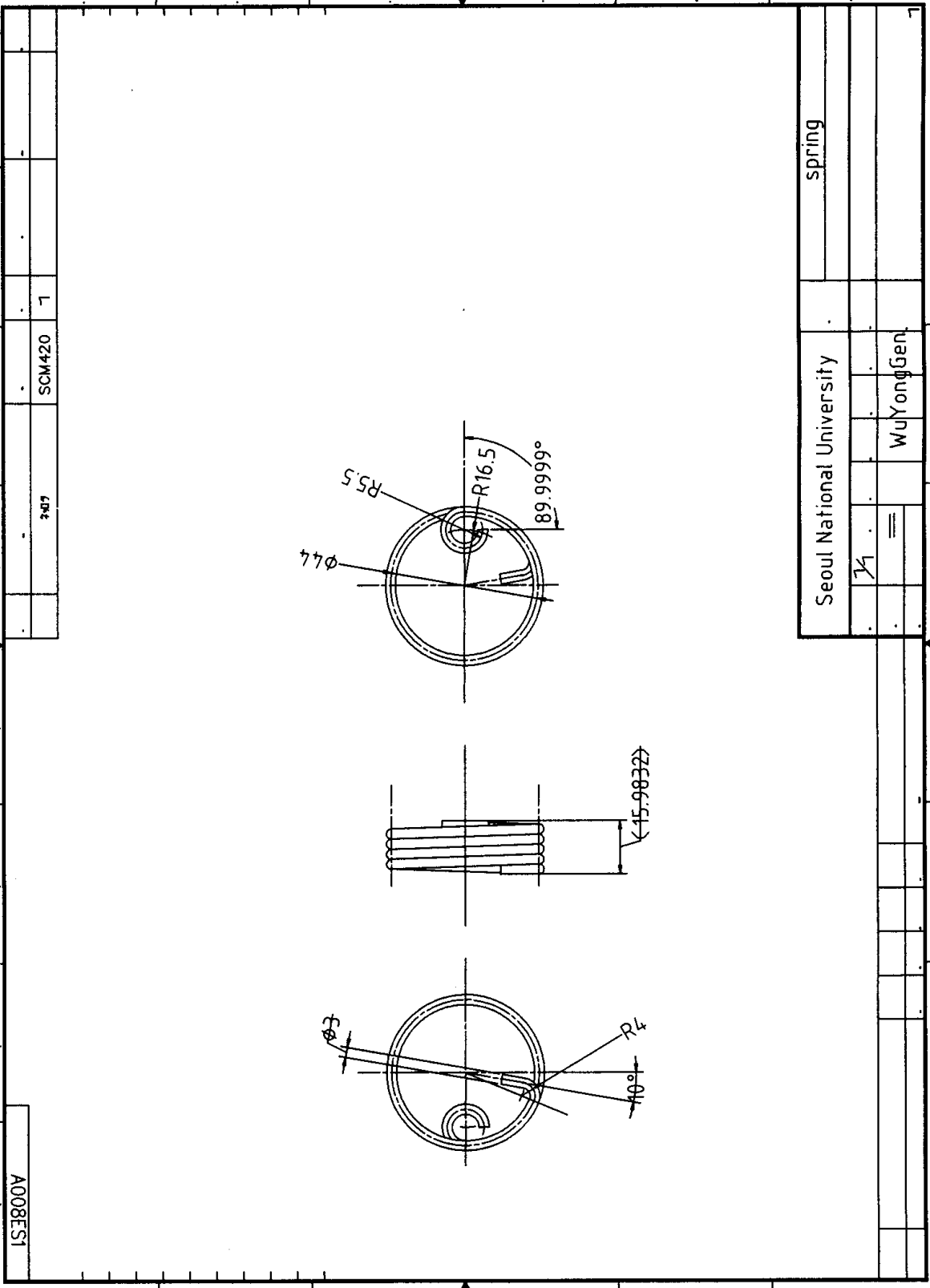
| 寸法 | 公差 |
|----|-------------|
| ク | HRD 69 ~ 72 |
| ク | HRC 24 ~ 45 |
| ク | 0.4 ~ 0.7 |



A-A

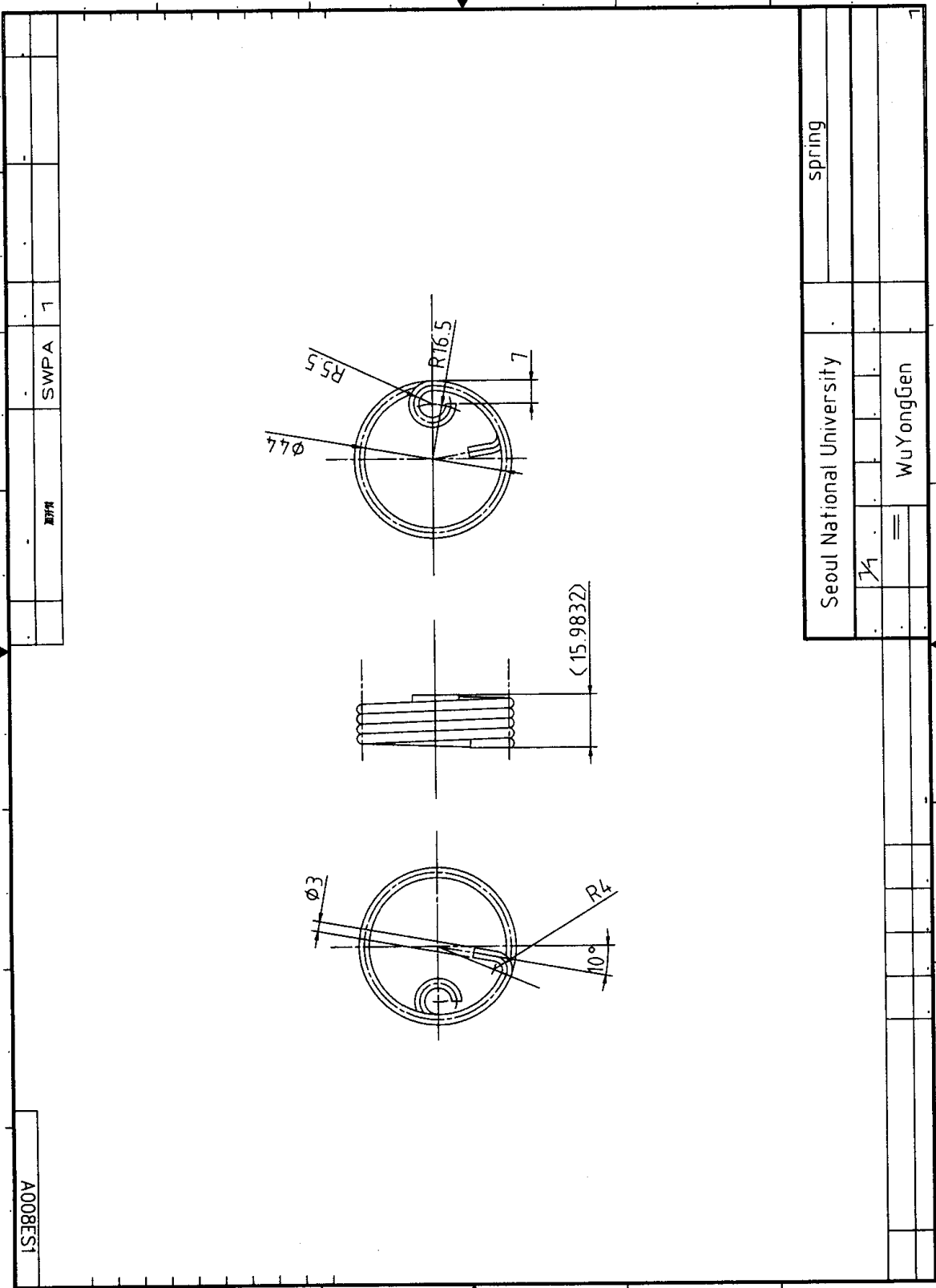
| | |
|---------------------------|------------------|
| Seoul National University | PLATE, DRIVE(LH) |
| Wu YongGen | 77777 (77) |
| | 77777 GPR680P |
| | A008ES1 00 17 |

| | | | | | | |
|---------------------------|--|----|------------|---|---|-----|
| A008ES1 | | ?? | SCM420 | 1 | - | - |
| | | | | | | |
| Seoul National University | | | roller | | | |
| 1/1 | | | | | | 1/1 |
| | | | Wu YongGen | | | |



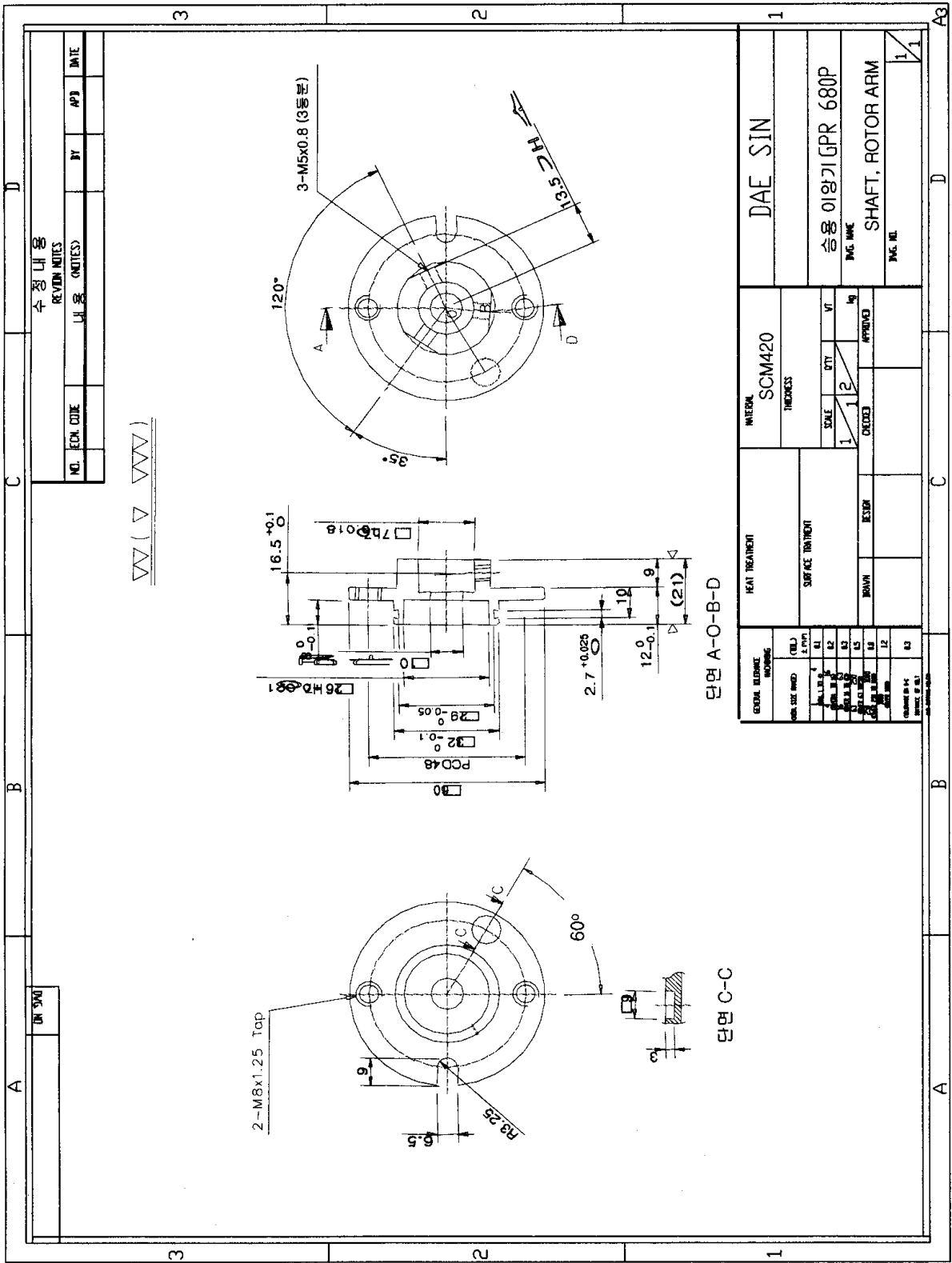
| | | | |
|---------|------|--------|---|
| IS3800V | 2017 | SCM420 | 1 |
|---------|------|--------|---|

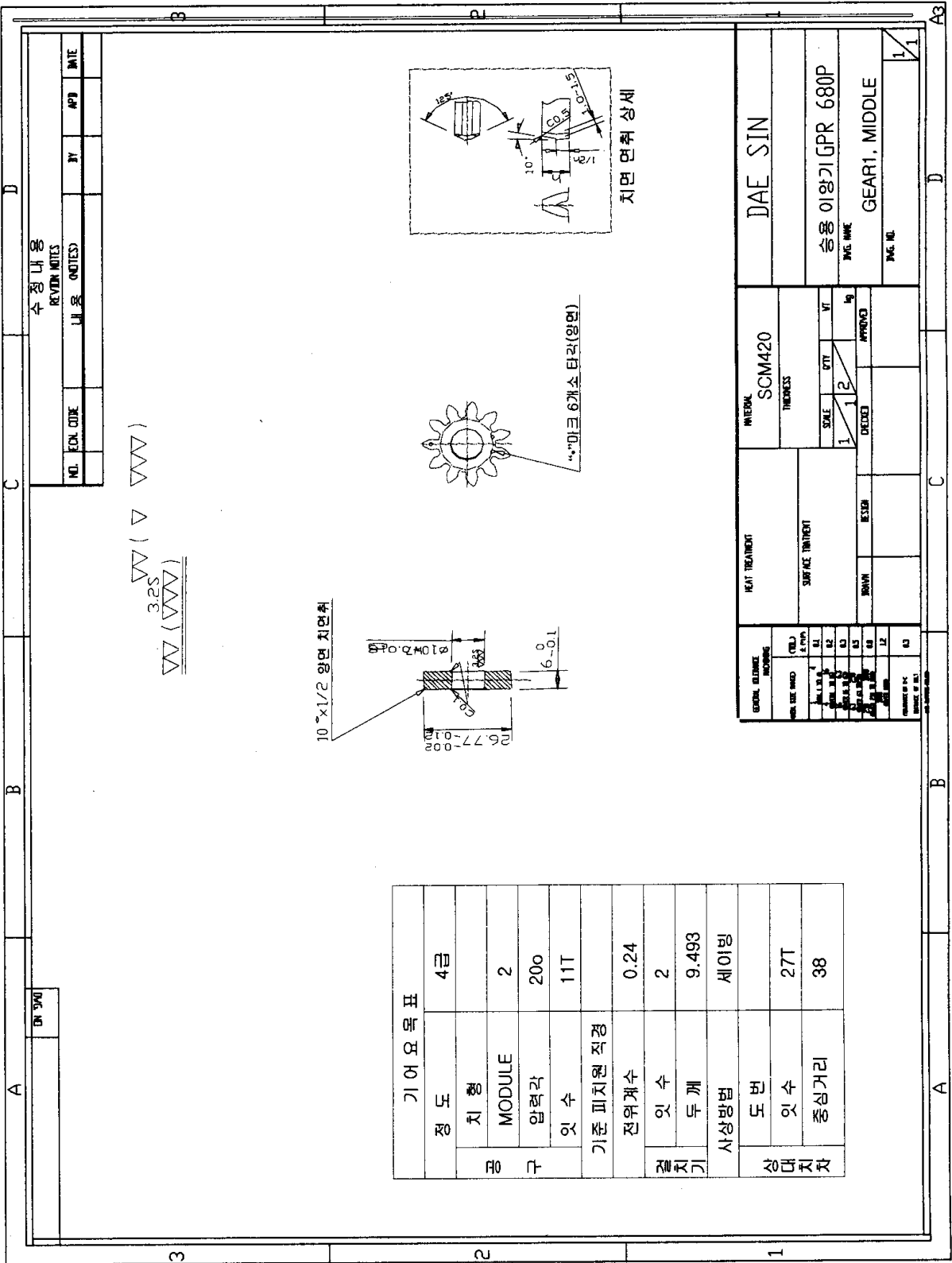
| | | | |
|---------------------------|--|-----------|--|
| Seoul National University | | Spring | |
| 24 | | | |
| | | | |
| | | WuYongGen | |

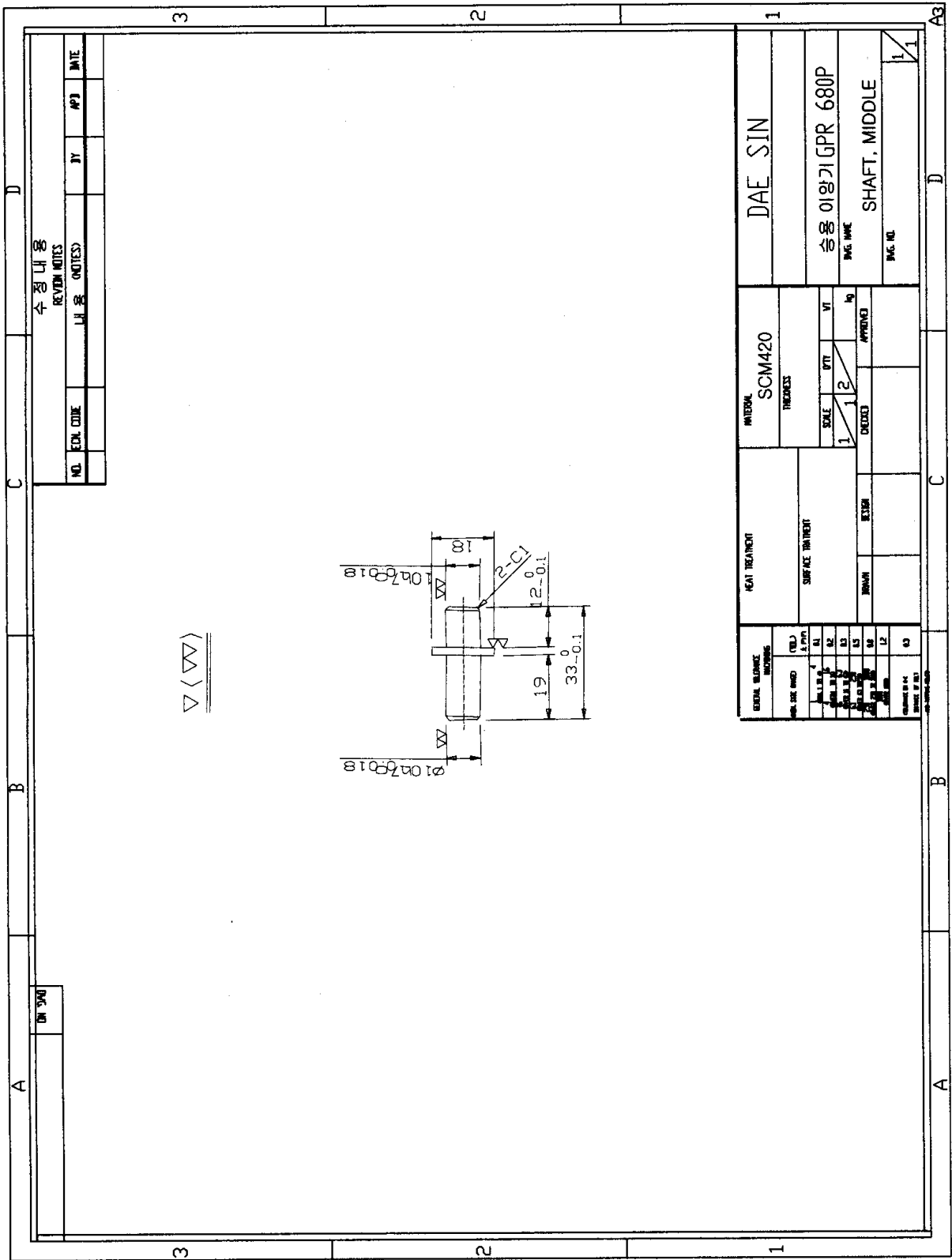


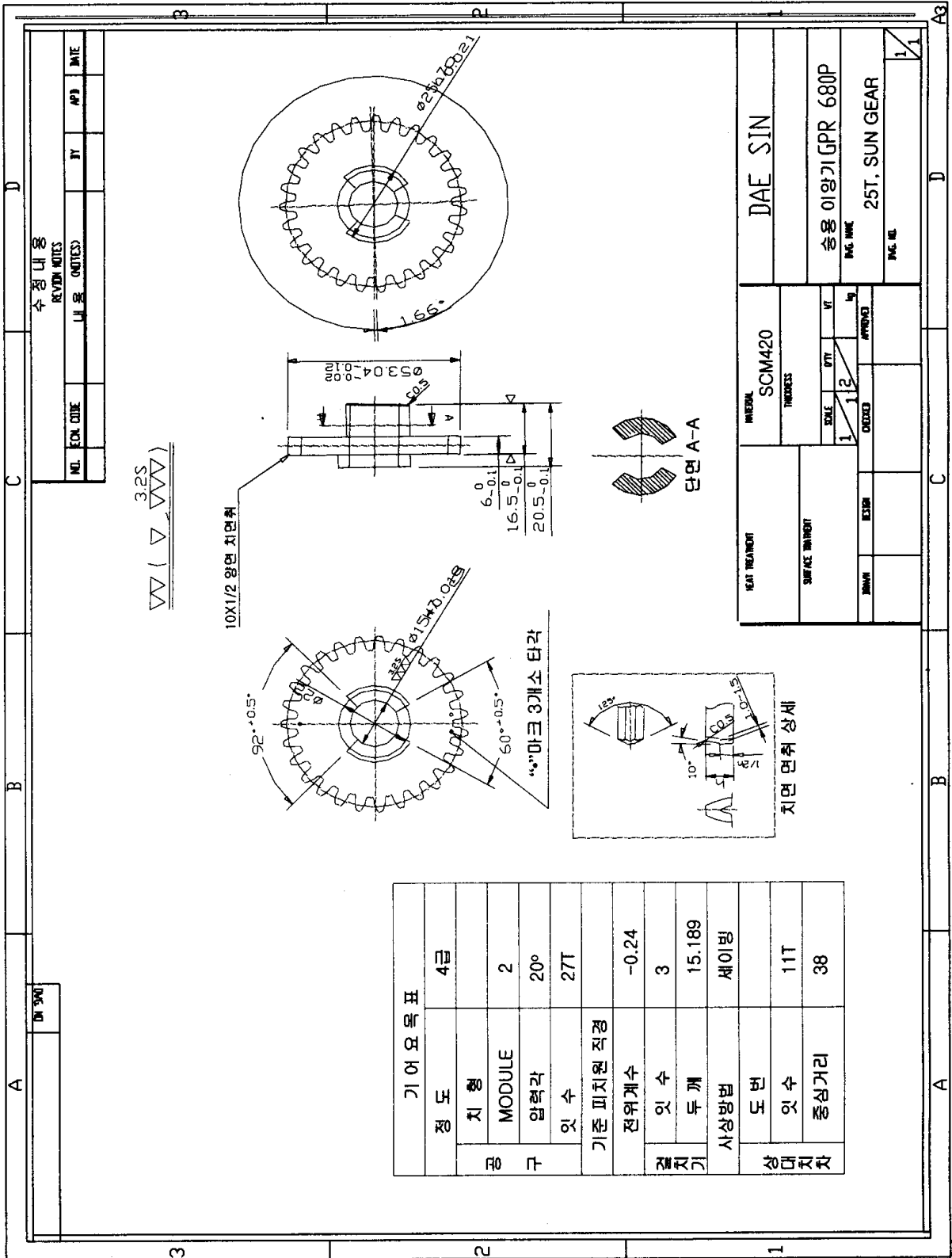
| | | |
|----------|------|---|
| ADDRESS1 | SWPA | 7 |
|----------|------|---|

| | |
|---------------------------|--------|
| Seoul National University | spring |
| Wu YongGen | |







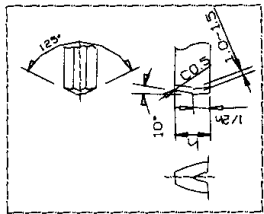


| | | | |
|------------------------|-----------|----|------|
| 수정내용 REVISION NOTES | | | |
| NO. | ECO. CODE | BY | DATE |
| | | | |
| | | | |

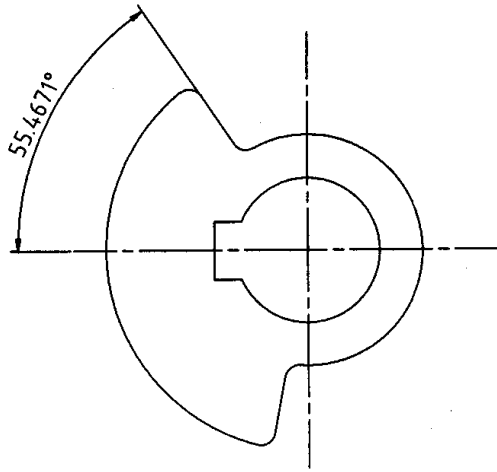
3.2S
▽ (▽▽▽)

10X1/2 양면 치면취

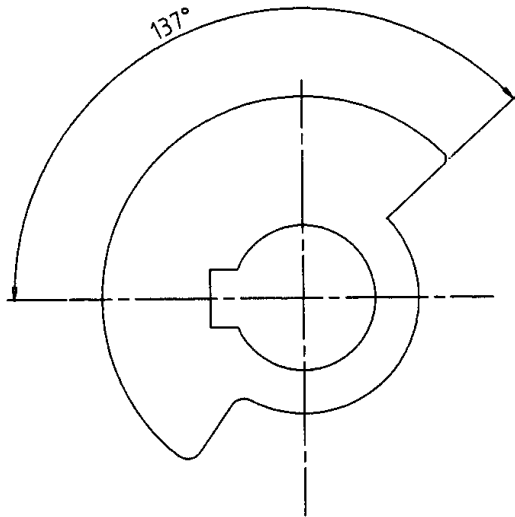
| 기어요목표 | |
|-----------|--------|
| 정도 | 4급 |
| 치형 | 2 |
| MODULE | 20° |
| 압력각 | 27T |
| 잇수 | |
| 기준 피치원 직경 | |
| 전위계수 | -0.24 |
| 잇수 | 3 |
| 두께 | 15.189 |
| 사상방법 | 세이빙 |
| 도번 | |
| 잇수 | 11T |
| 중심거리 | 38 |



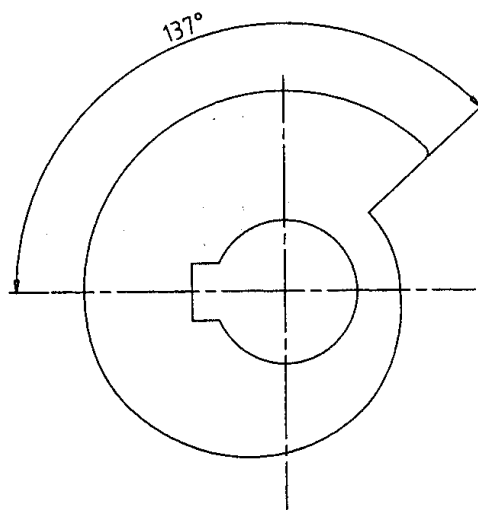
| | | | |
|-------------------|------------|----------|-----------------------------|
| HEAT TREATMENT | MATERIAL | SCM420 | DAE SIN |
| SURFACE TREATMENT | TOLERANCES | | |
| FINISH | SCALE | 1:1 | 승용 이양기 GPR 680P PAG. HMC |
| | DTI | VT | |
| DESIGN | DRAWN | APPROVED | 25T, SUN GEAR PAG. HMC |
| | | | 1/1 |



기존 캠 형상



1차 설변 캠 형상



2차 설변 캠 형상

