

최 종  
연구보고서

농용트랙터용 작업기(혼합) 제어시스템에 관한 연구

Study on Implement Control System for  
Agricultural Tractor

연 구 기 관  
(주)미도테크

농 립 부

# 제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “농용트랙터용 작업기(혼합) 제어시스템에 관한 연구”과제의 최종 보고서로 제출합니다.

2002. 8. 1.

주관연구기관명: (주)미도테크  
총괄연구책임자: 이 제 용  
연구 원: 이 상 식  
          전 채 영  
          하 종 규  
          변 준 석

# 요 약 문

## I. 제목

농용트랙터용 작업기(혼합) 제어시스템에 관한 연구

## II. 연구.개발의 목적 및 중요성

### 1. 연구.개발의 목적

본 연구는 구미 및 일본과는 달리 Plow 및 Rotary작업기에 의한 경운작업이 거의 같은 비율로 행해지고 있는 한국의 농업환경을 고려하여, 작업조건에 따라 양 작업기(Plow와 Rotary)에 대한 개별제어 및 혼합제어가 가능한 3점링크를 기본으로 하는 고정도, 고효율 및 저가의 농용트랙터용 작업기제어시스템을 하드웨어와 소프트웨어에 의해 구성하여 실내 및 포장 실험등을 통해 작업기제어시스템으로서의 응용 가능성을 규명하고, 국내에서 생산되고 있는 농용트랙터에의 상품화 적용을 목적으로 하고있다.

### 2. 연구.개발의 중요성

일본, 미국등의 선진국에서는 작업기제어시스템이 이미 상용화되어 실포장에서 트랙터에 의한 경운작업등에 널리 이용되고 있으나, 농업환경의 변화에 따라 아직도 성능개선 및 원가절감을 위한 많은 연구들이 수행되고 있다. 한국의 농업은 현재 W.T.O에 의한 농산물 수입 개방 압력등에 의해 생산성 향상을 통한 농업생산물의 생산비 절감과 경쟁력의 확보라는 당면과제를 안고 있으며, 농업생산성 향상을 통한 농산물의 생산비 절감을 위해서는 고정도 및 고효율의 농작업이 가능한 작업기제어시스템의 도입을 통해 농작업의 생력화를 꾀할 필요가 있다. 한국에서도 농가소득의 증대와 함께 최근 농용트랙터용 작업기수평제어시스템과 같은 자동제어시스템이 농용트랙터에 도입되기 시작하고 있으며, 가까운 미래에 농업기계에 대한 자동제어시스템의 도입이 활발히 진행될 것으로 예상된다. 이에 대한 연구.개발이 미미한 한국으로서는 선진국의 기술을 그대로 도입하던가, 완제품 상태

로 수입할 수밖에 없는 상황이며, 이로 인한 기술로얄티등으로 무역수지에 많은 영향을 줄 것으로 판단된다. 특히 로타리작업기용 제어시스템의 경우는 주로 일본에서 이용되는 기술로써 대일 무역역조현상을 가중시키는 결과를 낳을 수 있다. 또한 작업기제어시스템은 현재 국내.외에서 한창 연구.개발중인 자율주행트랙터(무인 트랙터)에 필수적인 요소기술 가운데 하나이며, 콤팩트트랙터의 높이제어와 같이 타 기종에의 파급효과가 큰 기술이다.

위에서 지적한 농작업의 생력화, 선진국으로부터의 기술종속등의 문제점을 해결하기 위해서는 선진국에서 이미 도출된 문제점들의 개선과 함께 국내 농업환경에 적합한 고성능, 고효율 및 저가격의 작업기제어시스템에 대한 자체 연구.개발이 절실히 요구되고 있다.

### Ⅲ. 연구개발의 내용 및 범위

구 분	연구 개발 목표	연구개발 내용 및 범위
1년차 (기초연구)	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 제어 시스템의 개요 설계</li> <li>○ 제어 시스템을 구성하는 요소들의 상세 설계</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 관련 문헌, 시장 조사 및 분석을 통한 개발 방향 설정</li> <li>- 설정 방향에 따른 최적 제어 시스템의 제시</li> <li>- 제어대상 등에 대한 이론적 고찰을 통한 기초 data의 확보</li> <li>- 시판 센서류(경사각센서 등)의 응답 특성 실험을 통한 적정 센서의 선정. 미시판(리프트 압센서 등) 또는 고가 센서(광센서)류에 대한 자체 개발</li> <li>- 전자제어부의 하드웨어 설계, 동작 시험 등을 통한 문제점 보완 및 제작</li> <li>- 유압 회로의 설계, 특성 실험을 통한 문제점 보완 및 구성</li> </ul>
2년차 (응용연구 및 시작기 제작)	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 시작기 제작 및 실패장에서의 적응성 평가</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 제어 시스템에 대한 시뮬레이션 모델의 확보</li> <li>- 제어 알고리즘 및 소프트웨어 개발</li> <li>- 시작기 설계 및 제작</li> <li>- 시작기의 실내 실험을 통한 문제점 보완</li> <li>- 포장에서의 적응성 실험을 통한 문제점 보완 및 최종 시작기 완성</li> </ul>
(사업화)	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 상품화 개발 및 사업화 추진</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 국내 외 트랙터의 대표적 기종에 대한 규격화 작업(메이커와 공동 또는 독자적으로)</li> <li>- 국내 외 전시회 참가와 폐사 국외 파트너와의 협력을 통한 개발 제품의 홍보 및 수출 추진</li> </ul>

## IV 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

### 1. 연구결과

#### 가. 종래의 연구

Plow작업기를 위한 위치, 견인력제어에 관한 연구는 주로 구미에서 많은 연구가 수행되었으며, 연구의 대부분은 제어시스템을 구성하고 있는 요소에 대한 이론적인 분석 또는 실험을 통한 성능평가 및 성능향상을 위한 개선, 개량등에 관한 것이다. Rotary작업기용 경심 및 부하제어에 관한 연구는 경운작업을 위해 Rotary작업기를 주로 이용하고 있는 일본에서 많은 연구가 수행되었으며, 연구의 대부분은 경심에 관한 Feedback정보를 트랙터 본체측이 아닌 주로 Rotary Cover에 Hinge결합된 균형판의 움직임을 회전형 포텐쇼메타로 검출하는 Rotary Cover방식에 관한 것이다. 또한 선진국에서 수행되고 있는 연구의 대부분은 유압회로상의 비례제어밸브에 의한 유량제어에 관한 연구가 주류를 이루고있다.

#### 나. 리프트암각, 차체 Pitching각과 Rotary작업기 경심사이의 관계

농용트랙터의 작업기에 의한 경운작업중의 경심(작업깊이)변화는 주로 불균일한 포장면, 차륜침하등에 의한 차체Pitching 및 지상고의 변화에 의해 발생되며, Rotary작업기와 직접 연결되어 있는 3점링크의 기구학적인 해석을 통해 Rotary작업기의 경심변화를 이론적으로 분석하였다. Rotary작업기에 의한 경운작업은 일반적으로 약10cm정도의 경심에서 행해지며, 분석결과로부터 차체Pitching이 발생하지 않은 경우의 경심 10cm에 대한 공시트랙터의 리프트암의 각도는 약 $0^{\circ}$ 이다. 또한 공시트랙터의 전,후륜의 침하차가 약15cm라고 가정할때의 차체Pitching각은 약 $\pm 4.7^{\circ}$ 이며, 이 Pitching각에 의한 공시작업기의 경심변화는 약9.8cm이다. 따라서 제어시스템은 최소한 약9.8cm의 경심변화의 보상에 필요한 응답성을 확보할 필요가 있음을 알 수 있다.

#### 다. 제어시스템의 개요

제어시스템은; 1)작업기에 의한 작업조건등의 설정 및 조작을 위한 설정 조작부, 2)작업기의 위치, 견인력, 경심 및 작업부하등의 검출을 위한 각종 센서로 구성되는 검출부, 3)센서로 부터의 신호를 입력보드(A/D보드)를 통해 읽어들이어 각종 연산처리를 수행하고, 출력보드(D/A 및 D/O보드)통해 밸브구동회로에 제어신호를 출력하기 위한 마이크로컴퓨터 및 유압밸브의 구동을 위한 밸브 구동회로로 구성되는 전자제어부, 4)전자제어부로 부터의 제어신호에 의해 솔레노이드밸브를 간접제어함으로서 유압실린더의 작동을 위한 유압회로 및 실린더, 5)리프트암을 통해 유압실린더와 직접 연결되어 있는 3점링크 및 작업기의 5요소로 구성되어 있다. 또한, 제어시스템은 작업기에 따른 기본제어외에 운전자의 편의등을 고려하여 리프트암상한, 원터치상승, 전.후진상승 및 스티어링상승등의 부가제어가 가능하도록 설계되어 있다.

#### 라. 제어시스템의 수학적 모델링 및 컴퓨터 시뮬레이션

설계된 제어시스템에 대한 실.내외 실험을 수행하기 전에 제어시스템의 수학적 모델링 및 컴퓨터 시뮬레이션을 행하였다. 스텝응답에 대한 시뮬레이션에서는 하강유량 41lpm에서 약3.의 오버슈트현상이 관측되었으며, 이러한 현상을 방지하기 위해 하강유량을 조절할 필요가 있음을 알 수 있다. 실린더에의 입력유량 16lpm, 진폭±10.에 대한 주파수응답시뮬레이션의 결과로부터 입력주파수 1hz까지는 시스템이 잘 추종함을 알 수 있었다.

#### 마. 제어시스템에 대한 실내에서의 응답특성실험

예비실험의 결과로부터 공시트랙터의 유압펌프의 토출유량은 엔진회전수와 함께 선형적으로 증가하며, 2500rpm에서의 토출유량은 약26lpm임을 알 수 있었다. 또한 엔진회전수의 변화(1500, 2000 및 2500rpm)에 따른 밸브블록의 P포트측에서 측정한 밸브의 압력손실은 저속의 경우 11, 17 및 23Kgf/cm<sup>2</sup>이고, 고속의 경우 17, 24 및 32Kgf/cm<sup>2</sup>이었으며, 공시트랙터의

유압탱크측(밸브블록의 T포트)에서 걸리는 배압이 2500rpm에서 약 9Kgf/cm<sup>2</sup>인 것을 고려하면 고속시의 엔진회전수 2500rpm에서의 밸브블록 상의 밸브에 의한 순수 압력손실은 23Kgf/cm<sup>2</sup>이다. 중립시의 공시작업기에 의한 순수 실린더의 압력(A포트)은 약43Kgf/cm<sup>2</sup>이며, 공시트랙터에 의한 작업기의 작동을 위한 압력은 2500rpm에서 75kgf/cm<sup>2</sup>이상의 압력이 필요하다는 것을 알 수 있었다. 유압회로에 사용된 유압밸브의 응답성(Open 및 return시간)은 상승 및 하강에 관계없이 약20 - 40msec이었다. 과도응답특성실험결과로부터 고속하강의 경우 과도상태에서 약간의 현칭 현상이 관측되었으며, 상승의 경우 엔진회전수 1500rpm에서는 거의 현칭 없이 안정된 특성을 보여주었으나, 2000 및 2500rpm에서는 엔진회전수와 함께 과도상태에서의 현칭량도 증가하였다. 정상상태에서의 제어편차는 고속상승의 경우, 엔진회전수 1500, 2000 및 2500rpm에서 약1.1°, 0.3° 및 0.1°이며, 하강의 경우는 엔진회전수에 관계없이 약0.3°이었다. 저속의 경우는 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 과도상태에서 현칭없는 안정된 제어 특성을 보여주었으며, 정상제어편차는 엔진회전수에 관계없이 상승의 경우 약0.07°, 하강의 경우 약0.15°이다. 주파수응답특성실험결과에서는 고속작동의 경우, 입력주파수 0.9Hz까지는 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 리프트압이 설정치에 잘 추종하였으나, 1.0Hz에서는 약간의 위상차가 관측되었으며, 2Hz에서는 입.출력비(게인)의 감소와 함께 위상차도 크게 증가하였다. 저속작동의 경우는 입력주파수 0.5Hz까지는 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 리프트압이 설정치에 잘 추종하였으나, 0.7Hz에서는 약간의 위상차가 관측되었으며, 0.9Hz에서는 입.출력비(게인)의 감소와 함께 위상차도 크게 증가하였다. 고.저속절환특성실험결과에서는 상승 및 하강에 관계없이 리프트압은 고속으로 작동하다가 고속용밸브가 Off되면서 유압회로내의 순간적인 유량 Unbalance에 의한 리프트압의 멈춤현상없이 부드럽게 저속으로 작동하였다. 또한 고.저속절환특성은 변환각 및 저속유량에 크게 영향을 받지 않았다.

## 바. 공시트랙터에 의한 실포장에서의 성능실험

주행속도 1.3, 2.3 및 4.2Km/h에서의 위치제어실험의 결과, 상승의 경우는 주행속도에 관계없이 제어편차가 약 $0.3^{\circ}$ 로 리프트암이 위치레버에 의한 설정치에 잘 추종하였으나, 하강의 경우는 리프트암의 각도가 약 $-5^{\circ}$ (경심 약17cm)까지는 리프트암이 위치레버에 잘 추종하였으나, 그 이하의 각도에서는 실험시기가 겨울철인 관계로 토양반력이 작업기의 자중보다 커서 추종하지 못하였다. 견인력제어실험에서는 견인력제어가 주행속도에 관계없이 잘 행해졌으며, 제어편차에 대한 표준편차는 주행속도 2.3Km/h에서 22.6Kgf이고, 4.2Km/h에서 24.5Kgf이었다. 부하제어실험에서의 부하제어는 주행속도에 관계없이 잘 행해졌으며, 제어편차에 대한 표준편차는 주행속도 1.3Km/h에서 171rpm이고, 2.3Km/h에서 164rpm이었다. 윈터치, 전.후진 및 스티어링상승제어의 부가제어성능실험에서는 작업중의 스위치조작 및 센서신호에 의해 헌칭등의 이상현상없이 작업기를 운전자에 의해 설정된 상한설정위치 및 위치레버에 의한 설정위치까지 한번에 상승하거나 하강하였다.

이상과 같이, 본 연구에서 연구.개발된 작업기제어시스템은 높은 제어성능을 보여주었으며, 국내 농기업체와의 양산.개발을 통해 국내 농용트랙터에의 상품화 적용이 가능할 것으로 생각된다.

## 2. 활용에 대한 건의

본 연구에서 설계된 작업기(혼합) 제어시스템은 실내에서의 응답특성실험 및 실포장에서의 경운작업 성능실험을 통해 농용트랙터에의 적용가능성이 충분히 규명되었다. 또한 제어시스템의 일부분인 Plow작업기를 위한 위치 및 견인력제어시스템은 이미 양산개발을 완료하여 국내 T사의 농용트랙터에 장착되어 실제 농작업에 활용되고 있으며, L사와는 양산개발을 수행하고 있는중이다. 위치 및 견인력제어시스템의 양산개발 경험을 토대로 이미 연구개발이 완료된 Rotary작업기를 위한 경심 및 부하제어도 2003년부터 양산개발을 국내 농기메이커와 공동으로 수행할 예정이다. 향후, 콤바인의

예취부제어, 차체수평제어, 이양기의 식부수평 및 고저제어등과 같이 트랙터이외의 타 기종에의 적용을 위한 연구개발에 착수하려고 한다.

연구개발된 작업기제어시스템에 대한 국내에서의 신뢰성실험을 좀더 수행한 후에 국내외 전시회 및 해외관련업체등을 통해 독자적으로 또는 국내 농용트랙터에 장착하여 해외시장으로 진출할 예정이다.

## SUMMARY

The objective of this study is to design the implement control system for agricultural tractors, to evaluate the performance of the control system through indoor and field experiments, and to review the possibility of application of the designed control system to agricultural tractors.

The control system was composed of four main units; 1) a detecting unit to measure the angle of a liftarm, the draft force, the tillage depth, the working load, and so on, 2) a controller, 3) hydraulic circuits to operate the three point linkage by the hydraulic cylinder, 4) a three point linkage and implements. The control system was designed to have such additional control mode as one touch up, back up and steering up control as well as such basic control mode as position, draft, tillage depth and working load control. The hydraulic circuits were composed of on/off solenoid valves and a valve block, and were designed that two kinds of flow rates were supplied into the hydraulic cylinder by on/off operation of the solenoid valve for low speed.

First of all, the theoretical analysis on the three point linkage was carried out to get the fundamental data which needs for design of the control system. The tilling work by rotary implements was generally carried out at 10cm of tillage depth. When the tillage depth was 10cm, the angle of liftarm of the tractor which was used for experiments was about 0 degree. If the difference of sinkage between the front and rear wheel is 15cm, the pitching angle of the tractor, which occurs due to the sinkage, is about  $\pm 4.7$  degree, and the variation in tillage depth is about 9.8cm.

Before indoor experiments, Preliminary experiments were conducted

to investigate flow rates of the hydraulic pump, and the pressure drop by solenoid valves in accordance with variation of engine speeds. And then, experiments to investigate response characteristics of the control system were conducted in indoor. From results of preliminary experiments, the flow rate of hydraulic pump was about 26lpm, and pressure drop by the solenoid valve was about 23Kgf/cm<sup>2</sup> at 2500rpm of engine speed. And also, the response time(open and return time) of solenoid valves was within the range of 20 - 40msec. In step response characteristic experiments, a little hunching phenomenon was observed in high speed operation, but hunching phenomenon was scarcely observed in low speed. The deviation of output from the set value was sufficiently small in the steady state. The results of the frequency response experiments, for low speed and amplitude of 12degree, showed that the control system followed well to the desired value within the range of 0.7Hz. However, the overall ascent trend and considerable phase lag of output of the control system were observed at the input frequency of 0.9Hz.

The field experiments in an actual field were conducted to evaluate the adaptability of the control system to the field under the condition of three kinds of ground speeds(1.3, 2.3 and 4.2Km/h). The results of the field experiments for basic and additional control mode showed that the control system followed well to the desired value, in spite of the variation in the ground speeds and desired values.

# CONTENTS

## Chapter 1 Introduction

Section 1 Survey and review of the literature related to this study

Section 2 The objective of this study

## Chapter 2 Theoretical review

Section 1 relationship between the angle of liftarm and tillage depth

Section 2 relationship between pitching angle and tillage depth

## Chapter 3 The composition of implement control system

Section 1 Setting unit

Section 2 Controller

Section 3 Sensors

Section 4 Hydraulic circuits

## Chapter 4 Computer simulation of control system

Section 1 Mathematical modeling

Section 2 Computer simulation

## Chapter 5 Indoor response experiments of control system

Section 1 Experimental apparatus

Section 2 Preliminary experiments

Section 3 Step response experiments

Section 4 Frequency response experiments

Section 5 Conversion characteristic experiments (when implement speed is converted from high to low speed)

## Chapter 6 Field experiments of control system

Section 1 Experimental apparatus

Section 2 Performance experiments on the basic control mode

Section 3 Performance experiments on the additional control mode

## Chapter 7 Conclusion

## Reference

# 목 차

## 제1장 서 론

제1절 종래 연구의 개요

제2절 연구의 목적 및 보고서의 구성

## 제2장 이론적 고찰

제1절 리프트암의 위치와 경심사이의 관계

제2절 차체피칭각과 경심사이의 관계

## 제3장 제어시스템의 구성

제1절 설정조작부

제2절 전자제어부

제3절 검출부

제4절 유압회로

## 제4장 제어시스템에 대한 시뮬레이션

제1절 수학적 모델링

제2절 컴퓨터 시뮬레이션

## 제5장 제어시스템의 실내에서의 응답특성실험

제1절 실험장치

제2절 예비실험

제3절 과도응답특성실험

제4절 주파수응답특성실험

제5절 고.저속절환특성실험

## 제6장 제어시스템의 포장에서의 응답특성실험

제1절 실험장치

제2절 기본제어에 관한 성능실험

제3절 부가제어에 관한 성능실험

## 제7장 결론

## 참 고 문 헌

## 부 록

## 제1장 서론

농용트랙터는 Plow, Rotary 등의 각종 작업기가 3점링크를 통해 트랙터 본체에 장착되어 있으며, 이들 작업기에 의한 효율적이고 고정도의 작업을 수행하기 위해 3점링크 제어장치를 갖고 있다. 일반적으로 농용 트랙터의 작업기제어에는 1)Plow의 경우에는 위치, 견인력 및 복합제어가, 2)Rotary의 경우에는 경심, 부하 및 자세제어 등이 있으며, 이들 제어방식은 현재 전자기술의 진보와 함께 종래의 기계유압방식을 대신하여 전자유압방식이 주류가 되어 있다. 구미에서의 경운 작업은 주로 Plow작업기에 의해 행해지고 있고, 일본에서는 주로 Rotary에 의한 경운 작업이 널리 행해지고 있다. 한국의 경우에는 Plow 및 Rotary의 양 작업기에 의한 경운 작업이 같은 비율로 행해지고 있어 Plow작업기를 위한 위치, 견인력 및 복합제어와 함께 Rotary작업기를 위한 경심, 부하제어 및 자세제어도 중요한 작업기제어시스템 가운데 하나이다. 위치, 견인력제어에 관한 연구는 주로 구미에서 많은 연구가 수행되었으며, 연구의 대부분은 제어시스템을 구성하고 있는 요소들에 대한 이론적인 분석 또는 실험을 통한 성능평가 및 성능향상을 위한 개선.개량등에 관한 것이다. 경심 및 부하제어에 관한 연구는 주로 일본에서 많은 연구가 행해졌으며, 특히 경심제어에 관한 연구의 대부분은 경심에 관한 Feedback정보를 트랙터 본체 측이 아닌 주로 Rotary Cover에 Hinge결합된 균평판의 움직임을 회전형 포텐쇼메타로 검출하는 Rotary Cover방식에 관한 것이다. 이와 같은 경심제어시스템은 경심검출이 경운 후의 토양표면을 기준으로 하고있기 때문에 고속작업시에는 유압회로와 같은 지연요소로 인해 경심을 일정하게 유지하는데에 원리적으로 무리가 있다.

최근 한국농업은 W.T.O에 의한 농산물 수입 개방 압력등으로 농업 생산물의 생산비절감등을 통한 경쟁력 확보라는 당면과제를 안고 있으며, 이를 위해 고정도 및 고효율의 농작업이 가능한 저가형 농용트랙터용 작업기제어시스템의 개발에 대한 요구가 증대되고 있다.

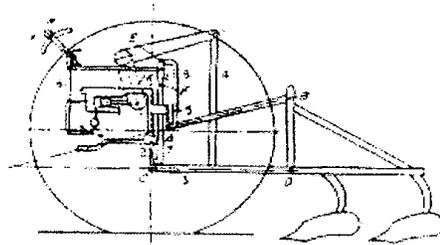
본 연구는 구미 및 일본과는 달리 Plow 및 Rotary작업기에 의한 경운작업이 같은 비율로 행해지고 있는 한국의 농업환경을 고려하여, 작업조건에 따라 양 작업기(Plow와 Rotary)에 대한 개별제어 및 혼합제어가 가능한 3점링크를 기본으로 하는 고정도, 고효율 및 저가의 농용트랙터용 작업기제어시스템을 하드웨어와 소프트웨어에 의해 구성하여 실내 및 포장실험등을 통해 작업기제어시스템으로서의 응용 가능성을 규명하고, 국내에서 생산되고 있는 농용트랙터에의 상품화 적용을 목적으로 하고 있다.

## 제1절 종래연구의 개요

20세기초 농용트랙터의 탄생과 함께 다양한 방식의 작업기 작동이 시도되었다. 3점링크는 1920년대 초 Ferguson-Sherman plow를 장착하기 위해 개발되었으나, 현재의 3점링크의 원형이 되는 것은 1935년에 Harry Ferguson에 의해 개발되었다고 해도 될 것이다. 그리고 농용트랙터의 작업기제어에 관한 연구는 지금까지 수많은 연구가 행해져 왔으며, 이들 연구의 대부분은 Plow작업기를 중심으로 하는 위치 및 견인력제어에 관한 연구이고, Rotary를 위한 경심제어등은 그 중의 일부 기능으로서 취급되어 왔다. 제어방식도 기계유압방식이 갖고 있는 한계와 전자기술의 진보에 의해 기계유압방식에서 전자유압방식으로 이행되어 왔다. 또한 이들 연구의 주된 내용은 작업조건 및 제어시스템을 구성하고 있는 요소들의 변화에 의한 제어시스템의 성능에 관한 이론 또는 실험에 의한 평가 및 성능의 개선.개량등에 관한 것이었다. 이 이외에도 제어시스템을 구성하고 있는 중요한 요소인 3점링크의 기구학적인 해석 및 개량, 농용트랙터의 작업기 제어시스템의 액츄에이터로서 널리 이용되고 있는 유압회로의 응답특성 개선등을 위한 연구가 행해져 왔다.

## 1. 위치 및 견인력제어시스템에 관한 연구

위치 및 견인력제어시스템에 관한 연구는 경운작업을 위해 주로 Plow를 이용하고 있는 구미에서 많은 연구가 행해져 왔다. 1967년 Cowell등은 기존의 견인력제어시스템의 제어성능개선을 위해 그림 1-1에 표시한 바와 같이 3점링크를 개량, 상부링크와 하부링크에 작용하는 부하를 검출하여 그 차를 구함으로서 유효한 견인력만을 검출할 수 있는 견인력 검출 기구를 갖는 기계유압방식 작업기제어시스템을 설계하고, Plow등에 대한 실험을 통해 기존의 견인력제어시스템과의 제어성능을 비교하였다.



2,5) spring steel plate 3) lower link,  
4) lift rod 7,8) cantilever

그림 1-1 실험용 제어 시스템의 개요

1977년 Dwyer등은 설계된 견인력제어시스템의 동적특성을 이론적으로 분석한 후, 실험결과와의 비교검토를 행하였다. 또한 다양한 토양조건하에서 정현파상의 견인력변화가 주어졌을 때, 주행속도등의 제어시스템의 제어성능에의 영향을 규명하기 위한 실험을 수행하여 컴퓨터모델에 의한 예측치와의 비교를 통해 제어시스템의 성능개선의 가능성을 제시하였다.

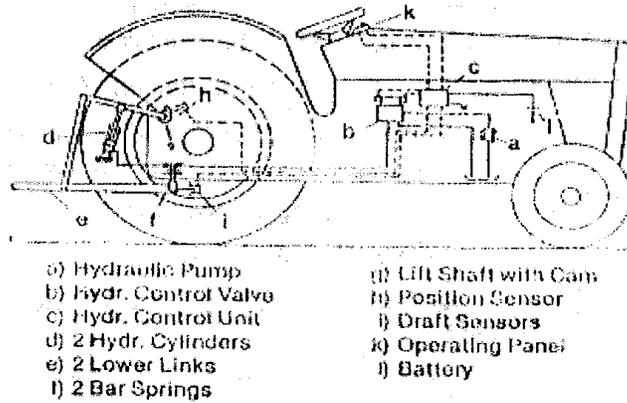


그림 1-2 트랙터의 3점Hitch제어

1980년 Hobbs등은 그림 1-2에서 보는바와 같이 Hitch의 위치는 리프트 암샤프트에 설치한 캠의 움직임을, 견인부하는 하부링크에 장착한 스프링의 변위를 포텐쇼메타로 검출하여 작업기에 의한 작업깊이가 설정치에 유지되도록함과 동시에 차륜슬립을 줄일 수 있는 견인력, 위치 및 혼합제어가 가능한 전자유압Hitch제어시스템을 설계하였다. 또한 이들은 시스템내에 운전자에 의한 3점링크의 위치와 견인력의 혼합비설정이 가능한 혼합비설정다이얼을 장착하였다. 1993년 (주)구보다에서는 그림 1-3에서 보는바와 같이 하부링크에 장착된 검출기구에 의해 견인부하를 검출하여 유압비레벨브에 의해 작업기의 승.하강용 유압실린더를 제어함으로써 견인부하를 일정하게 유지할 수 있는 전자draft제어시스템에 관한 연구결과를 보고하였다.

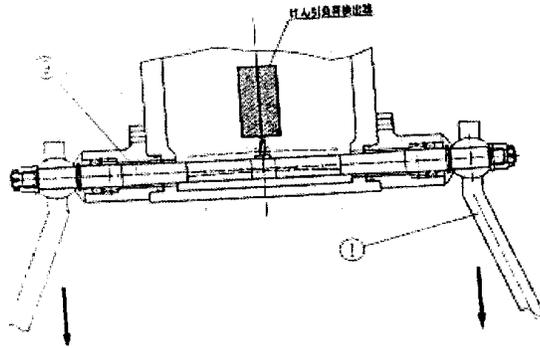


그림 1-3 견인부하 검출 기구

1999년 Bosch사에서서는 그림 1-4에서 보는 바와 같이 리프트암의 위치검출을 위한 포지션센서, 작업중의 견인부하검출을 위한 하부링크에 장착된 2개의 견인부하센서와 비례제어밸브로 구성되어 있는 위치, 견인력 및 혼합제어가 가능한 전자유압 3점링크제어시스템에 관한 연구를 수행하였다. 또한 이들은 이 시스템에서 트랙터 본체상에 장착된 Doppler rader센서 및 회전센서에 의해 Slip제어등도 가능하도록 하였다.

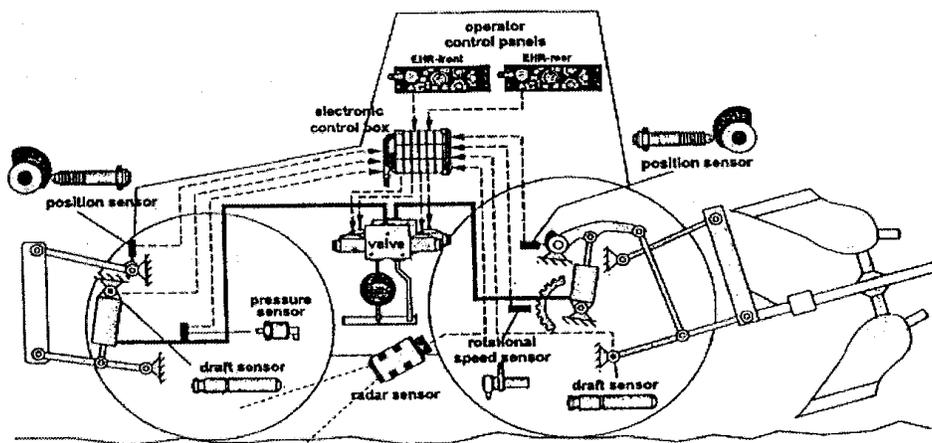


그림 1-4 전자유압 3점링크제어시스템

이외, 1987년 Olson등은 위치제어 및 견인력제어가 가능한 전자유압Hitch제어시스템에 대한 시뮬레이션의 이용에 관하여, 1989년 Ayers등은 간단한 전자유압방식 견인력제어시스템의 설계와 수학적 모델링을 통해 제어시스템의 최적응답이 얻어지는 제어기의 비례게인을 구하여, 실험을 통한 비교연구를 수행하였다. 1981년 R. Dobrinska등이 CASE 4WD 트랙터용 전자유압제어시스템의 개발 및 응용에 관한 연구결과를, 1984년 R. E. Squire가 전자견인력제어 시스템에 관한 연구결과를, 1989년 Thomas E. Boe등이 트랙터3점 Hitch제어시스템에 관한 연구결과를 보고하였다. 1995년 미쓰비시농기(주)에서는 트랙터와 지면사이의 거리검출에 의해 연약지에서의 작업기의 견인저항을 경감시킴으로써 차륜의 슬립을 줄이기 위한 연구를 수행하였다.

이상과 같이 위치 및 견인력제어시스템은 경운작업등에 Plow를 주로 사용하고 있는 구미에서는 이미 상용화되어 오래 전부터 실포장에서 경운작업등에 널리 이용되고는 있으나, 아직도 기존의 제어시스템에 대한 성능개선 및 원가절감등을 위한 연구들이 수행되고 있다.

## 2. 경심 및 부하제어에 관한 연구

국내에서는 1995년 이등이 작업기의 수평 및 경심변화를 작업기상에 설치한 경사각센서(포텐쇼메타)에 의해서 검출하는 작업기 수평 및 경심제어시스템에 관한 연구결과를 보고하였다.

국외에서는 경운작업의 대부분이 Rotary작업기에 의해 이루어지고 있는 일본에서 많은 연구가 이루어지고 있다. 1979년 Noboru kawamura등은 그림 1-5에서 보는바와 같이 경운부의 바로 앞에 장착한 제5륜의 변위변화를 검출하여 경심을 일정하게 유지하는 경심제어시스템에 관한 연구를 수행하였다.

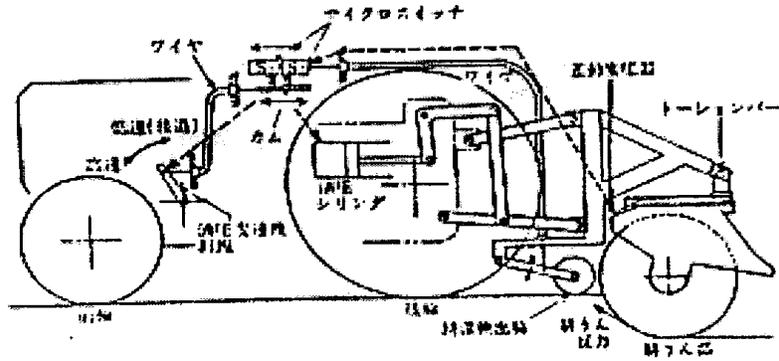


그림 1-5 경심제어시스템의 개요(Noboru Kawamura등)

1985년 Tadatoshi Satou 등은 그림 1-6에서 보는바와 같이 Plow작업기에 설치한 초음파센서에 의해 주행면으로부터의 작업기의 높이를 검출하여 Plow에 의한 경심을 일정하게 유지하여 주는 경심제어시스템에 관한 연구 결과를 보고하였다.

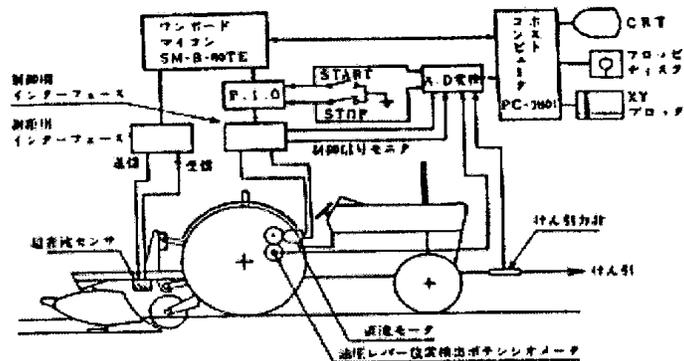


그림 1-6 경심제어시스템의 개요(Tadatoshi Satou등)

1992년 Yi Jiang 등은 그림 1-7에서 보는바와 같이 트랙터본체에 장착된 센서에 의해 리프트암각, 차체Pitching각, 엔진회전속도를 검출함으로써 경심, 부하 및 복합제어가 가능한 Programmable 3점링크 제어시스템에 관한 연구를 수행하였다.

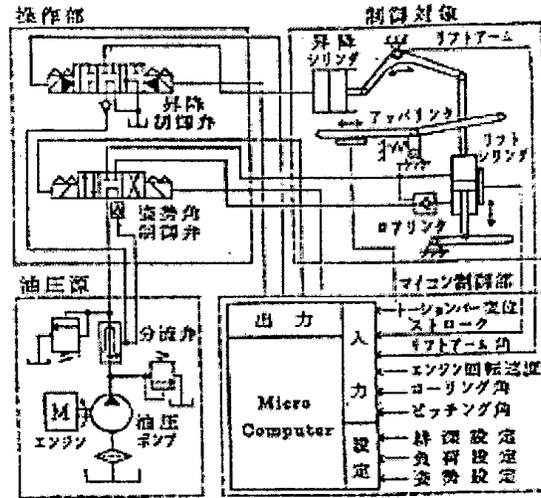


그림 1-7 경심제어시스템의 개요(Yi Jiang 등)

1995년 일본의 이세키농기(주)에서는 1)리프트암센서 및 경심센서(균평판검출방식)에 의한 위치제어 및 경심제어가 제어모드절환스위치와 단일조작레버에 의해서 행해질 수 있는 제어시스템, 2)위치제어 및 작업기후진상승제어기능을 갖춘 트랙터에서 후진상승제어모드중 작업기의 상승위치를 임의로 설정할 수 있는 제어시스템등에 관한 연구를 수행하였다.

이상에서 보는바와 같이 기존연구의 대부분은 경심에 관한 정보를 본체가 아닌 작업기쪽에 의존하는 Rotary커버검출방식으로, 고속작업 시에 고정도의 제어가 불가능하다는 구조적인 문제점을 안고 있으며, Yi Jiang 등의 Programmable 3점링크제어시스템은 경심에 관한 정보를 작업기쪽이 아닌 트랙터본체에 장착된 센서에 의존하고는 있으나 연약지반에서의 차륜의 침하등에 의한 지상고의 변화가 고려되지 않았다.

## 제2절 연구의 목적 및 보고서의 구성

경심을 일정하게 하는 것은 작물의 균일한 생장을 위해서뿐만 아니라, 후속작업의 능률 및 작업정도의 향상을 위해 필수불가결한 요인가운데 하나이다. 한국의 경우는 구미 또는 일본등과는 달리 Plow와 Rotary작업기에 의한 경운작업이 거의 같은 비율로 행해지고 있으며, 이들 작업기용 제어시스템은 제어시스템의 액츄에이터로서 사용되는 유압회로를 공유하게 된다. 또한 최근 한국농업은 W.T.O에 의한 농산물 수입개방압력등으로 농업생산물의 생산비절감등을 통한 경쟁력확보라는 당면과제를 안고 있으며, 이를 위해 고정도 및 고효율의 농작업이 가능한 저가형 농용트랙터용 작업기제어시스템의 개발이 강하게 요구되고 있다. 본 연구는 한국의 농업환경을 충분히 고려하여, 양 작업기(Plow와 Rotary)에 대해 작업조건에 따라 개별제어 및 혼합제어가 가능한 3점링크를 기본으로 하는 고정도, 고효율 및 저가의 농용트랙터용 작업기제어시스템의 개발 및 상품화 적용을 목적으로 하고 있다.

본 보고서의 구성은 아래와 같다.

제1장에서는 본 제어시스템과 관련된 종래연구의 개요와 본 연구의 목적에 관하여 기술하였다.

제2장에서는 Rotary작업기의 경심변화에 관한 기본사항을 기술하고, 설계된 제어시스템의 제어대상인 3점링크의 기구학적인 해석을 통해 리프트암각, 차체 Pitching각과 Rotary작업기의 경심과의 관계를 이론적으로 분석하였다.

제3장에서는 제어시스템의 개요를 기술하고, 시스템을 구성하고 있는 요소 및 제어알고리즘에 관하여 설명하였다.

제4장에서는 제어시스템의 수학적 모델링 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 설계된 제어시스템의 응답특성을 검토하였다.

제5장에서는 제어시스템에 대한 실내에서의 응답특성실험을 통해 설계된

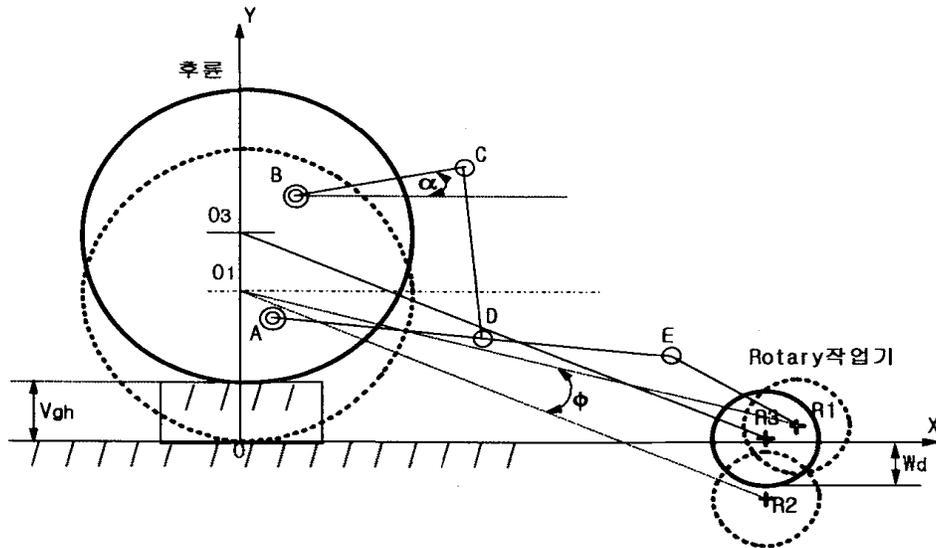
제어시스템의 응답특성을 규명하였다.

제6장에서는 공시트랙터에 의한 실폐장에서의 성능실험을 수행하고, 포장에서 응답특성을 규명함으로써 설계된 제어시스템의 농용트랙터의 작업기제어시스템으로서의 응용가능성을 검토하였다.

제7장에서는 본 연구와 관련된 연구결과를 총괄적으로 요약, 정리하였다.

## 제2장 이론적 고찰

농용트랙터의 작업기에 의한 경운작업중의 작업깊이의 변화는 주로 불균일한 포장면, 차륜침하등에 의한 차체Pitching 및 지상고의 변화에 의해 발생된다. 작업깊이 즉 경심을 일정하게 하는 것은 작물의 균일한 성장뿐만 아니라, 후속작업의 능률향상을 위해 필수불가결한 요인가운데 하나이며, 경운작업을 위한 작업기중 특히 Rotary작업기가 경심과 밀접한 관계를 갖고 있으므로 본 장에서는 Rotary작업기와 직접 연결되어 있는 3점링크의 기구학적인 해석을 통해 Rotary작업기의 경심변화를 이론적으로 기술하였다.



점O: 후륜 중심, 선분 BC: 리프트암, 선분 CD: 리프트로드  
 선분 AE: 하부링크, R1,R2,R3: Rotary칼날의 회전중심

그림 2-1 Rotary작업기의 경심변화의 구조

트랙터의 차체Pitching과 차륜침하에 의한 지상고의 변화에 따른 작업기의 경심변화구조를 그림 2-1에 표시하였다. 경심변화 전, 즉 리프트암축을 중심으로 한 리프트암의 대지 수평경사각이  $\alpha$ 일때의 Rotary경운축의 위치를 R1이라고 하고, 차체에 Pitching각  $\phi$ 가 주어지면 경운축의 위치는 R2로 이동한다. 또한 지상고의 변화(Vgh)가 발생하면 경운축의 위치는 R3로 되어, 차체 Pitching 및 지상고의 변화에 의한 경심(Wd)은 기하학적으로 구할 수 있다. 표 2-1에는 실험에 사용된 트랙터의 3점링크 및 Rotary작업기의 주요사양을 표시하였다.

표 2-1 3점링크 및 Rotary작업기의 주요사양

점A와 점O 사이의 수평 거리	8.0 cm
점A와 점O 사이의 수직 거리	45.0 cm
선분 BC의 길이	24.2 cm
선분 CD의 길이	42.7 cm
선분 AD의 길이	33.0 cm
선분 AE의 길이	78.8 cm
선분 ER의 길이	45.4 cm
선분 AR의 길이	117.7 cm
후륜 반경	62.5 cm
수평에 대한 리프트암각( $\alpha$ )의 변화범위: CCW - 정	$-20^{\circ} - 60^{\circ} \pm 2^{\circ}$

### 제1절 리프트암의 위치와 경심 사이의 관계

리프트암의 회전각도와 Rotary작업기의 경심사이의 기구학적인 관계를 그림 2-2에 나타내었다. Rotary작업기의 승.하강을 위한 유압회로 및 유압실린더는 마이크로컴퓨터로 부터의 제어신호에 의해 제어되고, 유압실린더와 연동하여 동작하는 리프트암은 유압실린더의 작동에 의해 Hinge점 B를 중심으로 회전운동을 한다.

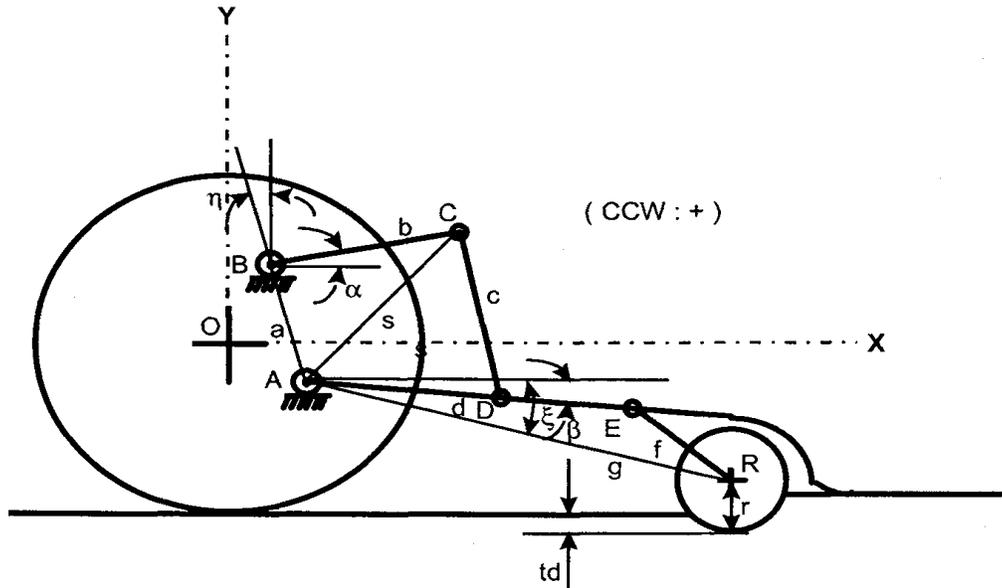


그림 2-2 리프트암의 회전각도와 Rotary작업기에 의한 경심사이의 관계

또한 리프트로드를 통해 리프트암과 연결되어 있는 하부링크와 Rotary 작업기는 리프트암의 동작에 따라 Hinge점 A를 중심으로 회전운동을 한다. 따라서, 리프트암의 회전각도와 경심과의 관계는 3점링크 및 하부링크와 연결되어 있는 로타리작업기의 움직임을 기구학적으로 해석함에 의해서 구해질 수 있다.

선분 AC의 길이(s)는 식1에 의해서 구할 수 있다.

$$s = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \times \cos(\alpha + \beta)} \quad \text{----- (1)}$$

여기에서, a : 선분 AB의 길이 (402.1 mm)

b : 선분 BC의 길이 (250 mm)

$\alpha + \beta$  : 선분 AB와 선분 BC가 이루는 각

(= 84.1476 +  $\alpha$ )

선분 AC와 BC가 이루는 각(aacb)은 식2에 의해서 구해진다.

$$aacb = \sin^{-1}\{a \times \sin (abc) / s\} \text{ --- (2)}$$

점C에서 수평에 대한 선분S의 각도(delta)는 식3에 의해서 구할 수 있다.

$$\text{delta} = aacb + \alpha \text{ --- (3)}$$

삼각형 ACD에서,

선분 AC와 AD가 이루는 각(acad)는 식4에 의해서 구해진다.

$$\text{acad} = \cos^{-1}\{(s^2 + d^2 - c^2) / 2sd\} \text{ --- (4)}$$

여기에서, c : 선분 CD의 길이 (475 mm)

d : 선분 AD의 길이 (342 mm)

점A에서 과 하부링크가 이루는 각(β)은 식5와 같이 나타낼 수 있다.

$$\beta = \text{delta} - \text{acad} \text{ --- (5)}$$

점A에서 선분 AR과 수평선이 이루는 각(ξ)는 식6에 의해서 구해질 수 있다.

$$\xi = \beta - \text{aear} \text{ --- (6)}$$

여기에서, aear : 선분 AE와 선분 AR이 이루는 각 (5.87°)

Rotary칼날 회전중심과 포장면사이의 높이(Ry)는 식7에 의해서 구해진다.

$$Ry = Ay - g \times \sin(\xi) \text{ ----- (7)}$$

여기에서, Ay: 점A와 포장면사이의 높이

따라서, lift arm각이 α일때의 Rotary 작업기에 의한 경심(Wd)은 식8에 의해서 결정된다.

$$Wd = Ry - r \text{ ----- (8)}$$

여기에서, r: Rotary칼날의 회전반경

실험에 사용된 Rotary작업기(회전반경: 23cm)에 대한 리프트암의 각도를 -15°부터 15°까지 2°간격으로 변화시켰을때의 경심(작업깊이)변화를 계산한 결과를 그림 2-3에 나타내었다.

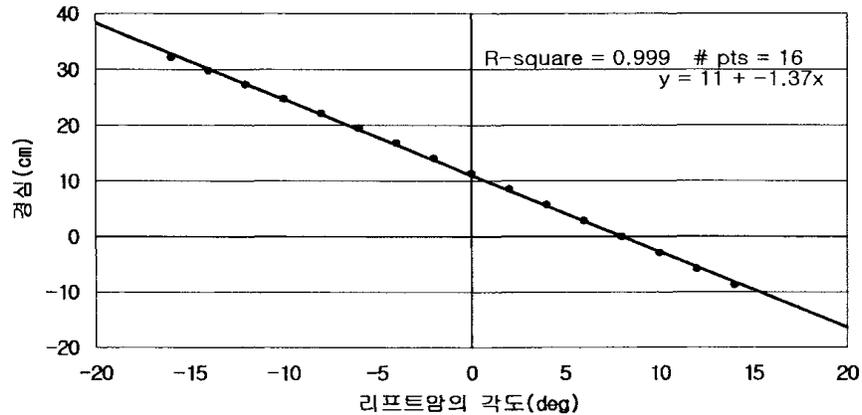


그림 2-3 리프트암의 각도와 경심사이의 관계

그림 2-3으로부터 Rotary작업기에 의한 경운작업은 일반적으로 약10cm 정도의 경심에서 행해지는일이 많으며, 이때의 리프트암의 각도는 약0°임을 알 수 있다.

## 제2절 차체 Pitching각과 경심 사이의 관계

트랙터에 의한 경운작업중, 포장면의 불균일과 차륜침하등에 의해 차체에 Pitching현상이 발생되고, 이 Pitching에 의해 3점허치를 통해 차체에 고정되어 있는 작업기는 후륜의 중심을 기준으로 회전운동을 한다. 차체 Pitching과 Rotary작업기의 경심변화 사이의 관계는 그림 2-4에 표시한바와 같이 차체Pitching에 대한 Rotary작업기의 회전운동을 해석함으로써 구할 수 있다.

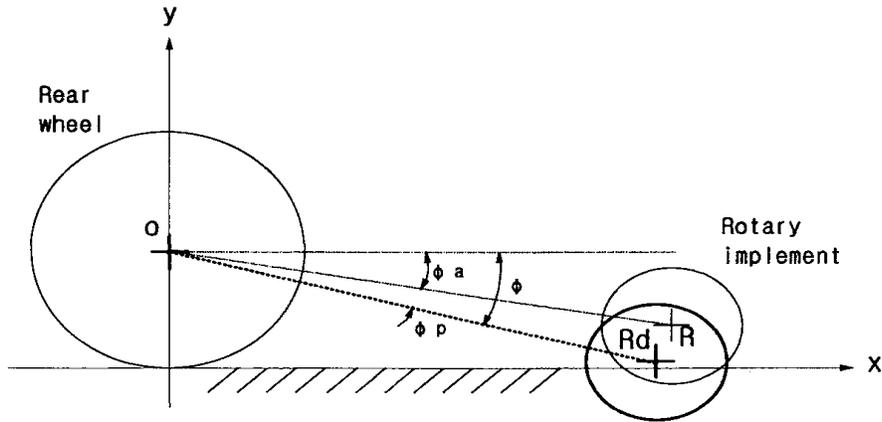


그림 2-4 차체Pitching각 과 경심사이의 관계

그림 2-4에 있어서, 후륜중심(O)과 차체Pitching발생전의 Rotary칼날 회전중심(R)사이의 선분이 후륜중심에서의 수평선과 이루는각(Φa)는 리프트암의 각도에 의해서 결정되며, 식9와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Phi_a = \sin^{-1}\{(R_y - L_{rw})/L_{or}\} \text{ --- (9)}$$

여기에서,  $R_y$ : 포장면에 대한 Rotary칼날 회전중심의 수직위치(Y좌표)

$L_{rw}$ : 후륜의 반경

$L_{or}$ : 후륜중심으로부터 Rotary칼날 회전중심까지의 거리

트랙터의 차체Pitching각(Φp)에 의한 포장면에 대한 Rotary칼날 회전중심(Rd)의 Y좌표( $R_{yd}$ )와 경심( $W_{dp}$ )사이의 관계는 식10 및 식11에 의해서 구해진다.

$$R_{yd} = L_{rw} + L_{or}\sin(\Phi) \text{ --- (10)}$$

여기에서,  $\Phi = \Phi_a + \Phi_p$

$$W_{dp} = R_{yd} - R_r \text{ ----- (11)}$$

여기에서,  $R_r$ : Rotary칼날의 회전반경

그림 2-5는 대표적으로 리프트암의 각  $0^\circ$ 에서 Pitching각을  $-10^\circ$ 에서  $10^\circ$ 까지 변화시켰을때의 Rotary작업기의 경심변화를 계산한 결과의 한 예이다.

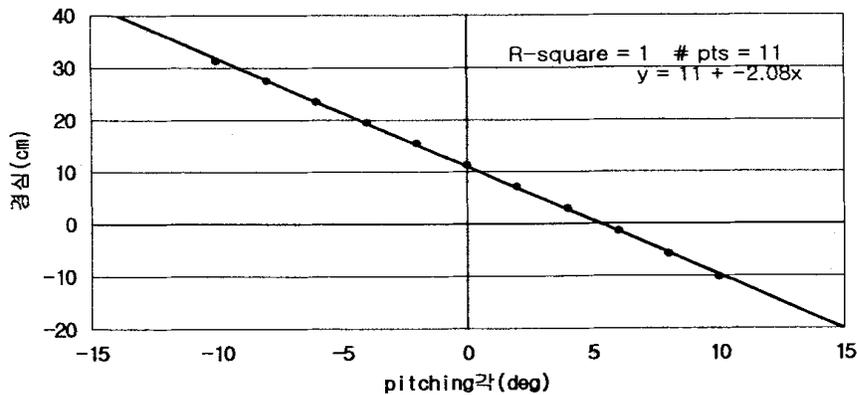


그림 2-5 트랙터의 Pitching각과 경심과의 관계(리프트암각:  $0^\circ$ )

그림 2-5로부터  $\pm 4.7^\circ$ (공시트랙터의 전륜 및 후륜의 침하차가 약15cm일 때의 Pitching각에 상당)의 Pitching각에 대한 경심변화는 약9.8cm 정도임을 알 수 있다.

### 제3장 제어 시스템의 구성

한국의 경우는 plow와 rotary의 양 작업기에 의한 경운작업이 거의 같은 비율로 행해지고 있으며, 작업기의 종류에 따른 기본제어시스템도 다르다. 따라서 본 연구에서는 작업기의 종류 및 작업조건에 따라 개별제어 또는 혼합제어가 가능하도록 제어시스템의 설계가 이루어졌다.

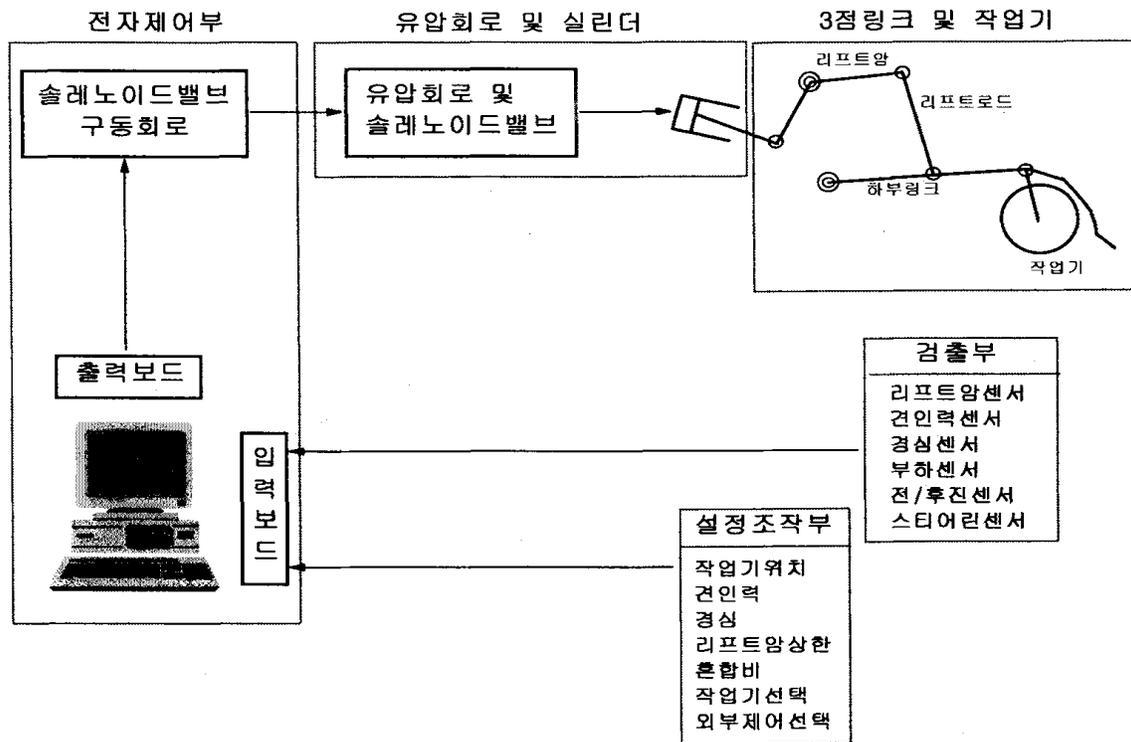


그림 3-1 제어시스템의 개요

제어 시스템은 그림 3-1에서 보는바와 같이; 1)작업기에 의한 작업조건 등의 설정 및 조작을 위한 설정조작부, 2)작업기의 위치, 견인력, 경심 및

작업부하등의 검출을 위한 각종 센서로 구성되는 검출부, 3)센서로부터의 신호를 입력보드(A/D보드)를 통해 읽어들이어 각종 연산처리를 수행하고, 출력보드(D/A 및 D/O보드)를 통해 밸브구동회로에 제어신호를 출력하기 위한 마이크로컴퓨터 및 유압밸브의 구동을 위한 밸브구동회로로 구성되는 전자제어부, 4)전자제어부로부터의 제어신호에 의해 솔레노이드밸브를 간접제어함으로서 유압실린더의 작동을 위한 유압회로 및 실린더, 5)리프트암을 통해 유압실린더와 직접 연결되어 있는 3점링크 및 작업기의 5요소로 구성되어 있다. 또한, 제어시스템은 작업기에 따른 기본제어외에 운전자의 편의등을 고려하여 리프트암상한, 원터치상승, 전.후진상승 및 스티어링상승등의 부가제어가 가능하도록 설계되었다.

## 제1절 설정조작부

설정조작부는 운전자에 의한 작업조건등의 설정 및 조작을 위한 요소로, 본 제어시스템에서는 그림 3-2에서 보는바와 같이 전자제어부의 조작판넬상의 각종 다이얼의 조작에 의해 견인력, 경심, 혼합비, 민감도, 리프트암상한 및 PTO ON/OFF 위치설정이, 또한 각종 스위치의 조작에 의해 외부제어, 원터치상승, 전.후진 및 스티어링상승제어와 같은 부가제어등이 가능하도록 설계되었다.

## 제2절 전자제어부

그림3-2에서 보는바와 같이 전자제어부는 운전자에 의해 설정된 각종 작업조건등과 각종 센서로부터의 신호를 입력포트(A/D보드)를 통해 읽어들이어 각종 연산처리를 수행한후 설정치와의 편차를 구해, 편차에 비례한 제어신호를 출력포트(D/A보드)를 통해 솔레노이드밸브 구동회로에 출력하여 솔레노이드밸브를 ON/OFF 제어함으로서 3점링크를 통해 작업기와 연결되어 있는 유압실린더를 작동하여 작업기를 상.하강하기 위한 요소로서,

입.출력보드, 제어용컴퓨터 및 솔레노이드밸브 구동회로의 하드웨어 및 소프트웨어로 구성되어 있다.

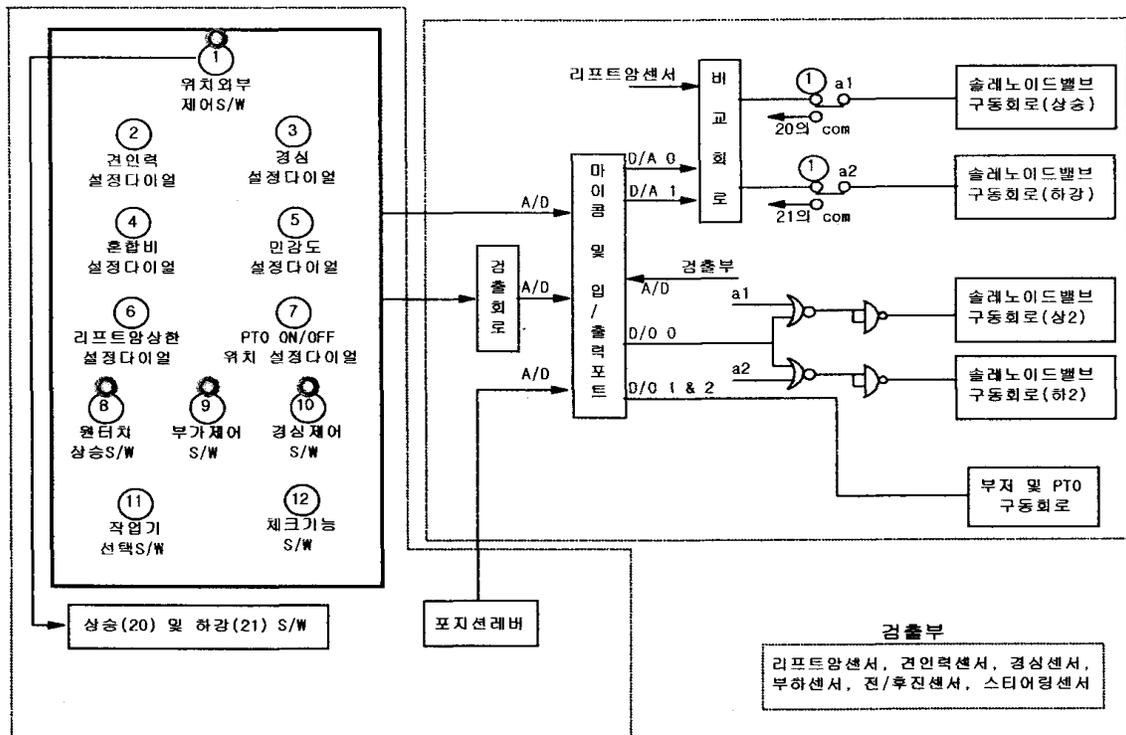


그림 3-2 설정조작부 및 전자제어부

전자제어부를 구성하고 있는 입.출력 보드는 컴퓨터의 확장슬롯에 장착할 수 있는 시판되고 있는 유니온DATA사의 A/D 및 D/A보드를 사용하였다. 표 3-1 및 3-2에 입.출력보드의 주요사양을 표시하였다.

표 3-1 A/D변환보드의 주요사양

제조 회사	유니온 DATA(주)
모델명	DAU-ATHG
출력점수	D/A: 3채널 D/O: 4채널
분해능	16 Bit
비직선성	Max 0.01%

표 3-2 출력보드의 주요사양

제조 회사	유니온 DATA(주)
모델명	UAD-ATKR
입력점수	16채널(싱글엔드입력)
분해능	12 Bit
비직선성	Max 0.05%
변환 방식	순차비교변환
변환 속도	8 $\mu$ sec/채널

그림 3-3의 솔레노이드밸브 구동회로는 비교회로 및 마이크로컴퓨터로부터의 제어신호에 의해 유압회로상의 상.하강 및 저속(2속)용 솔레노이드 밸브를 구동하기 위한 회로로서, 솔레노이드밸브 구동을 위한 출력 전압은 원가절감을 위해 트랙터에 장착되어 있는 밧데리전원을 그대로 사용할 수 있도록 설계되었다.

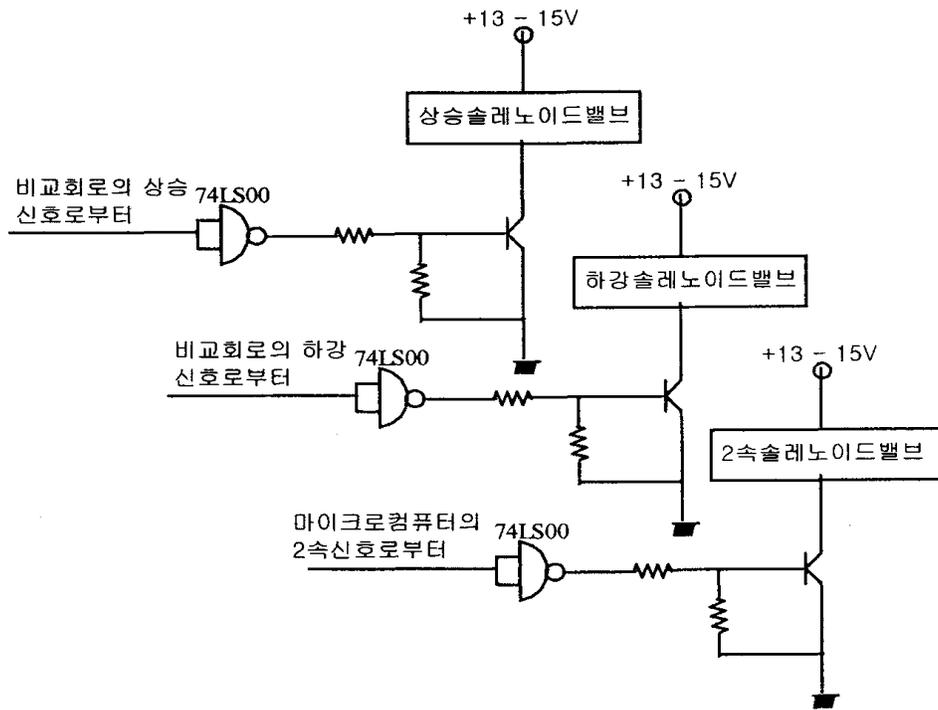


그림 3-3 솔레노이드밸브 구동회로

전자제어부를 구성하고 있는 소프트웨어인 메인알고리즘을 그림 3-4에 표시하였다.

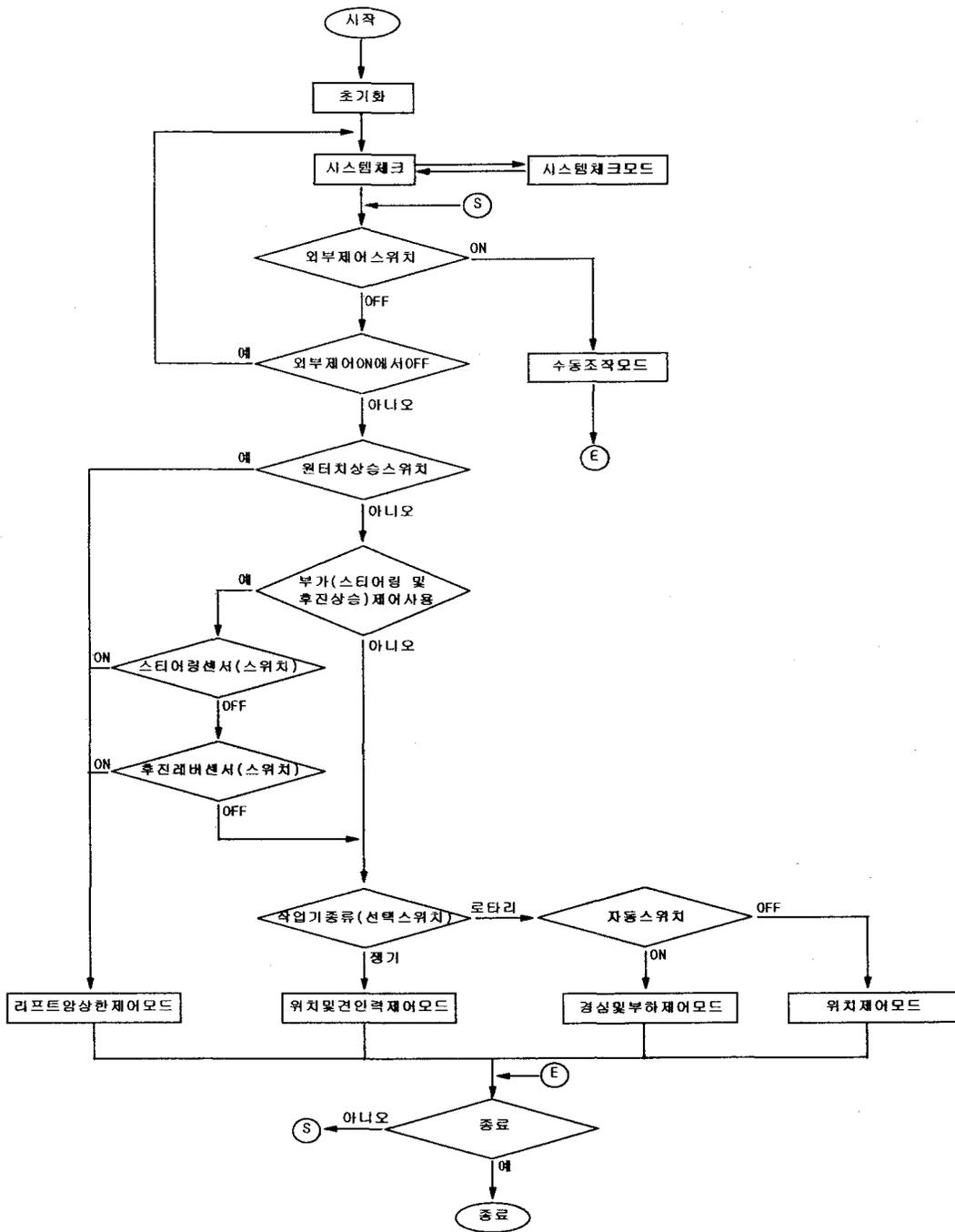


그림 3-4 메인 알고리즘

그림 3-4에서 보는바와 같이 마이크로컴퓨터는 트랙터의 시동과 동시에

초기화를 수행한 후에 외부제어스위치의 ON/OFF여부를 Check하여 ON상태이면 작업기의 상.하강 작동이 외부 상.하강용 ON/OFF스위치에 의해 제어되고, OFF상태이면서 원터치 또는 부가제어스위치가 ON상태이면 전.후진 및 스티어링센서로 부터의 신호에 의해 리프트암상한제어모드를 수행하여 리프트암 상한설정다이얼에 의해 설정된 리프트암의 위치까지 작업기가 한번에 상승한다. 원터치, 부가제어스위치가 OFF상태이면서, 작업기의 종류가 Plow이면 위치 및 견인력제어모드를 수행하고, Rotary이면서 경심(자동)스위치가 ON상태이면 경심 및 부하제어모드를 수행하고, OFF상태이면 위치제어모드를 수행한다.

위치 및 견인력제어모드에서는 그림 3-5에서 보는바와 같이, 마이크로컴퓨터는 포지션(위치)레버, 설정견인력, 혼합비 및 불감대를 읽어드린후에 리프트암센서 및 견인력센서로 부터의 신호에 의해 현재의 작업기의 위치 및 견인력을 구하여, 이들 값과 위치 및 견인력 설정값과를 비교한후에 각각에 대한 편차를 계산하게 된다. 또한 각각의 편차와 설정혼합비에 의해 제어편차가 계산되고, 제어편차의 절대치가 불감대보다 작으면 제어를 수행하지 않으며, 불감대보다 크고 저.고속 기준값보다 작으면 저속 상.하강 제어신호를, 저.고속 기준값보다 크면 고속 상.하강 제어신호를 마이크로컴퓨터에 의해 솔레노이드밸브 구동회로에 출력되어 Plow작업기가 상승 및 하강하게 된다. 경심 및 부하제어모드에서는 그림 3-6에서 보는바와 같이, 마이크로컴퓨터는 설정경심, 설정부하(엔진회전수), 혼합비 및 불감대를 읽어드린후에 경심센서, 엔진회전수센서 및 리프트암센서로 부터의 신호에 의해 현재의 작업기의 경심 및 엔진부하를 구하여, 이들 값과 경심 및 부하 설정값과를 비교한후에 각각에 대한 편차를 계산하게 된다. 또한 각각의 편차와 설정혼합비에 의해 제어편차가 계산되고, 제어편차의 절대치가 불감대보다 작으면 제어를 수행하지 않으며, 불감대보다 크고 저.고속 기준값보다 작으면 저속 상.하강 제어신호를, 저.고속 기준값보다 크면 고속 상.하강 제어신호를 마이크로컴퓨터에 의해 솔레노이드밸브 구동회로에 출력되어 Rotary작업기가 상승 및 하강하게 된다.

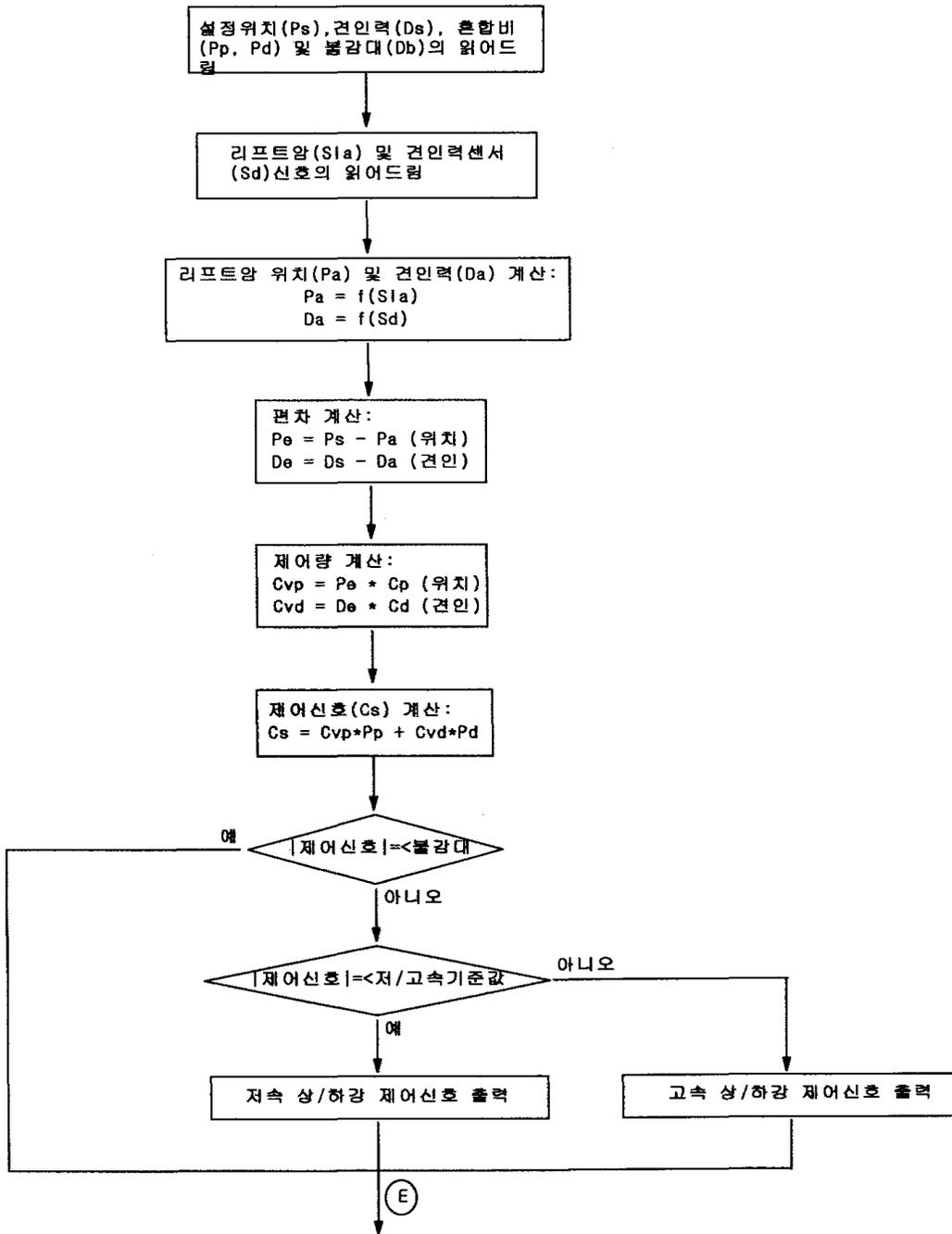


그림 3-5 위치 및 견인력제어모드용 알고리즘

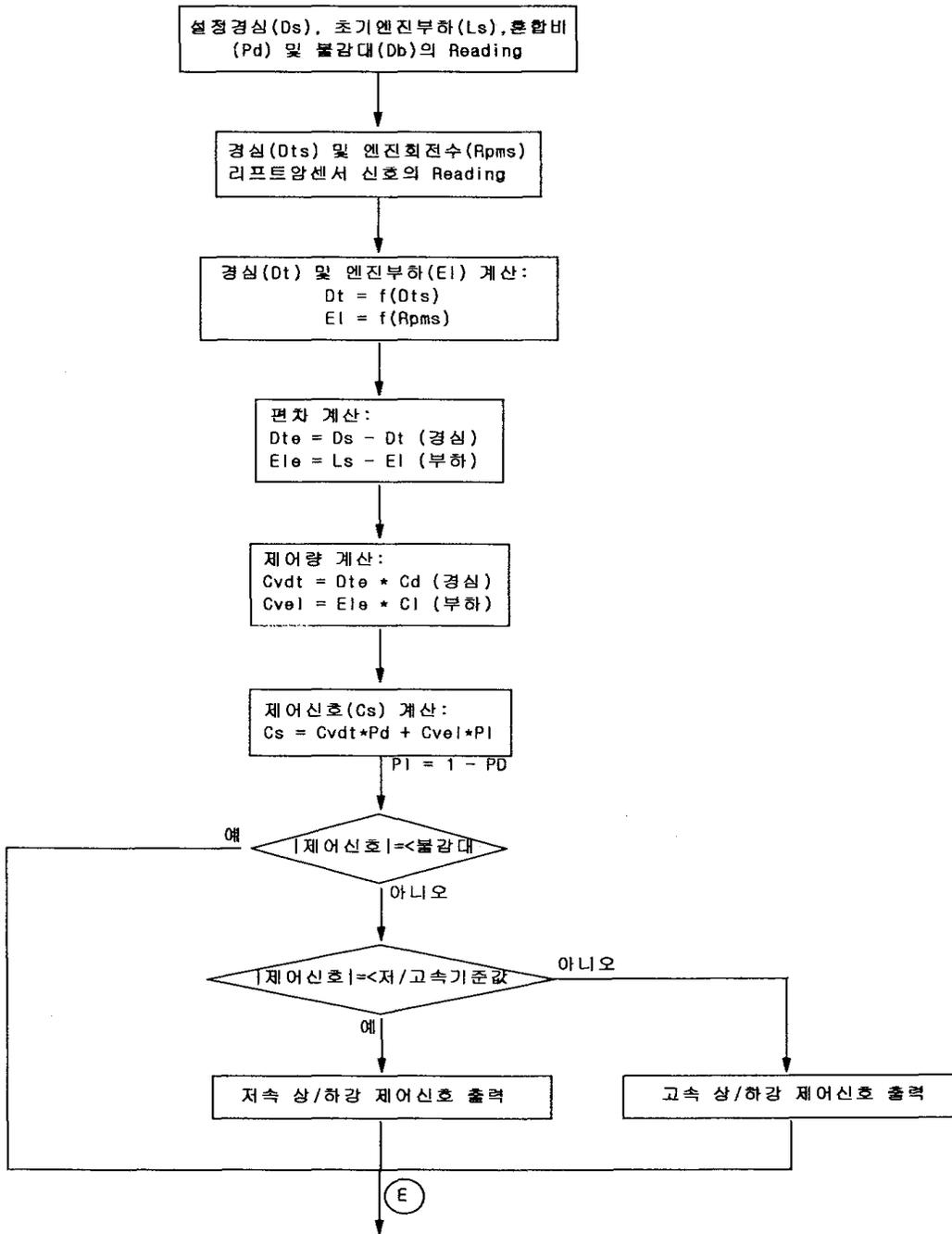


그림 3-6 경심 및 부하제어모드용 알고리즘

### 제3절 검출부

검출부는 포장에서 농작업중의 작업기의 작업상태에 관한 정보를 얻기 위한 부분으로, 위치제어를 위한 리프트암센서, 견인력제어를 위한 견인력센서, 경심제어를 위한 Pitching 및 지상고센서, 부하제어를 위한 엔진rpm센서등의 각종 센서로 구성되어 있다.

#### 1. 리프트암센서

작업기의 위치 검출을 위한 센서로 그림 3-7에서 보는바와 같이 리프트암축의 한쪽면에 포텐쇼메타를 장착하여 리프트암의 회전각도를 포텐쇼메타로 검출함으로써 작업기의 위치를 검출하도록 되어있다

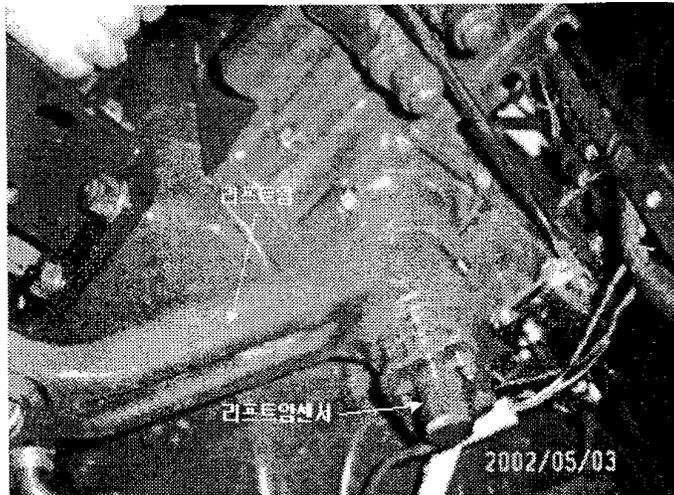


그림 3-7 리프트암센서

국내에서 생산되고 있는 농용트랙터의 대부분은 약80°의 범위내에서 리프트암이 회전되도록 설계되어있으므로, 공시트랙터의 리프트암센서로서

사용된 포텐쇼메타는 센서의 분해능등을 고려하여 약90°의 것을 사용하였다. 표 3-3에 리프트암센서로 사용된 포텐쇼메타의 주요사양을, 그림 3-8에 리프트암센서의 캘리브레이션 결과를 나타내었다. 그림 3-8의 캘리브레이션결과로부터 리프트암각과 센서출력전압사이에 높은 선형관계가 있음을 알 수 있다.

표 3-3 포텐쇼메타의 주요사양

제 조 회 사	창신전자(주)
모 델 명	CP - 290
기계적 각도	130°
전기적 각도	90°
전저항치	2kΩ
직 선 성	±1%

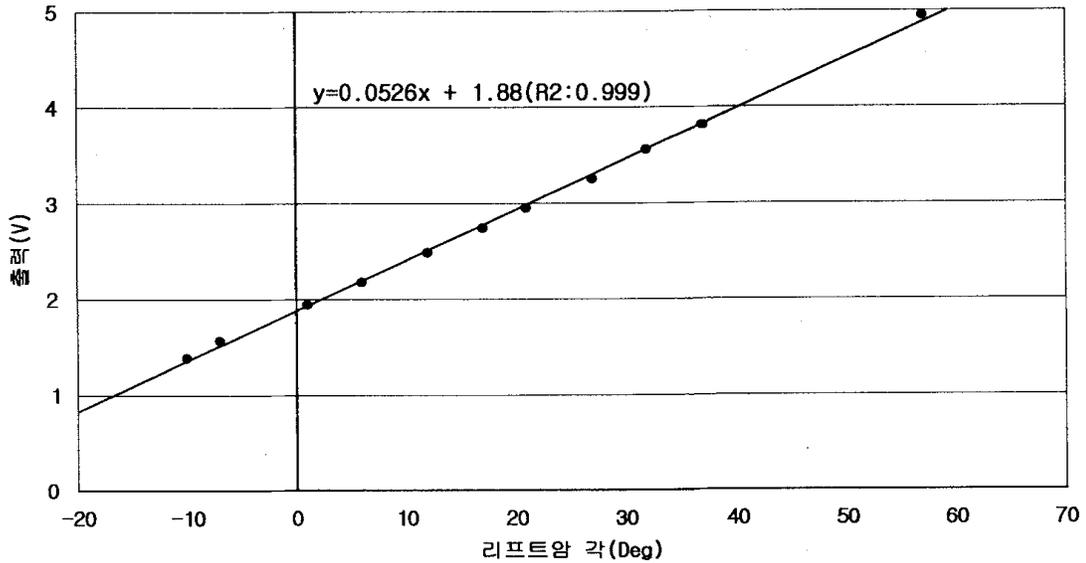


그림 3-8 리프트암의 각도와 센서 출력사이의 관계(입력전원:5.02V)

## 2. 견인력 센서

견인력센서는 Plow작업기에 의한 경운작업 중, 토양에 의한 작업기의 견인부하를 검출하기 위한 센서로서, 하부링크를 고정하기 위한 외팔보형 좌.우고정핀에 스트레인게이지를 부착하여 견인부하에 의한 핀의 변형을 스트레인게이지로 검출함으로써 견인부하가 검출되도록 설계되어 있다.

그림 3-9에 견인력센서의 개요를, 표 3-4에는 센서로 사용된 스트레인게이지의 주요사양을 나타내었다. 그림 3-9에서 보는바와 같이 센서는 하부링크를 고정하기 위한 외팔보형 좌.우측 고정핀, 각각의 고정핀상에 부착된 전.후 2개의 스트레인게이지와 휘스톤 브릿지회로의 4-게이지법을 이용한 앰프등으로 구성되어 있다.

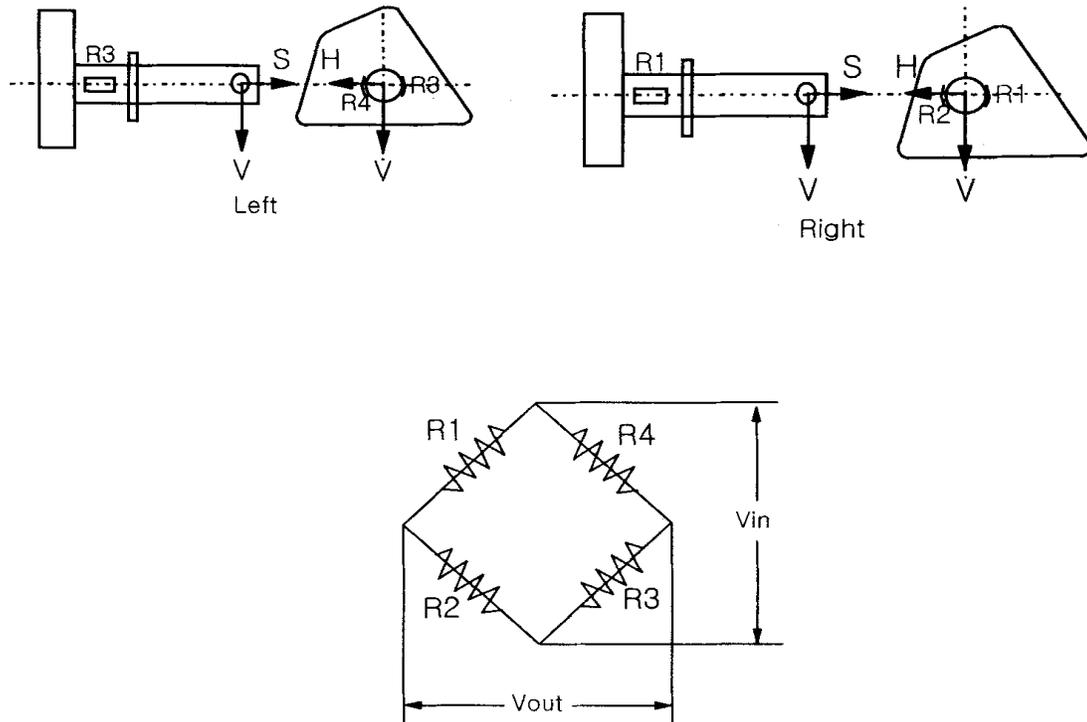


그림 3-9 센서의 개요

표 3-4 센서에 사용된 스트레인게이지의 주요사항

TYPE	KFG-5-120-C1-11	Gage Factor	2.11 ±1.0 %
Temperature compensation	Steel	Adoptable Thermal Expansion	11.7 ppm/°C
Gage Length	5 mm	Transverse Sensitivity	0.40 %
Gage resistance	119.8±0.2 Ω	Company	KYOWA

그림 3-10에 실내에서 견인력을 220Kgf까지 20.5Kgf간격으로 변화시켰을 때의 견인력센서의 출력변화를 나타내었다. 그림 3-10으로부터 견인력과 센서의 출력전압사이에는 높은 선형관계가 있음을 알 수 있다.

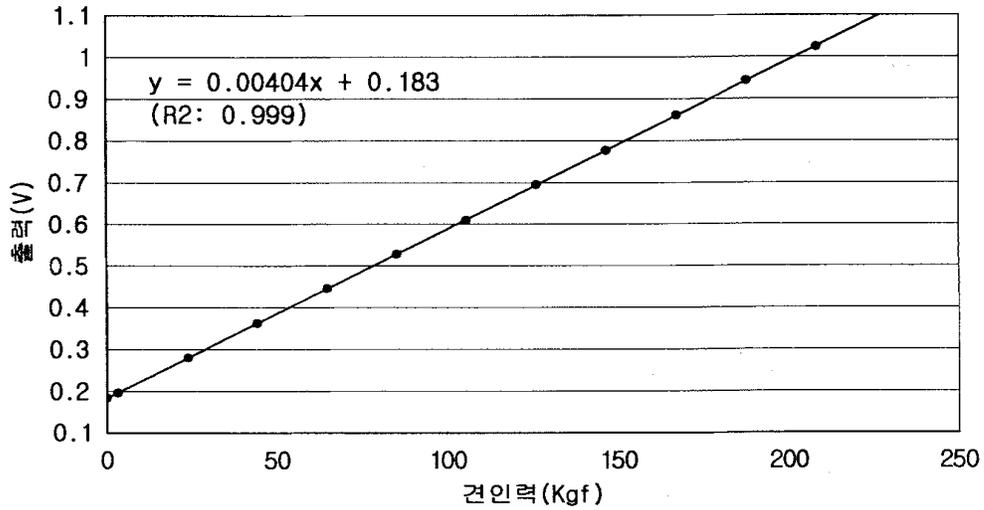


그림 3-10 견인력과 센서출력전압사이의 관계

### 3. 엔진rpm센서

Rotary작업기에 의한 경운작업 중, 토양에 의한 작업부하의 변화는 엔진 회전수의 변화를 발생시킴으로, 본 연구에서는 엔진rpm센서를 이용하여 엔진회전수의 변화를 검출함으로써 토양에 의해 Rotary작업기에 걸리는 작업부하를 검출하였다. 엔진rpm센서는 크게 마그네틱픽업 센서, 기어회전판 및 F-V컨버터의 전자회로로 구성되어 있으며, F-V컨버터는 엔진회전수의 변화에 따른 마그네틱픽업 센서의 출력주파수의 변화에 비례한 아나로그전압을 출력한다. 표 3-5와 3-6에 엔진rpm센서로 사용된 기어회전판 및 마그네틱픽업센서의 주요사양을 나타내었다.

표 3-5 기어회전판의 주요사양

재 질	SCM410
기 어 잇 수	78
모 듀 울	1.5
외 경	120mm
기 어 폭	20mm

표 3-6 마그네틱픽업센서의 주요사양

제 조 사	현대오토넷
모 델 명	HA-33801
정 격 전 압	DC 12V
사 용 회 전 수	60 - 9500rpm
출 력 형 식	펄스 파형

엔진rpm센서의 캘리브레이션은 공시트랙터의 엔진회전수를 800rpm에서 최대rpm까지 임의 간격으로 변화시키면서 행해졌으며, 그림 3-11에 센서의 캘리브레이션결과를 나타내었다. 그림 3-11의 결과로부터 센서의 출력값은 엔진 회전수에 비례하여 선형적으로 변화함을 알 수 있다.

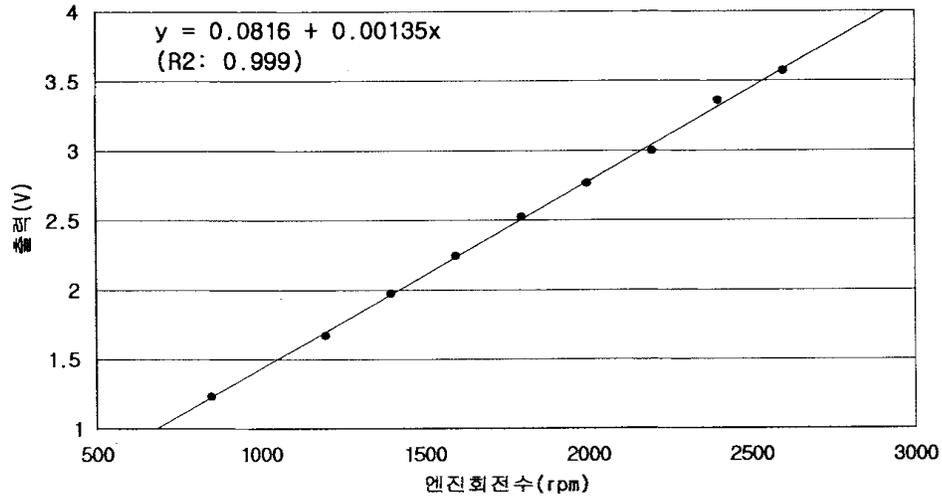


그림 3-11 엔진rpm센서의 캘리브레이션결과

#### 4. Pitching각(경사각)센서

Pitching각센서는 차륜침하, 주행로면의 불균일등에 의해 발생하는 차체 Pitching각도를 검출하기 위한 센서로서, 시판되고 있는 기원전자(주)의 경사각센서를 사용하였다. 실험에 사용된 Pitching각 센서의 과도상태 및 주파수영역에서의 응답특성을 규명하기 위해 실내에서 센서에 대한 스텝 및 주파수응답특성실험을 수행하였다. Pitching각센서의 주요사양을 표 3-7에 표시하였다.

표 3-7 Pitching각센서의 주요사양

제조 회사	기원전자(주)
검출 각도	$\pm 15^\circ$
경사 감도	100mV/1° $\pm 5\%$
정격 전압	12V
출력 전압	0 - 5V
시 정 수	0.33sec(200msec시)

### 가. 실험장치

그림 3-12에 실험에 사용된 경사각센서의 응답특성실험을 위한 실험장치의 사진을 표시하였다.

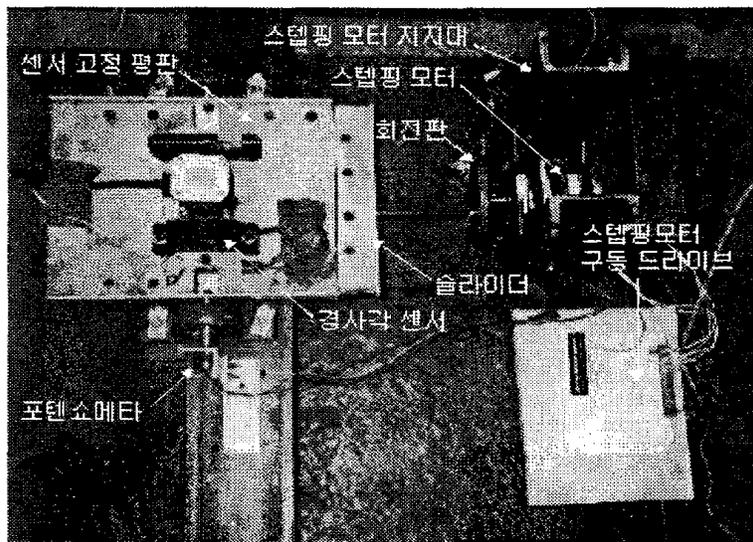


그림 3-12 경사각센서의 응답특성실험을 위한 실험장치

실험장치는 센서의 고정을 위한 센서고정평판, 스텝핑모터축에 고정된 회전판상의 축에 의해 고정평판을 상.하운동시키기 위한 고정평판상의 슬라이더, 회전판의 구동을 위한 스텝핑모터 및 스텝핑모터 구동드라이브로 구성되어 있다. 고정평판의 상.하 경사각 검출을 위해 고정평판 회전중심축의 한쪽면에 포텐쇼메타를 장착하였다. 고정평판의 최대경사각(진폭)은 회전판상의 축의 위치를 변화시킴에 의해서 조절되어지며, 센서에 대한 입력 주파수의 변화는 스텝핑모터의 회전 속도를 조정함으로써 이루어졌다.

그림 3-13에 Pitching각센서의 캘리브레이션결과를 나타내었다. 그림 3-13의 센서의 캘리브레이션결과로부터 Pitching각센서는 경사각과 센서의 출력전압사이에 높은 선형관계를 갖고 있음을 알 수 있다.

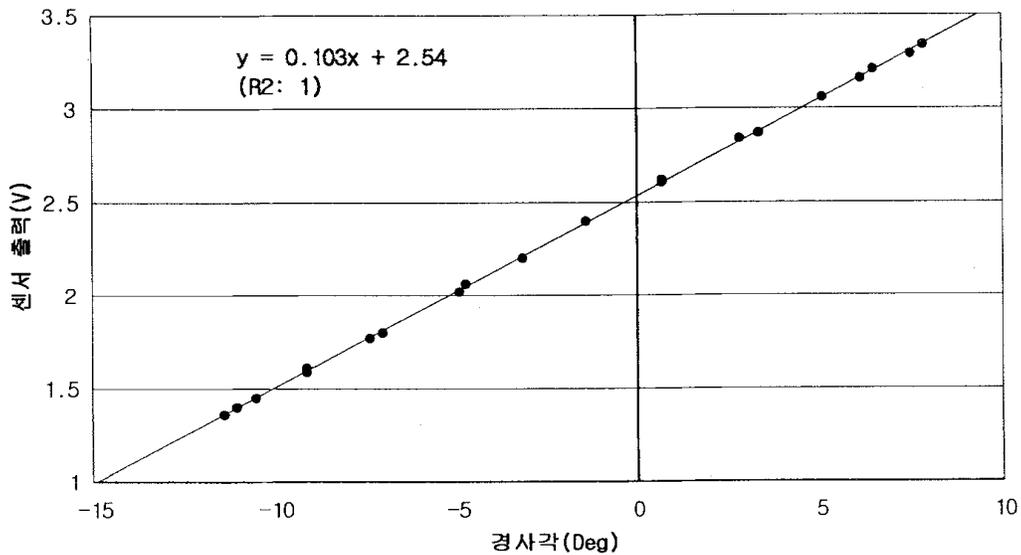


그림 3-13 Pitching각센서의 캘리브레이션 결과

#### 나. 스텝응답실험

경사각센서의 과도상태에서의 응답특성을 규명하기 위해 3종류의 스텝시

간(100, 200, 300msec) 및 2종류의 스텝경사각(4.5, 9°)에 대해 스텝응답실험을 수행하였다. 또한 현재 일본에서 농용트랙터의 제어시스템에 널리 사용되고 있는 Dokai사의 경사각센서와의 비교실험도 동시에 수행되었다. 그림 3-14에 센서의 스텝시간과 시정수사이의 관계를, 그림 3-15에는 대표적으로 스텝경사각 약9°에 대한 실험결과 표시하였다.

그림 3-14에서 보는바와 같이 일본에서 사용되고 있는 Dokai센서보다 기원(Kiwon)전자의 센서가 훨씬 응답성(100msec시의 시정수: 기원-약275 msec, Dokai-약455msec)이 빠름을 알 수 있다. 그림 3-15의 실험결과로부터 센서에 스텝상의 경사각이 주어졌을 때 경사각의 변화가 시작되는 시점에서 변화방향과 반대방향으로의 약간의 현청(100msec시 약0.5°)이 관측되었다. 현청량은 Dokai보다 Kiwon센서쪽이 약간 더 크고, 센서의 스텝시간의 증가와 함께 작아지고 있음을 알 수 있다. 이러한 현청현상은 실험에 사용된 경사각센서가 가지고 있는 관성에 의한 것으로 생각되며, 현청량은 센서에 사용된 오일의 점도가 낮을수록, 스텝변화가 빠를수록 증가한다.

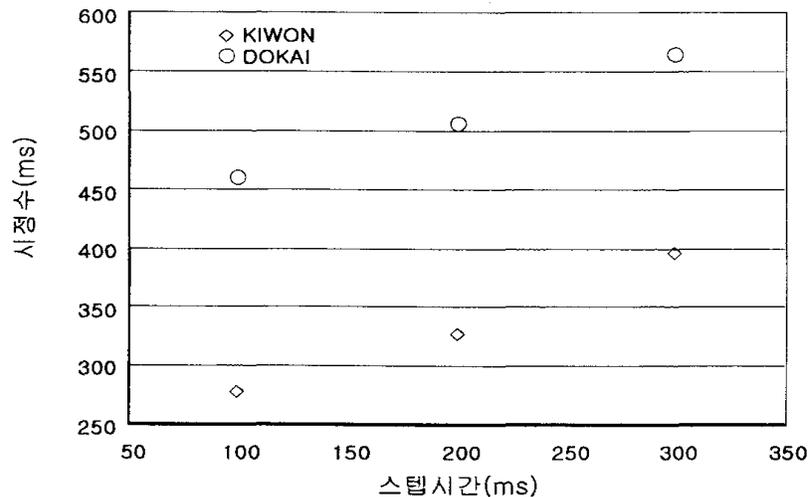


그림 3-14 센서의 스텝시간과 시정수사이의 관계

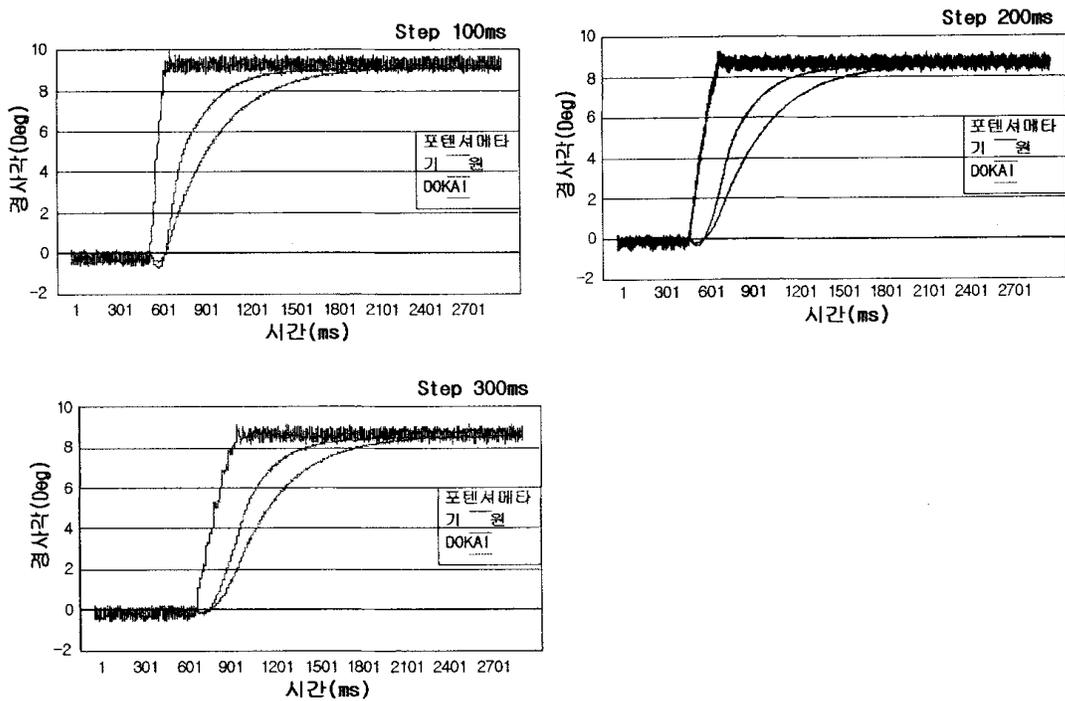


그림 3-15 스텝응답실험의 결과

#### 다. 주파수응답실험

경사각센서의 주파수영역에서의 응답특성을 규명하기 위한 주파수응답특성실험이 수행됐다. 실험은 2종류의 진폭( $\pm 5^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ )에 대해 입력주파수를 0.1Hz부터 1Hz까지 0.1Hz간격으로 변화시키면서 행해졌다. 대표적으로 주파수 0.1, 0.5, 0.9 및 1Hz에 대한 실험결과를 그림 3-16에 표시하였으며, 그림 3-17에는 게인-위상선도를 각각 표시하였다.

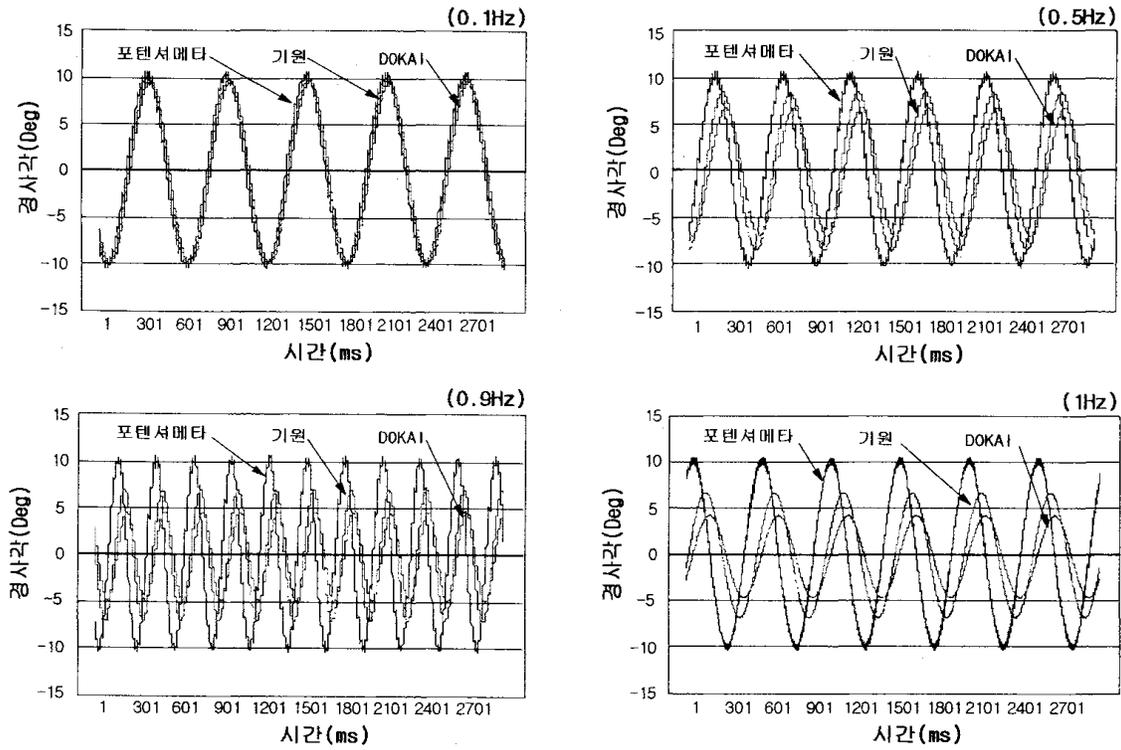


그림 3-16 주파수응답실험의 결과

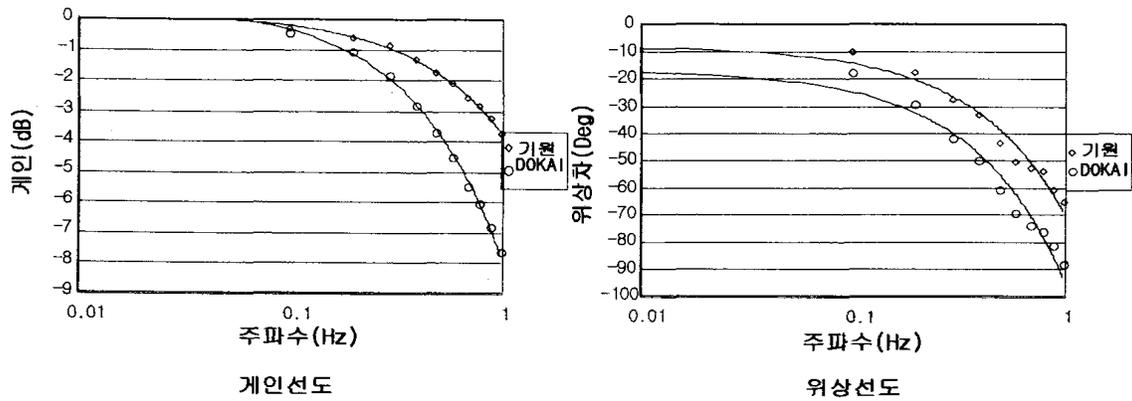


그림 3-17 게인-위상선도

그림 3-16으로부터 입력주파수 0.1Hz에서는 양센서(기원 및 Tokai센서) 모두 입력신호(포텐쇼메타)에 잘 추종하고 있으나, 0.5Hz에서는 약간의 게인 저하와 위상차가 관측되었다. 0.5Hz이상에서는 입력주파수의 증가와 함께 게인이 크게 감소하고, 위상차도 크게 증가하고 있으며, 이러한 현상은 기원전자센서보다 Dokai센서쪽에서 더욱 두드러지게 나타나고 있다. 그림 3-17로부터 게인의 경우, Dokai센서는 0.4Hz, 기원전자센서는 0.8Hz에서 -3db의 범위내에 있으며, 위상차의 경우는 0.3Hz와 0.5Hz에서 -45°의 범위내에 있다. 이 결과로부터 기원전자센서가 Dokai센서보다 응답성이 빠르다는 것을 알 수 있으며, 일본에 있어서의 농용트랙터에 의한 농작업속도보다 빠른 국내농작업환경을 고려할 때 기원전자센서쪽이 국내농업환경에 훨씬 적합할 것으로 생각된다.

## 5. 지상고센서

지상고센서는 트랙터에 의한 경운작업중의 주행로면에 대한 차륜의 침하량을 검출하기 위한 센서로서, 본 연구에서 설계된 접촉식지상고센서의 검출특성을 규명하기 위해 실내에서의 검출특성실험을 수행하였다. 그림 3-18에 센서의 개요를 나타내었다. 그림 3-18에서 보는바와 같이 지상고센서는 포장로면과 센서사이의 거리 검출을 위한 검출바, 검출바의 상.하 작동을 위한 DC모터축과 연결된 풀리, 풀리의 구동을 위한 DC모터(MABUCHI, RS-775SH, 34W) 및 컨트롤러, 검출바의 상.하 이동 거리를 검출하기 위한 링크 및 포텐쇼메타(2k $\Omega$ )등으로 구성되어 있다. 컨트롤러의 제어에 의해 DC모터와 모터축에 고정되어 있는 풀리는 좌.우 회전동작을 하게되며, 풀리의 회전동작에 따라 풀리와 스트링으로 연결되어 있는 검출바는 슬라이드를 따라 상.하로 이동하게된다. 검출바와 링크로 연결되어 있는 포텐쇼메타의 출력전압은 검출바의 상.하 이동거리에 비례하며, 지상고 센서는 검출바가 포장면과 접촉하였을 순간의 포텐쇼메타의 출력전압을 검출하여 지상고의 변화를 검출하게 된다.

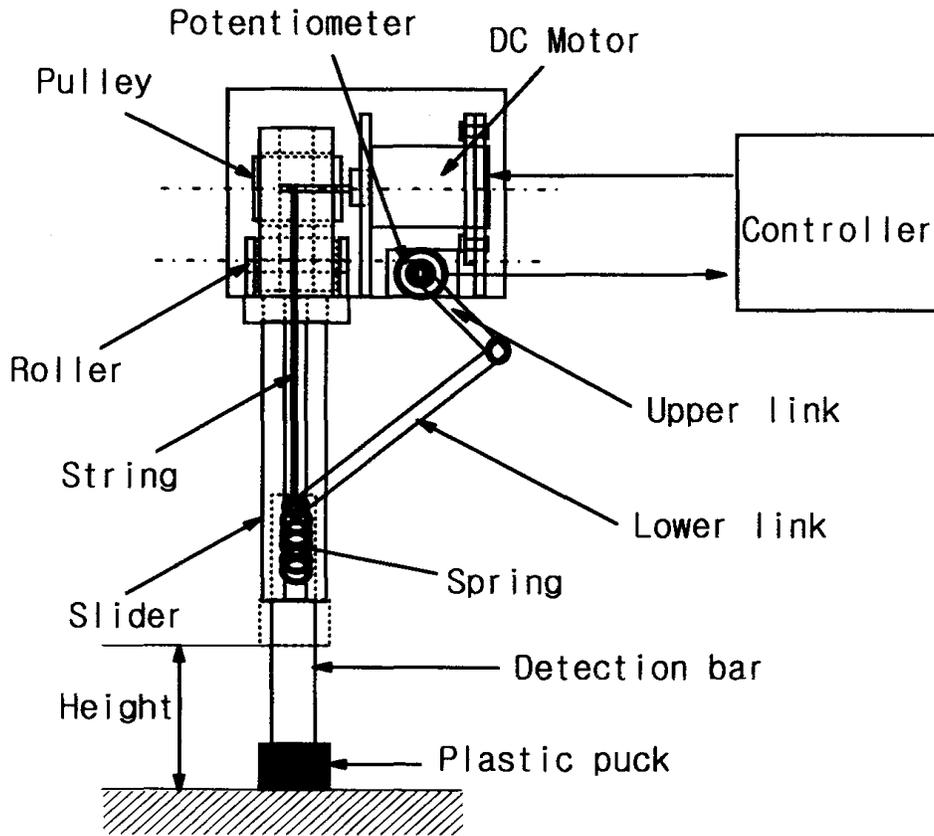


그림 3-18 지상고센서의 개요

### 가. 실험 장치

그림 3-19에 실험장치의 사진을, 그림 3-20에 실험장치의 개요도를 보여 주고 있다. 그림 3-19 및 3-20에서 보는바와 같이 실험장치는 센서의 고정 및 이동을 위한 이동대차, 이동대차의 주행을 위한 레일이 장착된 토양조, 이동대차의 구동을 위한 전기모터, 이동대차의 주행속도 검출을 위해 이동대차에 장착된 5륜, 지상고센서 및 실험중의 센서검출면의 형상을 위한 미니 토양조등으로 구성되어 있다. 이동대차의 주행속도는 5륜에 장착된 타코제네레이터에 의해 검출되었으며, 이동대차의 주행속도는 전기모터의 회

전속도를 변화시키므로써 변화되어졌다.

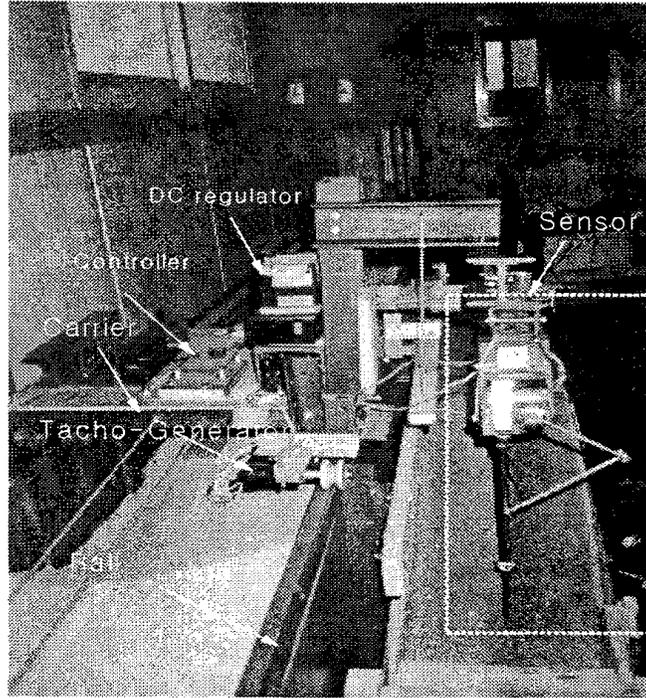


그림 3-19 실험장치의 사진

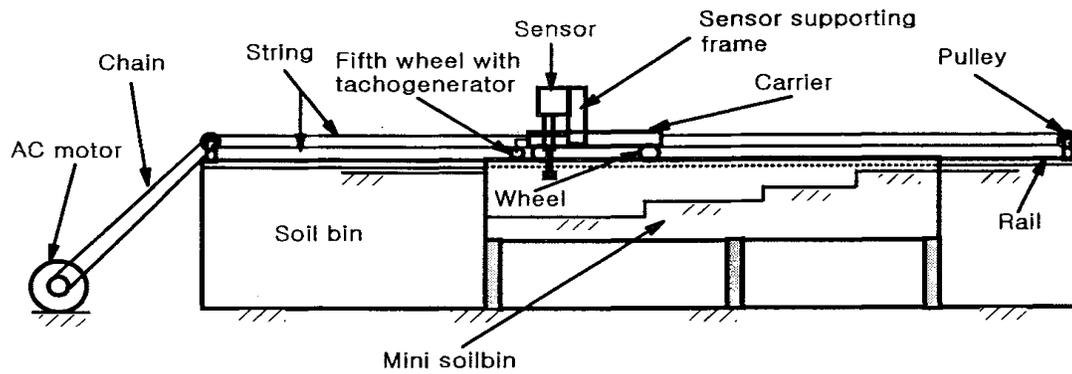


그림 3-20 실험장치의 개요도

그림 3-21에 지면으로부터의 센서의 거리를 0cm에서 20cm까지 1cm간격으로 변화시키면서 센서의 거리변화에 따른 센서의 출력값을 표시하였다. 그림 3-21의 캘리브레이션결과로부터 지면과 센서사이의 거리와 출력전압사이의 관계는 2차식에 의해 근지됨을 알 수 있다.

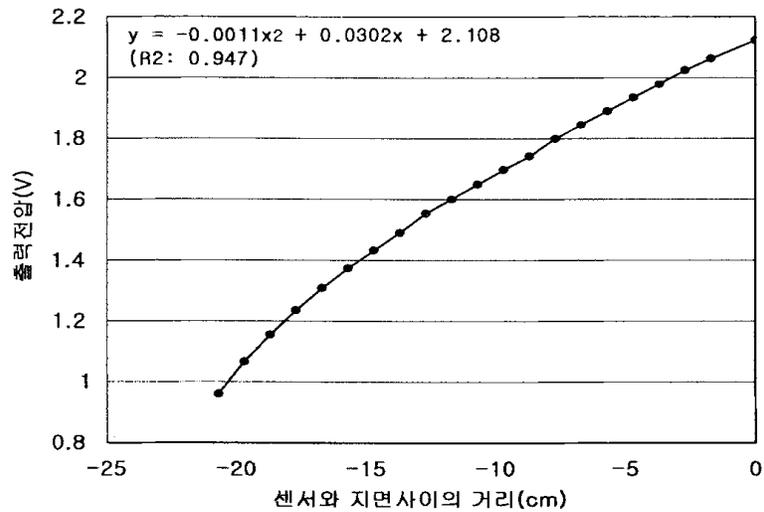


그림 3-21 지면으로부터의 센서거리와 출력전압사이의 관계

#### 나. 정특성 실험

동특성실험에 들어가기전에 토양의 종류 및 함수비에 따른 센서의 검출 특성을 규명하기 위해 정특성실험을 수행하였다. 실험은 4종류의 토양 (sandy loam, loamy sand, loam, sand), 4종류의 함수비(sandy loam, sand: 0, 10, 20%, loamy sand, loam: 0, 10, 20, 30%), 4종류의 검출면으로부터의 높이(4, 9, 14, 19 cm)에 대해 수행되어졌다. 함수비는 sandy loam, sand의 경우는 함수비 20%에서, loamy sand, loam의 경우는 30%에서 포화상태에 달했기 때문에 20% 및 30%까지의 함수비에 대해서만 실험을 수

행하였다. 그림 3-22에 정특성실험의 결과를 나타내었다.

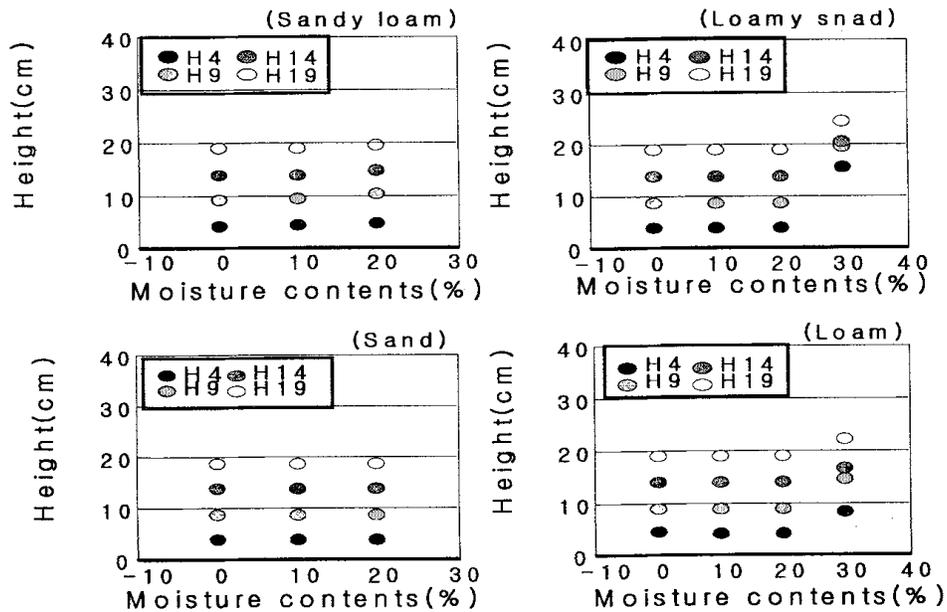


그림 3-22 정특성실험 결과

그림 3-22의 정특성실험결과로부터 Sandy loam 및 Sand의 경우, 센서는 토양의 종류, 센서의 높이 및 함수비에 관계없이 높이를 잘 검출하였으나, loamy sand 및 loam의 경우에는 함수비 30%에서 많은 오차가 관측되었다. 이와같은 현상은 검출바의 하단에 장착되어 있는 플라스틱픽이 Sandy loam 및 Sand의 경우는 쉽게 토양속으로 침투하지 못하나, loamy sand 및 loam의 경우에는 쉽게 토양속으로 침투하였기 때문이라고 생각된다.

#### 다. 동특성 실험

동적상태에서의 센서의 검출특성을 규명하기 위한 동특성실험이 수행되

어졌으며, 실험은 5종류의 주행속도(1, 2, 3, 4, 5km/h), 스텝 및 정현파상의 검출면 형상에 대해 수행되었다. 검출면의 형상은 미니토양조를 이용하여 만들어졌으며, 정현파상의 경우는 센서로부터 검출면사이의 거리를 11cm를 기준으로하여  $\pm 8$ cm의 진폭을 주었다. 실험에는 대표적으로 샘플 토양 Loamy sand가 사용되었다. 실험중 각종 센서로부터의 신호는 아나로그데이터레코더(TEAC, XR-5000)에 기록한 후, 실험이 끝난 후에 컴퓨터에 의해 A/D변환(Union Data, UAD-ATZE)등의 데이터 처리를 행하였다. 그림 3-23 및 3-24에 스텝 및 정현파상의 검출면형상에 대한 실험결과를 나타내었다.

그림 3-23 및 3-24의 실험결과로부터 설계된 센서는 이동대차의 주행속도에 관계없이 만들어진 스텝 및 정현파상의 검출면에 대하여 거의 정확하게 높이를 검출하고 있음을 알 수 있다.

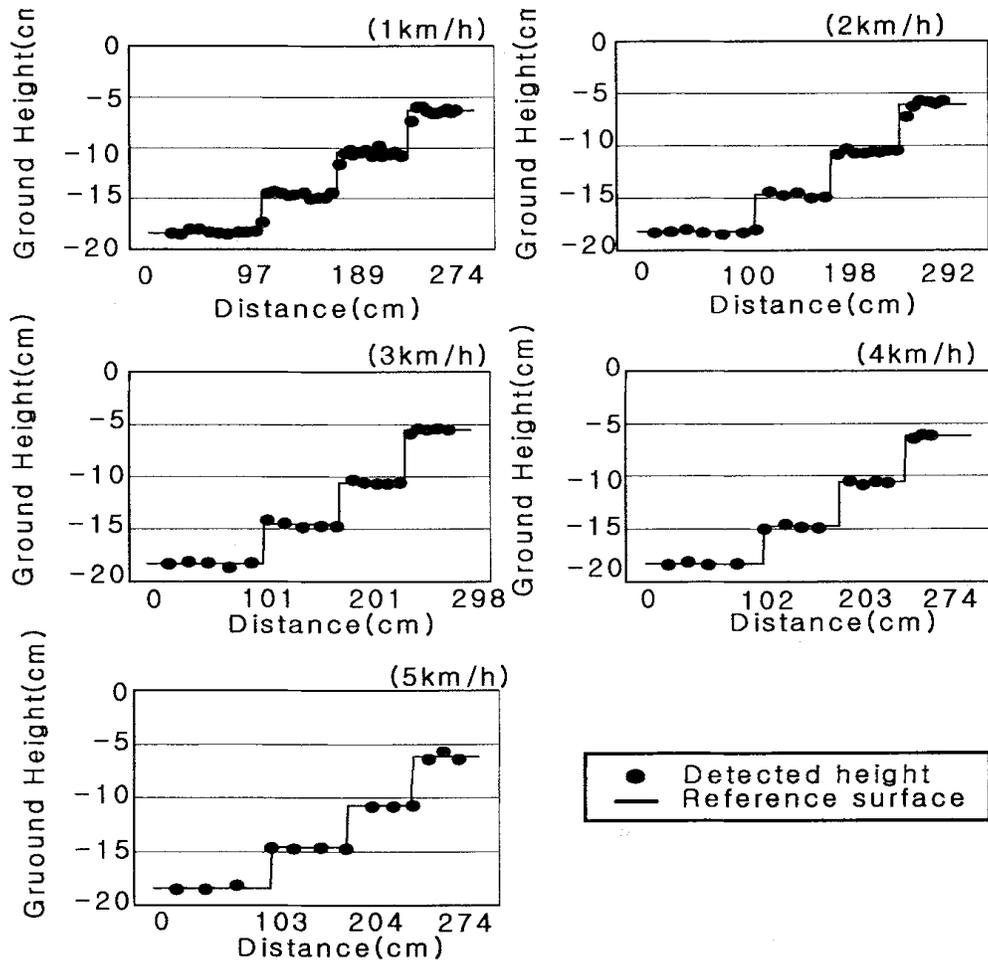


그림 3-23 스텝형상의 포장면에 대한 실험 결과

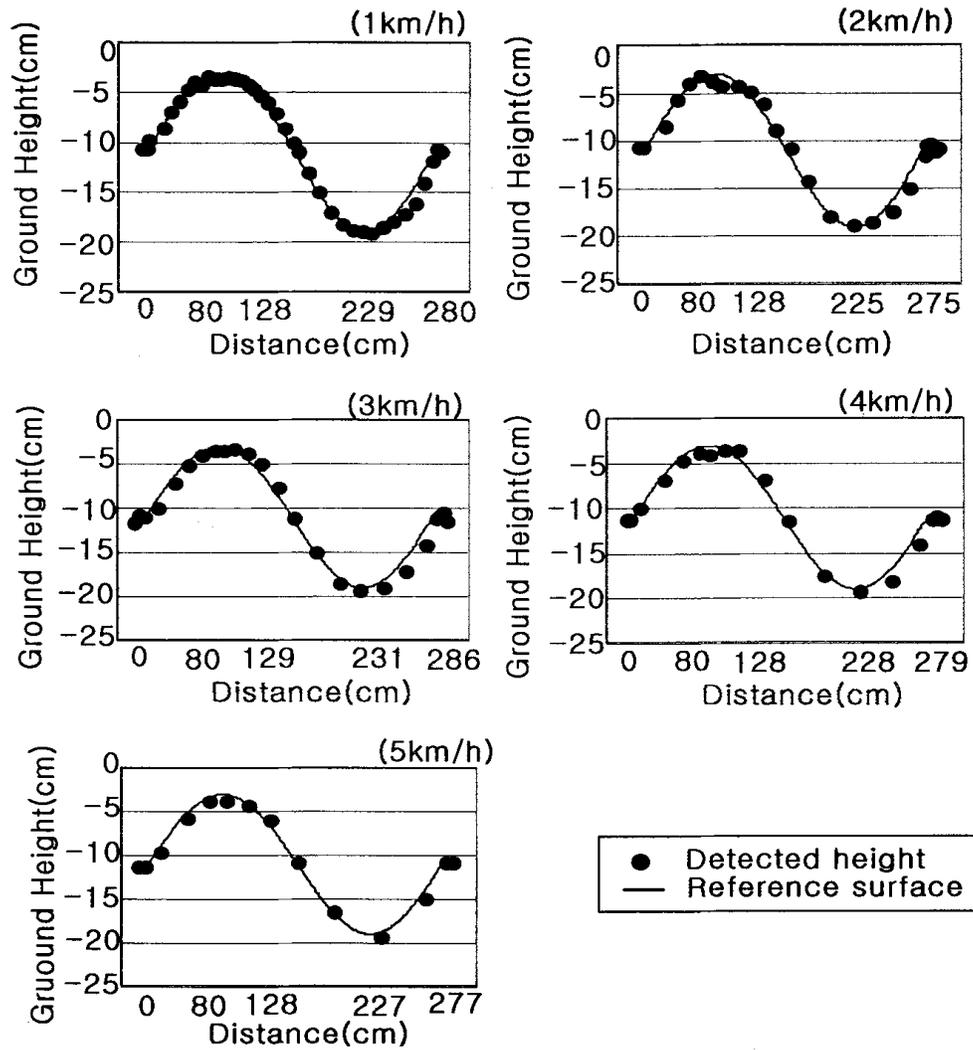


그림 3-24 정현파상의 포장면에 대한 실험 결과

#### 제4절 유압회로

유압회로는 회로상의 유로의 변경을 통해 유압회로와 연결되어 있는 유압실린더를 작동시킴으로서 리프트암을 통해 유압실린더와 직접 연결되어 있는 3점링크 및 제어대상인 작업기를 상승 및 하강시키기 위한 제어시스

템을 구성하고 있는 하나의 요소로서, 솔레노이드밸브를 포함한 각종 유압 밸브, 밸브블록 및 유압실린더등으로 구성되어 있다. 그림 3-25에 유압회로의 개요를 나타내었다. 유압회로는 회로내에 저,고속용 솔레노이드밸브를 두어 밸브의 ON/OFF작동에 의해 실린더내에 2종류의 유량을 공급함으로써 작업기가 저속 및 고속으로 상,하강될 수 있도록 설계되어 있다.

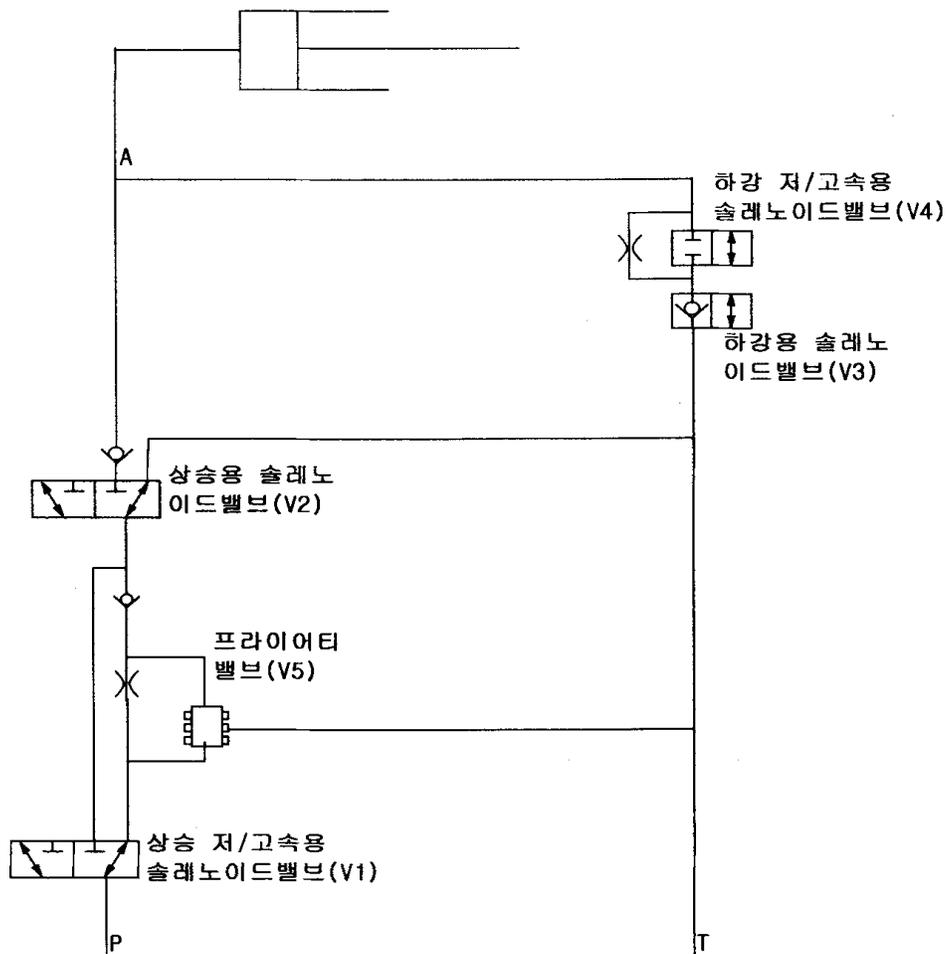


그림 3-25 유압회로의 개요

상.하강시의 저.고속(V1,V4) 및 상.하강용 솔레노이드밸브(V2,V3)가 OFF 상태인 경우에는 트랙터엔진에 의해서 구동되는 유압펌프로부터의 토출압유는 프라이어티밸브(V5)와 유압회로내의 T포트를 통해 유압탱크로 되돌아가고, 하강용 솔레노이드밸브도 막혀있으므로 작업기는 정지상태를 유지하게된다. 상승용 솔레노이드밸브(V2)가 ON상태이고 상승 저.고속용 솔레노이드밸브(V1)가 OFF상태이면 유압펌프로부터의 토출압유는 프라이어티밸브(V5)와 상승용 솔레노이드밸브(V2)를 통해 유압실린더내로 유입되어 작업기는 저속으로 상승하며, 상승 저.고속용 솔레노이드밸브(V1)가 ON상태이면 압유는 프라이어티밸브(V5)를 통과하지 않고 바로 상승용 솔레노이드밸브(V2)에 전달되어 토출유량의 전량이 실린더내에 유입되어 작업기는 고속으로 상승하게 된다. 하강용 솔레노이드밸브(V3)가 ON상태이고 하강 저.고속용 솔레노이드밸브(V4)가 OFF상태이면 작업기의 자중에 의한 실린더로부터의 배출유량은 저.고속용 솔레노이드밸브(V4)의 오리피스와 T포트를 통해 유압탱크로 전달되어 작업기는 저속으로 하강하고, 하강 저.고속용 솔레노이드밸브(V4)가 ON상태이면 실린더로부터의 배출유량은 오리피스가 아닌 저.고속용 솔레노이드밸브(V4)와 T포트를 통해 유압탱크로 전달되어 작업기는 고속으로 하강하게된다.

## 제4장 제어시스템에 대한 시뮬레이션

### 제1절 수학적 모델링

#### 1. 유압실린더의 운동방정식

유압실린더의 응답특성방정식은 식1과 같다. 여기서 힘  $F(s)$ 는 실린더에 작용하는 힘이고,  $X(s)$ 는 실린더의 변위이다.

$$\frac{F(s)}{X(s)} = \frac{w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2} \quad \text{----- (1)}$$

$\zeta$  : damping ratio

$w_n$  : undamped natural frequency

최대 오버슈트  $M_p$ 는 10%이므로

$$M_p = e^{-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\pi} \approx 0.1 \quad \text{----- (2)}$$

$$\zeta \approx 0.6$$

봉오리 시간  $t_p$ 는 0.3초이므로

$$t_p = \frac{\pi}{w_d} \quad \text{----- (3)}$$

$$w_d = \frac{\pi}{t_p} = \frac{\pi}{0.3} = 10.47 \quad \text{----- (4)}$$

$w_d$  : damped natural frequency

그러므로  $w_n$ 은 다음과 같다.

$$w_n = \frac{w_d}{\sqrt{1-\xi^2}} = 13.09 \text{ ----- (5)}$$

$$2\xi w_n = \frac{b}{m} \text{ ----- (6)}$$

여기서  $m(\text{mass}) = 400(\text{kg})$ 이므로  $b = 617(\text{Ns/m})$

## 2. 유압회로

작업기제어를 위한 유압제어시스템의 기본적인 개략도는 그림 4-1과 같다. 유압펌프에서 공급되는 작동유는 엔진에 부착된 기어펌프에 의해서 전달되어지고, 이는 유압 솔레노이드밸브 및 실린더에 의해서 작업기를 제어하게 된다. 유압 밸브는 유량, 유압 및 작동유의 방향을 제어한다.

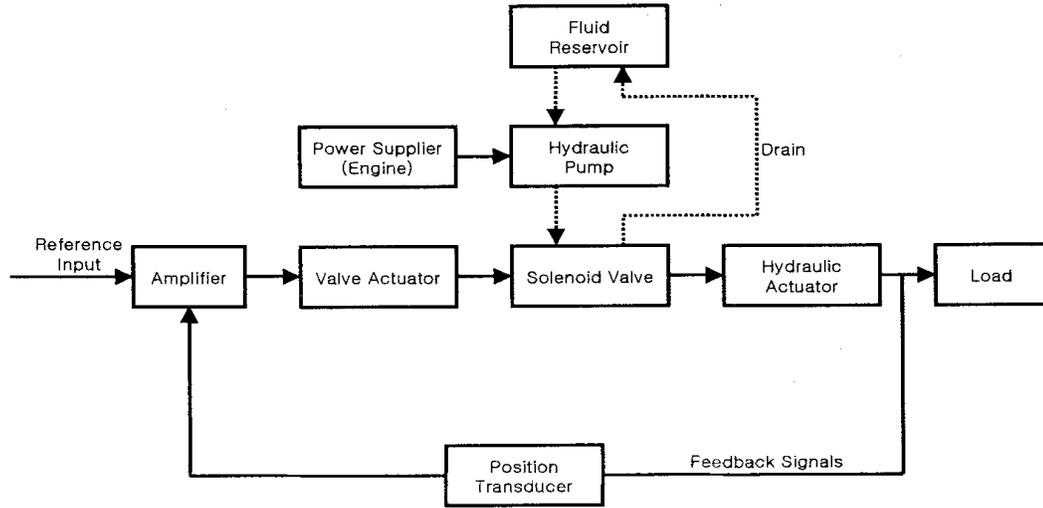


그림 4-1 유압제어시스템의 개략도

작동된 유압실린더의 움직인 량을 측정하기 위해서 센서가 움직인 거리만큼의 신호를 피드백시킨다. 유압제어시스템을 구성하는 주요 요소는 유압 솔레노이드밸브, 유압실린더, 하중이며, 이 요소들의 주요 방정식은 식 7, 8, 9에 나타내었다.

$$\text{유압밸브} : q = k_q u - k_c p \quad \text{-----} \quad (7)$$

$$\text{유압실린더} : q = A \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2\beta} \frac{dp}{dt} \quad \text{-----} \quad (8)$$

$$\text{하중} : m \frac{d^2 y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} = A p - f_L \quad \text{-----} \quad (9)$$

여기서,  $q = \text{flow rate(lpm)}$

$k_q = \text{flow gain}$

$u = \text{piston displacement}(m)$

$k_c = \text{flow-pressure coefficient}$

$p = \text{pressure(bar)}$

$A = \text{area}(m^2)$

$\beta = \text{bulk modulus}(N/m^2)$

$V = \text{volume}(m^3)$

$m = \text{mass}(kg)$

$b = \text{viscosity coefficient}(Ns/m)$

$f_L = \text{Load}(kg)$

그림 4-2와 같은 형태로 시스템이 구성되어지므로 다음과 같이 가정하여 시뮬레이션하였다.

- 1) 유압 밸브 및 라인의 Inertia는 무시한다.
- 2) 유압 밸브 및 라인의 저항은 무시한다.
- 3) 유압 라인의 compressibility의한 체적 변화를 고려한다.
- 4) 스프링 밸브는 다음 식 10과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = k_q X_v - k_c p \text{ ----- (10)}$$

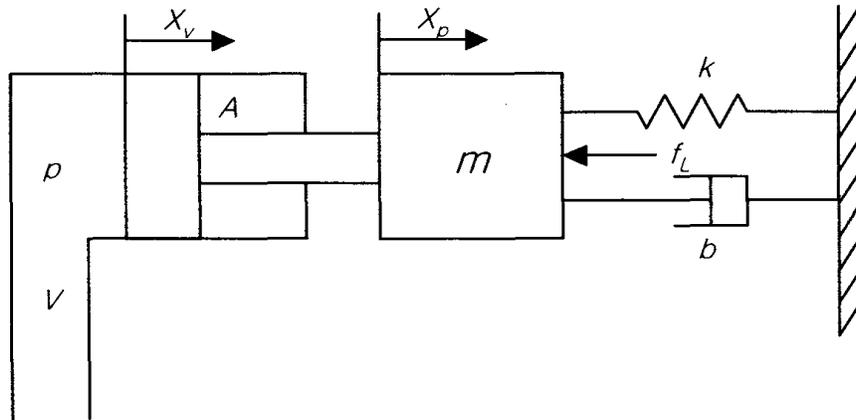


그림 4-2 유압제어시스템

그림 4-3은 유압제어시스템의 블록선도를 보여주고 있다. 여기서 유압 실린더의 경우에는 스프링상수  $k$ 값이 영이 된다.

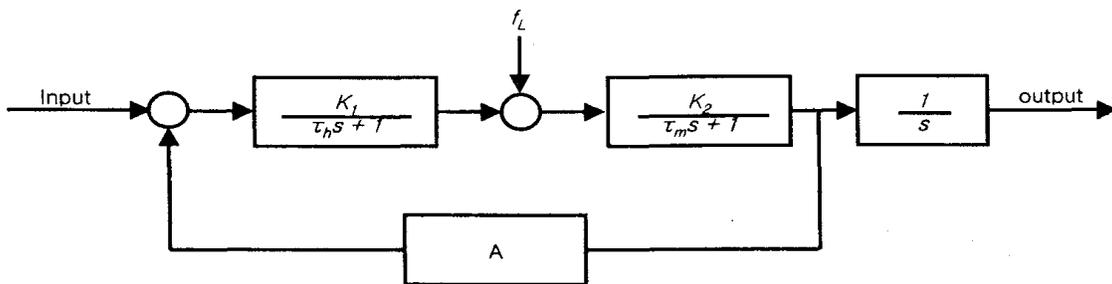


그림 4-3 유압제어시스템의 블록선도

그림 4-3에서

$$G_h = \frac{k_1}{\tau_h s + 1} \quad \text{----- (11)}$$

여기서 압력계인은

$$k_1 = \frac{1}{k_c} \text{ ----- (12)}$$

유압 시정수는

$$\tau_h = \frac{V}{2\beta k_c} \text{ ----- (13)}$$

유압시정수는 유체의 부피가 커지면 증가하고 bulk modulus가 적어지면 감소한다.

유압 실린더의 기구전달함수는 운동방정식에서 스프링 상수  $k=0$ 로 하였고, 다음과 같이 표현된다.

$$G_m = \frac{k_2}{\tau_m s + 1} \text{ ----- (14)}$$

기구 시정수는

$$\tau_m = \frac{m}{b} \text{ ----- (15)}$$

그리고

$$k_2 = \frac{1}{b} \text{ ----- (16)}$$

유압시스템의 특성방정식은 식17과 같다.

$$C.M. = s^2 + (4k_c \frac{\beta}{V} + \frac{b}{m})s + 4A^2 \frac{\beta}{mV} \text{ ----- (17)}$$

그러므로

$$w_n = \sqrt{4A^2 \frac{\beta}{mV}} \quad \text{----- (18)}$$

여기에서,

$$w_n = 13.09$$

$$A = 56.745$$

$$m = 400$$

$$V = A \times l$$

따라서  $\beta = 3.6 \times 10^7$

$$\zeta = \frac{k_c}{A} \sqrt{\frac{\beta m}{V}} + \frac{b}{4A} \sqrt{\frac{V}{\beta m}} \cong 0.6 \quad \text{----- (19)}$$

여기에서,

$$k_c = 0.66$$

$$k_a = 0.991$$

$$\tau_h = 1.43 \times 10^{-3}$$

$$\tau_m = \frac{m}{b} = 0.648 \quad \text{----- (20)}$$

$$k_1 = 1.5$$

$$k_2 = 1.62 \times 10^{-3}$$

그래서 그림 4-4와 같이 유압시스템의 블록선도를 간략화 시킬 수 있다

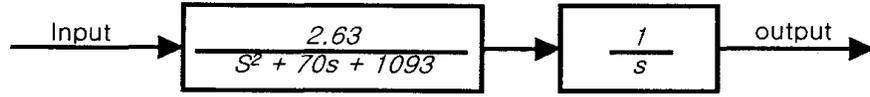
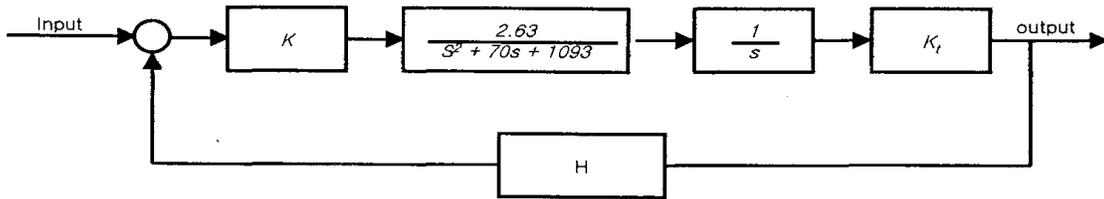


그림 4-4 유압제어시스템의 간략화 블록선도

### 3. 시스템의 동적 모델링

위의 유압시스템 및 실린더의 운동방정식에서 구해진 전달함수를 포함한 시스템의 블록선도를 이용한 동적 모델링은 그림 4-5와 같다.



4-5 시스템의 블록선도

여기서  $K$ 값은 아래 식(21)과 같이 구해진다.

$$-\frac{\pi h}{2v} = -\frac{K}{2\xi\omega_n} \quad \text{----- (21)}$$

$$K = 0.4935$$



연 상태인 41lpm에서, 제어 각도는 10. , 20. , 30. 일 때의 응답반응을 시뮬레이션하였다. 그리고 상승제어에서는 엔진rpm 1000(10lpm), 1500(12lpm), 2000(14lpm), 2500(16lpm)으로 설정하고, 제어각도는 10. , 20. , 30. 로 하여 각각의 응답 반응을 시뮬레이션하였다.

#### 나. 주파수응답 시뮬레이션

작업기제어시스템의 추종성을 알아보기 위하여 엔진rpm 1000(10lpm), 1500(12lpm), 2000(14lpm), 2500(16lpm)으로 설정하고, 입력 주파수 0.05, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.5, 2hz로 하여 각각의 응답 반응을 시뮬레이션하였다.

#### 다. 가우시안분할 무작위응답 시뮬레이션

시스템의 입력신호는 가우시안분할 무작위신호로 하여 평균값을 0. 로 하였고, 샘플링 시간을 0.5, 1, 2, 5, 10초로 설정하였다. 엔진rpm 1000(10lpm), 1500(12lpm), 2000(14lpm), 2500(16lpm)으로 설정하여 각각의 응답반응을 시뮬레이션하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 스텝응답 시뮬레이션

그림 4-7은 작업기를 30. 하강시킬 때의 경우를 보여주고 있다. 유량이 41lpm일 때 오버슈트되는 현상을 보여주고 있다. 오버슈트되는 량이 최대 약 3. 이고 이것은 설정된 데드밴드를 벗어남으로 오버슈트현상이 발생되었다. 이것을 보완하기 위해서는 입력 유량을 적게 설정하거나, 데드밴드를 이보다 크게 설정하는 등의 시스템에 대하여 보완을 하여야 하

졌다.

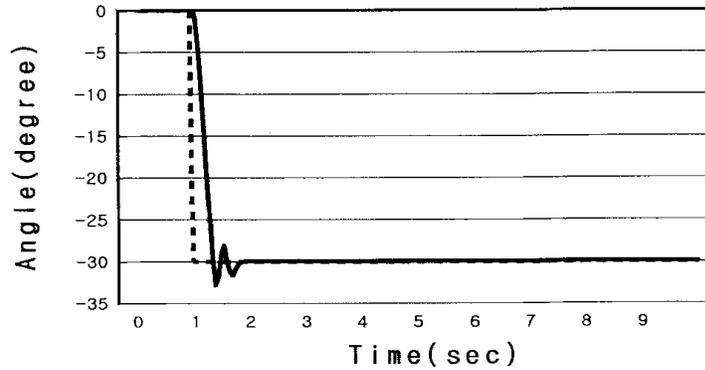
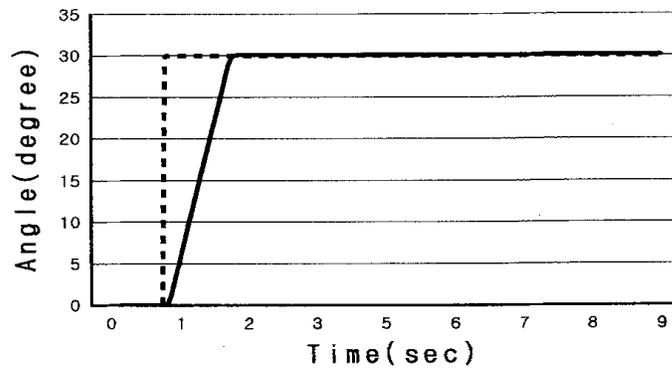
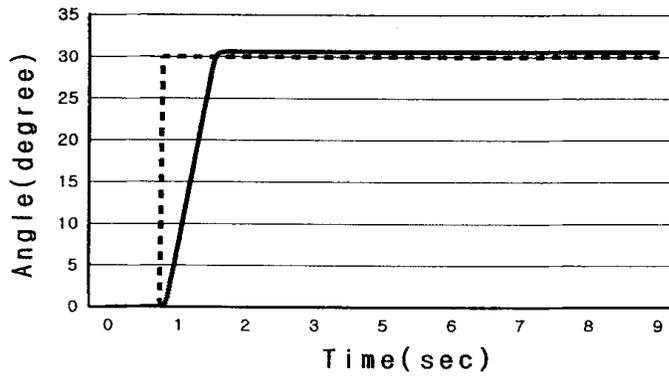


그림 4-7 제어시스템의 스텝응답(하강,스텝각도: 30.)

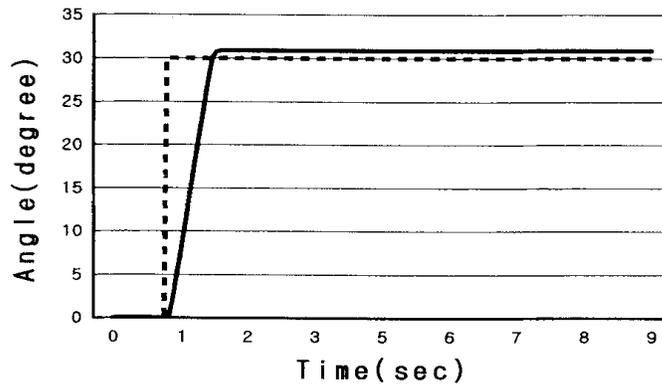
그림 4-8은 작업기를 상승 제어시킬 때를 보여주고 있다. 각도를 30.로 제어하고, 엔진rpm 1000(10lpm), 1500(12lpm), 2000(14lpm), 2500(16lpm)으로 설정하여 시뮬레이션한 결과를 보여주고 있다. 유량이 클수록 응답 시간은 빠르지만 제어 목표치의 정확도는 약간 떨어지는 현상을 알 수가 있다. 엔진rpm이 2500(16lpm)일 때 목표치보다 최대 약1.2° 정도 지난 위치에서 제어됨을 알 수가 있다. 그러므로 시스템의 데드밴드는 1.2. 보다는 크게 하여야 하겠다.



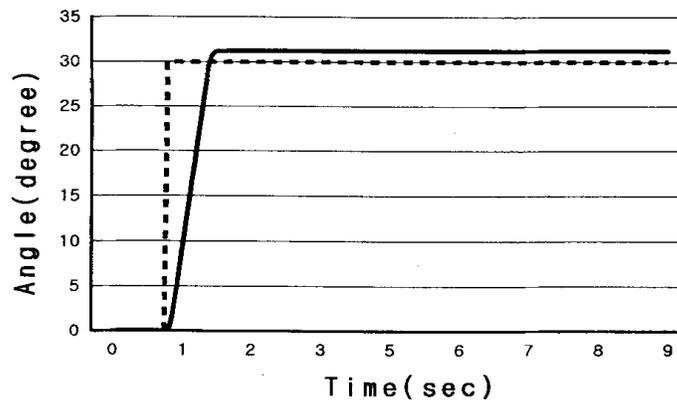
(a) 1000rpm



(b) 1500rpm



(c) 2000rpm

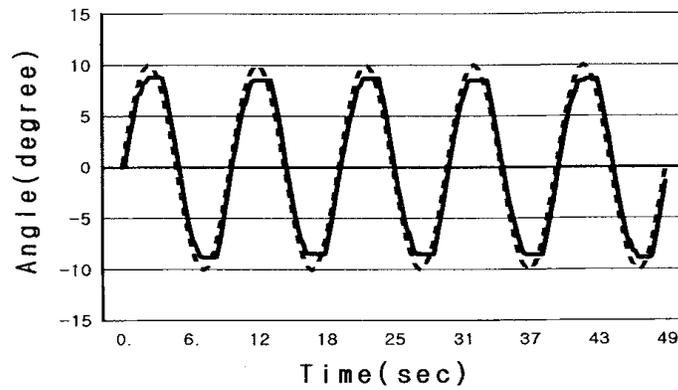


(d) 2500rpm

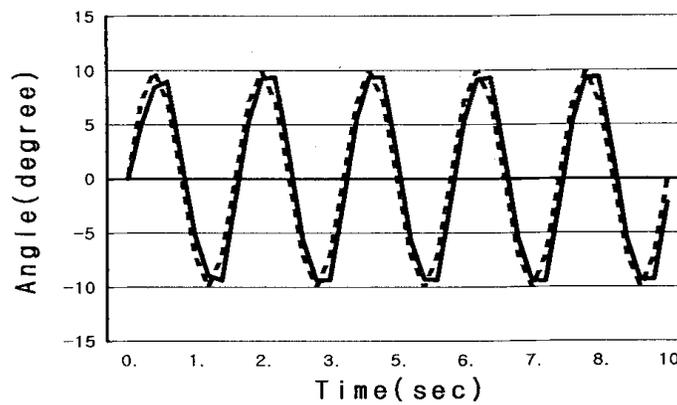
그림 4-8 제어시스템의 스텝응답(하강,스텝각도: 30.)

## 나. 주파수응답 시뮬레이션

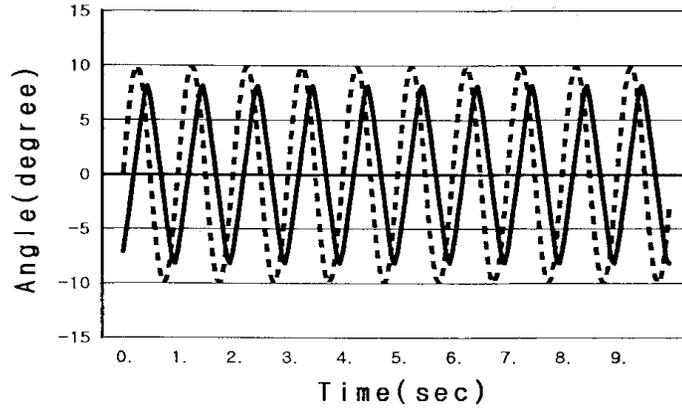
그림 4-9는 작업기제어의 주파수응답시뮬레이션결과를 보여주고 있다. 각도는  $\pm 10$ 로 제어하고, 엔진 rpm은 2500(16rpm)으로 설정하여 시뮬레이션한 결과를 보여주고 있다. 주파수 1hz까지는 시스템이 잘 추종함을 알 수가 있다.



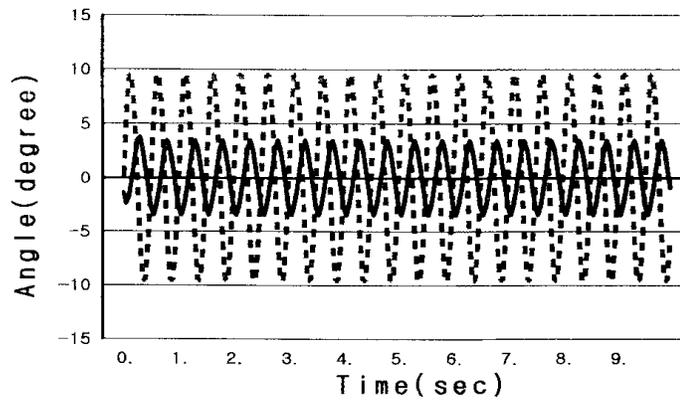
(a) 0.1hz



(b) 0.5hz



(c) 1.0hz



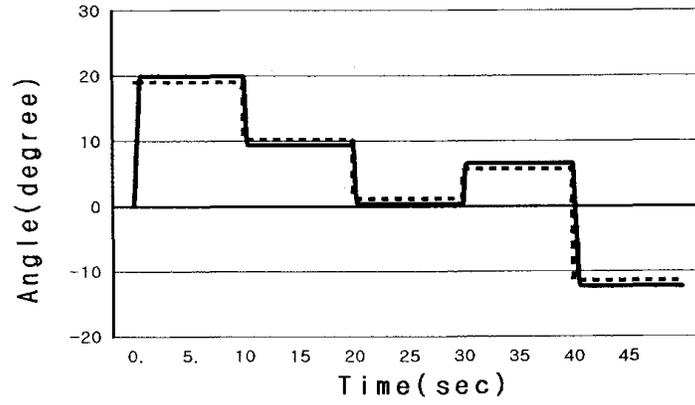
(d) 2.0hz

그림 4-9 제어시스템의 주파수응답(진폭:  $\pm 10$ .)

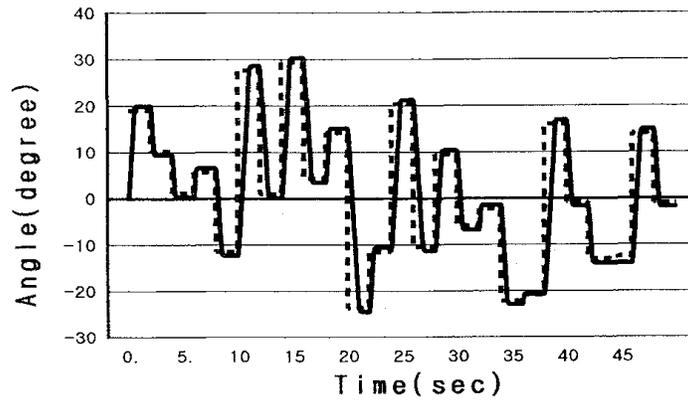
#### 다. 가우시안분할 무작위응답 시뮬레이션

그림 4-10, 4-11은 작업기유압제어시스템에 가우시안분할 무작위입력 신호를 넣었을 때의 반응을 보여주고 있다. 그림 4-10은 엔진rpm 2500(16rpm)에 대한 샘플링시간 10, 2, 1, 0.5초로 하였을 때의 시뮬레이션

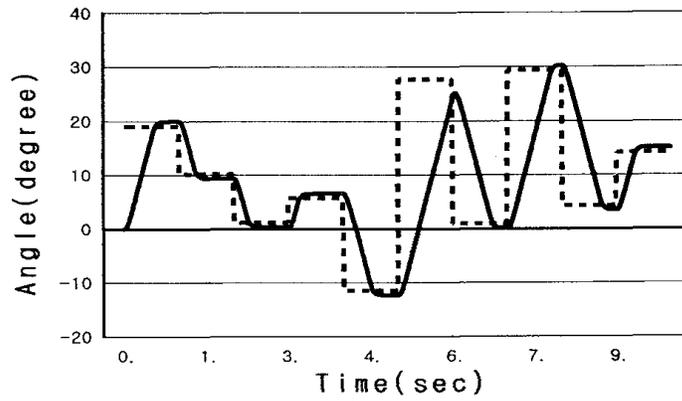
결과를 보여주고 있다. 샘플링시간 1초부터 시스템의 응답성이 점점 떨어지는 것을 알 수가 있다.



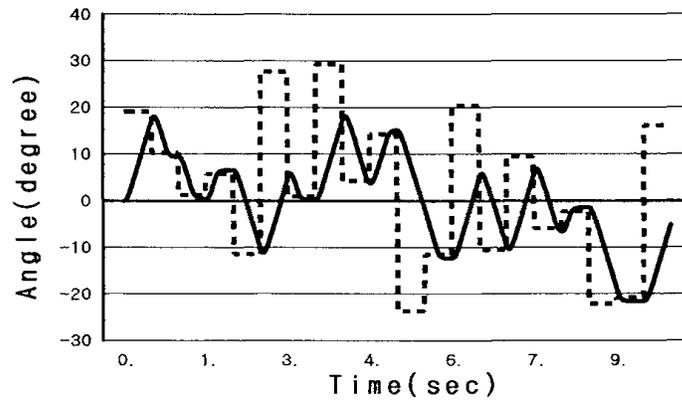
(a) 10sec



(b) 2sec



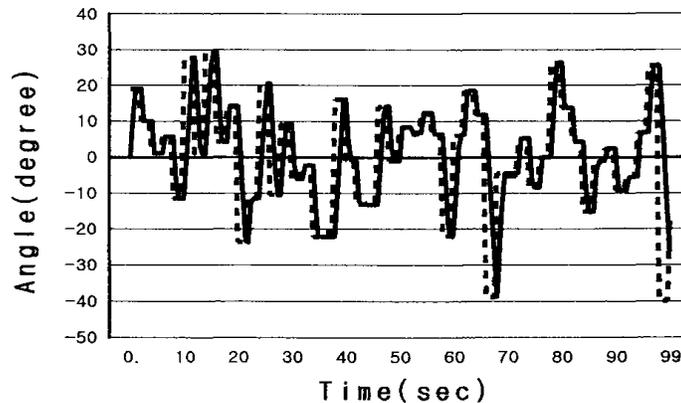
(c) 1sec



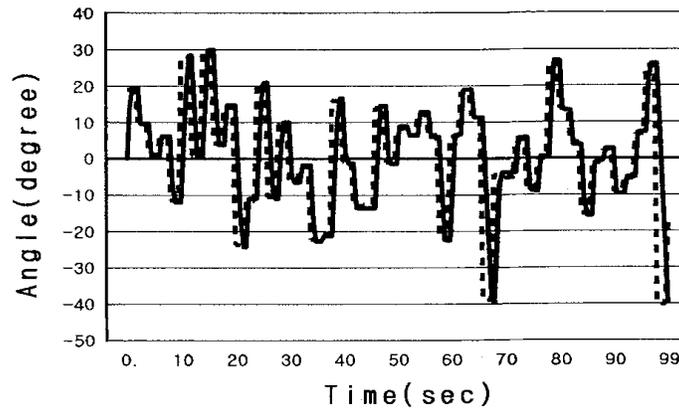
(d) 0.5sec

그림 4-10 가우시안분할 무작위응답(엔진rpm: 2500rpm)

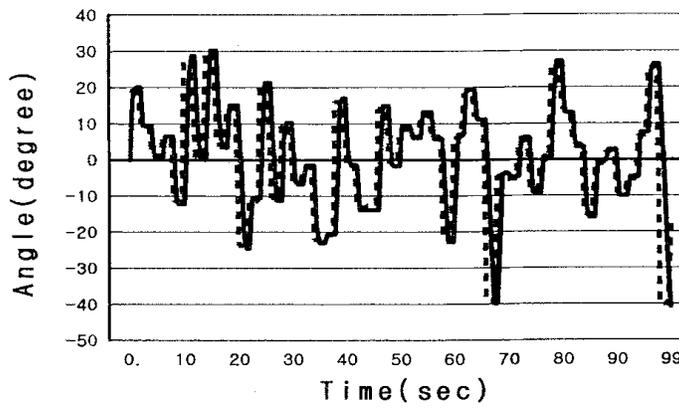
그림 4-11은 샘플링시간이 2초이고 엔진rpm 1000(10lpm), 1500(12lpm), 2000(14lpm), 2500(16lpm)으로 하여 시뮬레이션한 결과를 보여주고 있다. 샘플링시간이 2초에서는 엔진rpm에 관계없이 시스템이 잘 추종함을 알 수가 있다. 엔진 rpm이 높을수록 응답성은 빠르지만, 제어 정확도가 약간 저하됨을 알 수가 있지만 샘플링 시간이 2초에서는 시스템이 안정적으로 작동함을 알 수가 있었다.



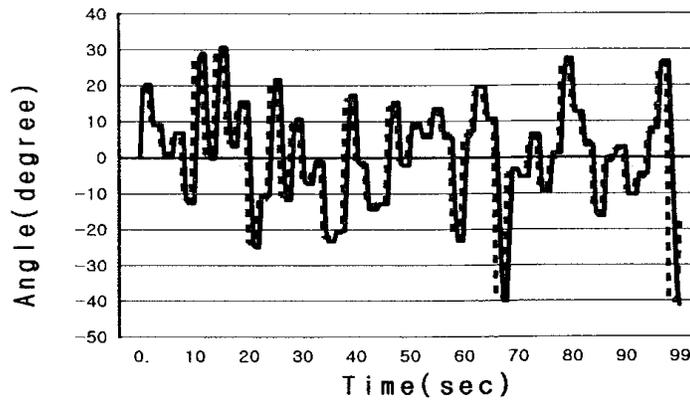
(a) 1000rpm



b) 1500rpm



(c) 2000rpm



(d) 2500rpm

그림 4-11 가우시안분할 무작위응답(샘플링시간: 2초)

## 제5장 제어시스템의 실내에서의 응답특성실험

제5장에서는 농용트랙터의 작업기에 의한 포장에서의 경운작업시, 포장면의 불균일 및 차륜침하에 의한 차체 pitching현상 또는 지상고의 변화에도 불구하고 작업기에 의한 경심 및 부하등을 일정하게 유지하기 위한 작업기제어시스템을 설계하여, 제어시스템의 응답특성을 규명하기 위한 실내 응답특성실험을 수행하였다. 실험은 과도응답특성실험, 주파수응답특성실험 및 고,저속 절환특성실험을 엔진회전속도 및 입력주파수등을 변화시키면서 행해졌다.

### 제1절 실험장치

그림 5-1 및 5-2에 실험장치의 사진을 표시하였다. 실험장치는 각종 연산처리 및 제어를 행하기 위한 컴퓨터, 센서로부터의 신호를 읽어드리고 컴퓨터로부터의 제어신호를 출력하기 위한 컴퓨터의 확장슬롯에 장착된 입,출력보드(A/D 및 D/A보드) 및 출력보드로부터의 제어신호에 의해 솔레노이드밸브를 작동하기 위한 전자회로등으로 구성되어 있는 콘트롤러, 각종 센서류 및 유압회로등이 장착된 공시트랙터, 주파수응답특성실험시에 컴퓨터에 일정주파수의 신호입력을 위한 Function generator 및 실험중의 센서등으로부터의 신호를 기록하기 위한 아날로그데이터레코더등으로 구성되어 있다.

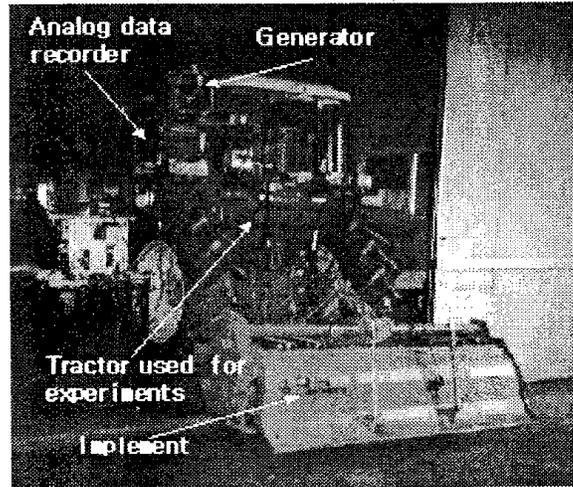


그림 5-1 실험장치(1)

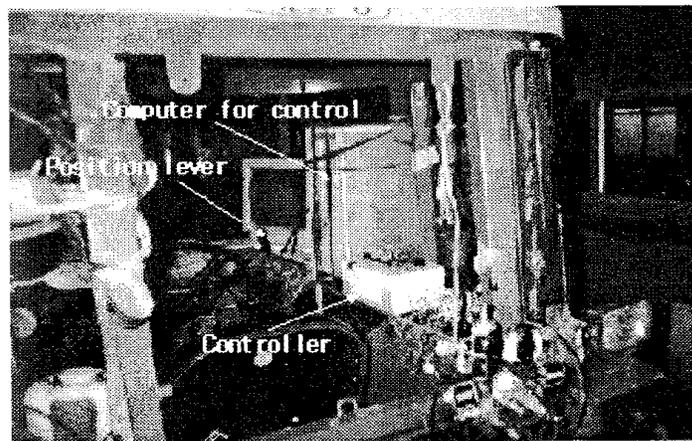


그림 5-2 실험장치(2)

## 제2절 예비실험

본 연구에서 설계된 유압회로에서, 고속시의 유압실린더에는 엔진회전수

의 변화와 함께 변화하는 유압펌프의 토출유량이 전부 입력되고, 유압회로를 구성하고 있는 유압밸브에 의한 압력손실( $\Delta P$ )도 밸브에의 입력유량의 변화와 함께 변화하므로, 이와 같은 유압회로와 관련된 기초 데이터를 확보하기 위하여 실내에서의 제어시스템의 응답특성실험을 행하기 전에 예비실험을 수행하였다. 그림 5-3에 엔진회전수의 변화에 따른 유압펌프의 토출유량변화를 나타내었으며, 그림 5-4에는 밸브의 중립상태, 즉 작업기가 작동하지 않고 펌프로부터의 토출유량이 밸브를 통해 탱크로 바이패스될 경우의 엔진회전수의 변화에 따른 밸브의 압력손실( $\Delta P$ )을 나타내었다. 그림 5-3의 실험결과로부터 유압펌프의 토출유량은 엔진회전수와 함께 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 농용트랙터에 의한 경운작업시의 일반적인 엔진회전수인 2500rpm에서의 토출유량은 약 26lpm이다. 엔진회전수의 변화(1500, 2000 및 2500rpm)에 따른 밸브블록의 P포트측에서 측정한 밸브의 압력손실은 그림 5-4에서 보는바와 같이 저속의 경우 11, 17 및 23Kgf/cm<sup>2</sup>이고, 고속의 경우 17, 24 및 32Kgf/cm<sup>2</sup>이다. 또한 그림 5-5의 실험결과로부터 공시 트랙터의 유압탱크측(밸브블록의 T포트)에서 걸리는 배압이 2500rpm에서 약9Kgf/cm<sup>2</sup>인 것을 고려하면 고속시의 엔진회전수 2500rpm에서의 밸브블록상의 밸브에 의한 순수 압력손실은 23Kgf/cm<sup>2</sup>이다. 이 압력손실은 국내 농용트랙터의 위치제어용으로 현재 사용되고 있는 매뉴얼밸브의 압력손실과 큰 차이가 없다. 또한 압력손실은 엔진회전수 즉 펌프의 토출유량과 함께 증가한다. 그림 5-4의 실험결과로부터 중립시의 공시작업기에 의한 순수 실린더의 압력(A포트)은 약 43Kgf/cm<sup>2</sup>이며, 공시 트랙터에 의한 작업기의 작동을 위한 압력은 2500rpm에서 75kgf/cm<sup>2</sup>이상의 압력이 필요하다는 것을 알 수 있다.

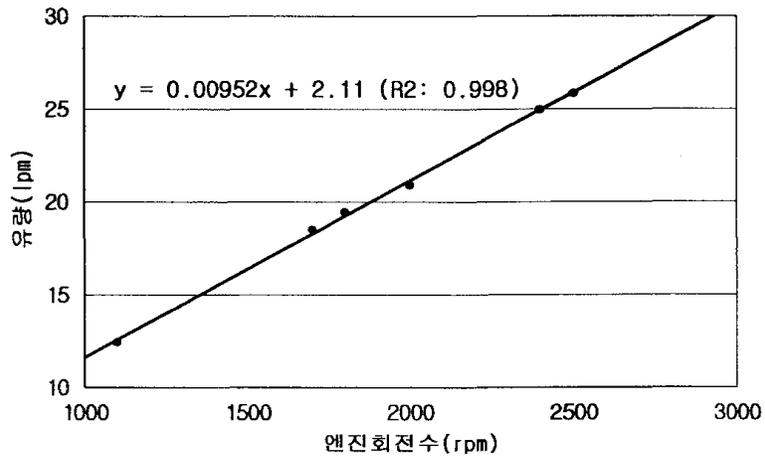


그림 5-3 엔진회전수와 펌프토출유량사이의 관계

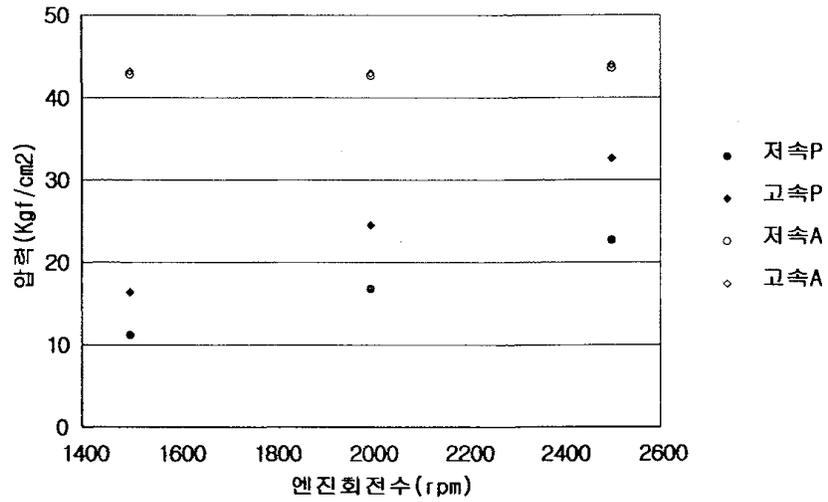


그림 5-4 엔진회전수와 압력손실사이의 관계(밸브 중립시)

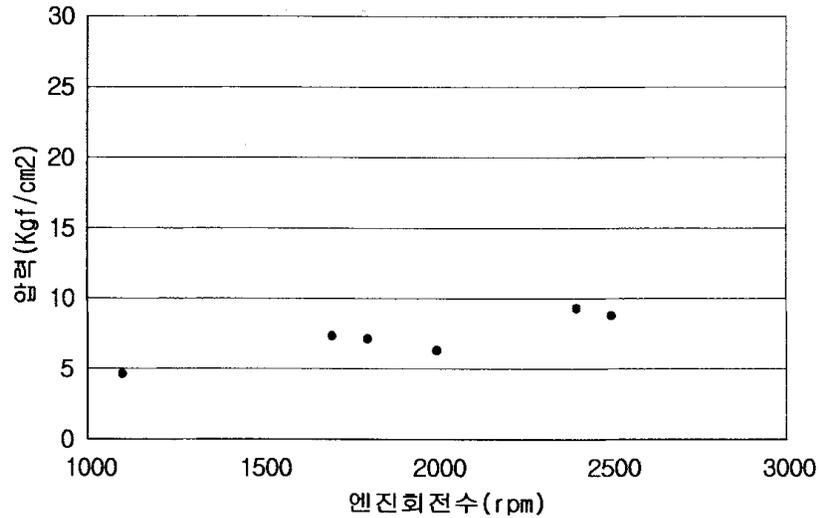


그림 5-5 엔진회전수와 탱크측에서의 배압사이의 관계

유압회로에 사용된 유압밸브의 응답성(Open 및 return시간)은 제어시스템의 제어정도 및 특성에 커다란 영향을 미친다. 그림 5-6에 상승용 밸브, 그림 5-7에 하강용 밸브에 대한 응답성을 표시하였다. 상승시의 경우는 그림 5-6의 실험 결과로부터 고속 및 저속에 관계없이 밸브의 Open 및 return시간은 약 20 - 30msec이다. 하강시에는 고속의 경우 Open시간이 35 - 40msec, Return시간이 20 - 25msec이고, 저속의 경우 Open시간이 20 - 25msec, Return시간이 35 - 40msec이다. 실험결과로부터 하강용으로 사용된 고속 및 저속용 밸브의 응답성이 약간 다를 수 있으며, Open 시간이 빠르면 Return시간이 느린 밸브의 일반적인 특성과 일치한다. 또한 밸브의 응답성 20 - 40msec는 농용트랙터에 의한 경운작업등의 작업조건을 고려할 때 제어시스템의 유압회로에 사용된 솔레노이드밸브의 응답성으로서 충분한 응답성이라고 생각된다.

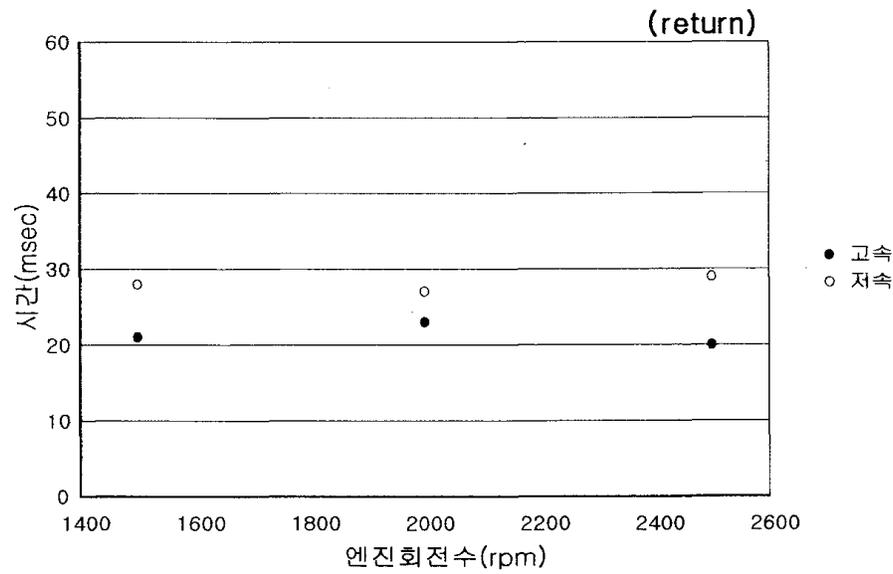
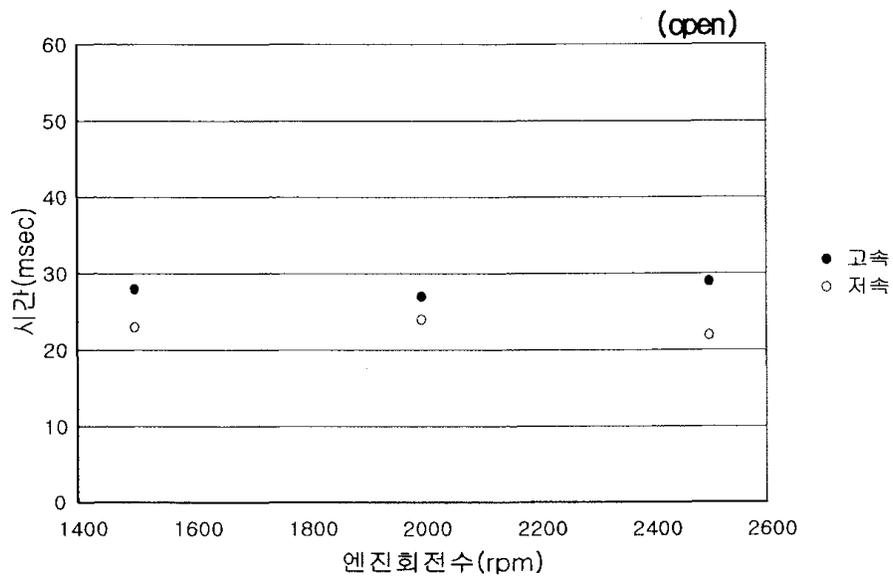


그림 5-6 상승용 유압밸브의 응답성(Open 및 return시간)

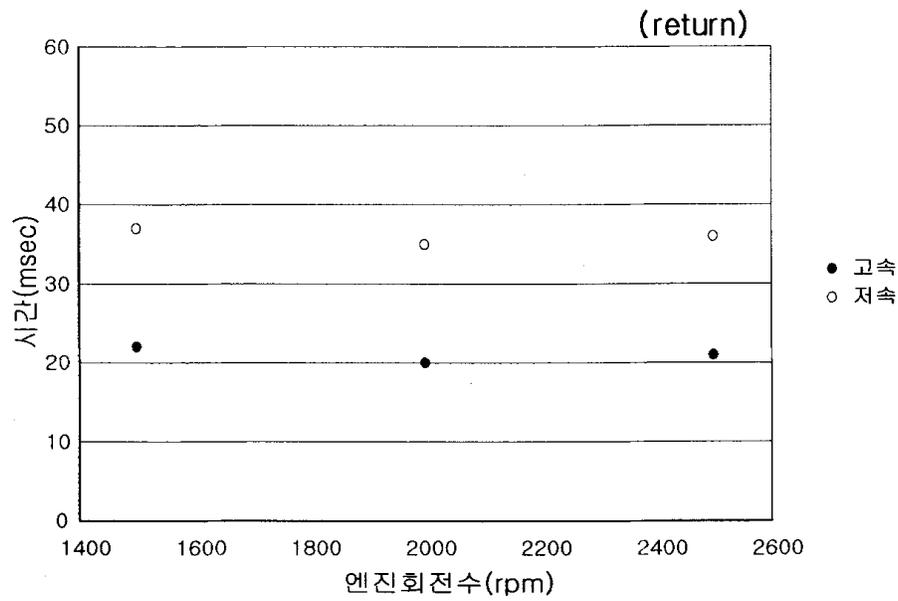
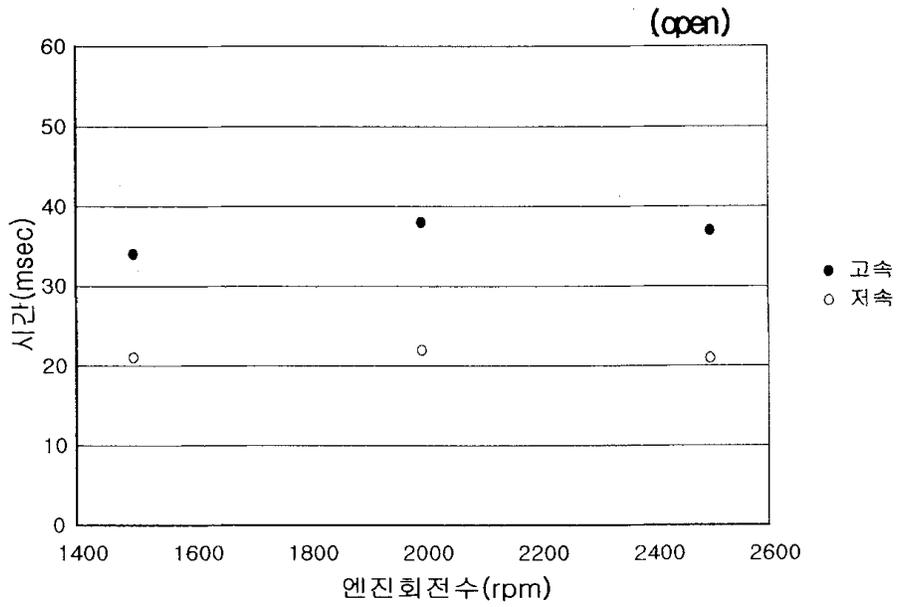


그림 5-7 하강용 유압밸브의 응답성(Open 및 return시간)

### 제3절 과도응답특성실험

제어시스템의 과도상태에서의 응답특성을 규명하기 위한 실내에서의 과도응답특성실험을 수행하였다. 실험은 Function Generator에 의한 진폭 약  $12^\circ$ (약  $6^\circ - 18^\circ$ )의 리프트암 설정각의 스텝변화에 대해, 3종류의 엔진회전수 (1500, 2000 및 2500rpm) 및 고속, 저속에서 행해졌다. 실험중의 Function Generator에 의한 설정값의 입력주파수는 약 0.5Hz이었다. 고속작동시의 실험결과를 그림 5-8에, 저속작동시의 실험결과를 그림 5-9에 표시하였다. 그림 5-8의 실험결과로부터 고속 하강의 경우에 과도상태에서 약간의 현청현상이 관측되었으며, 이러한 현상은 자중에 의해 하강하는 작업기와 연결되어 있는 유압실린더가 단동식인 관계로 작업기의 관성에 의한 것으로 생각된다. 상승의 경우에는 엔진회전수 1500rpm에서는 과도상태에서 거의 현청없이 안정된 특성을 보여주고 있으나, 2000 및 2500rpm에서는 엔진회전수와 함께 과도상태에서의 현청량도 증가함을 알 수 있다. 이러한 현상은 하강에서와 같이 작업기와 연결되어 있는 유압실린더가 단동식인 관계로 작업기의 관성에 의한 것으로 생각되며, 현청량도 엔진회전수의 변화에 의한 실린더의 입력유량의 증가에 따른 작업기의 상승속도의 증가와 함께 증가함을 알 수 있다. 정상상태에서의 제어편차는 상승의 경우, 엔진회전수 1500, 2000 및 2500rpm에서 약  $1.1^\circ$ ,  $0.3^\circ$  및  $0.1^\circ$ 이며, 하강의 경우는 엔진회전수에 관계없이 약  $0.3^\circ$ 이었다. 저속의 경우는 그림 5-9에서 보는바와 같이 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 과도상태에서 현청없는 안정된 제어특성을 보여주고 있다. 저속의 경우는 펌프의 토출유량에 관계없이 일정한 저유량이 실린더에 유입되고, 실린더로부터 배출되어 작업기가 저속으로 작동함으로서 관성력이 작기때문이라고 생각된다. 또한 정상상태에서의 제어편차는 엔진회전수에 관계없이 상승의 경우 약  $0.07^\circ$ , 하강의 경우 약  $0.15^\circ$ 이었다.

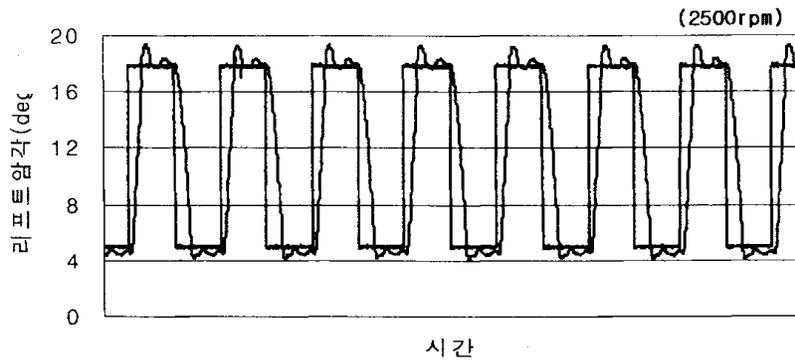
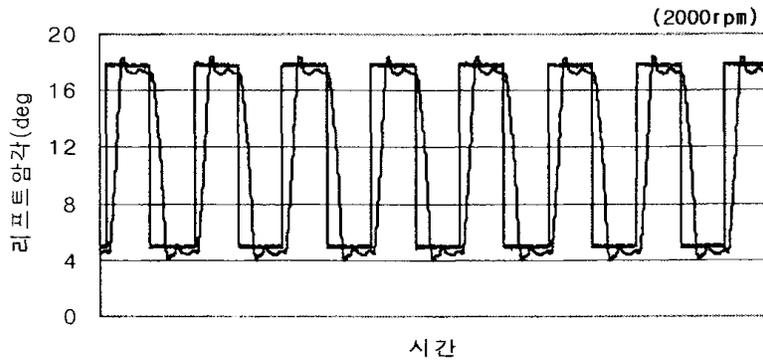
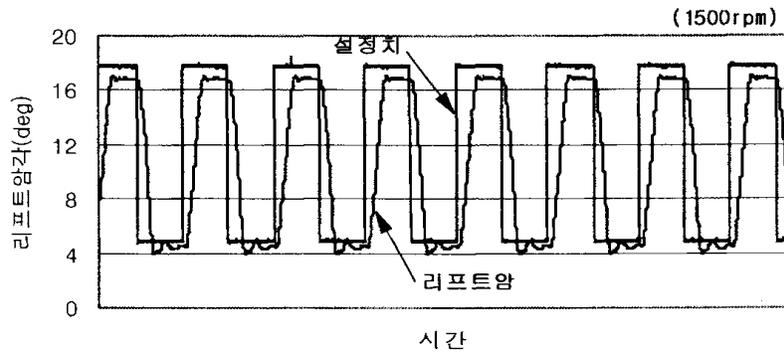


그림 5-8 과도(스텝)응답특성실험결과(고속 작동시)

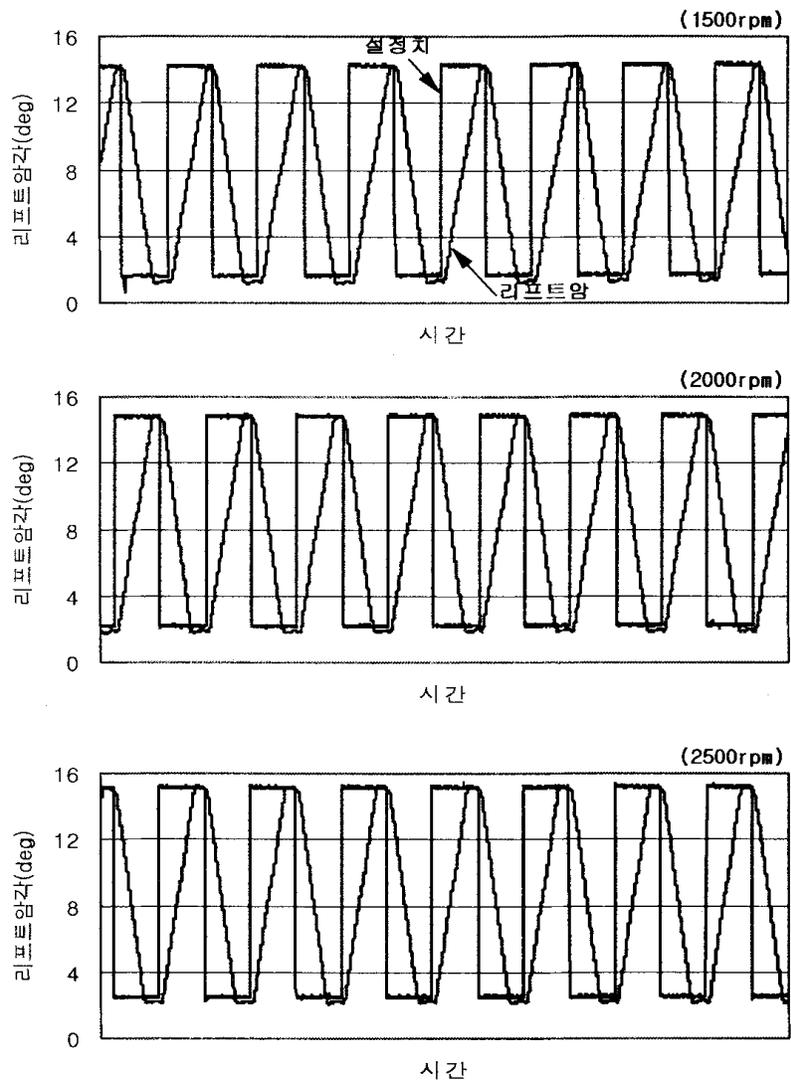


그림 5-9 과도(스텝)응답특성실험결과(저속 작동시)

## 제4절 주파수응답특성실험

제어 시스템의 주파수영역에서의 응답특성을 규명하기 위한 실내에서의 주파수응답특성실험을 수행하였다. 실험은 Function Generator에 의한 진폭 약 $12^{\circ}$ (약 $6^{\circ}$ - $18^{\circ}$ )의 리프트암 설정각의 정현파상변화에 대해, 2종류의 엔진회전수(2000, 2500rpm) 및 고속, 저속에서 정현파상 입력주파수를 0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9, 1 및 2Hz변화시키면서 행해졌다. 대표적으로 고속 작동시의 엔진회전수 2000rpm 및 2500rpm에서의 입력주파수 0.9, 1.0 및 2.0Hz에 대한 실험결과를 그림 5-10 및 5-11에, 저속작동시의 엔진회전수 2000rpm 및 2500rpm에서의 입력주파수 0.5, 0.7 및 0.9Hz에 대한 실험결과를 그림 5-12 및 5-13에 표시하였다. 그림 5-10 및 5-11의 실험결과로부터 고속작동의 경우, 입력주파수 0.9Hz까지는 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 리프트암이 설정치에 잘 추종하고 있으나, 1.0Hz에서는 약간의 위상차가 관측되었으며, 2Hz에서는 입.출력비(게인)의 감소와 함께 위상차도 크게 증가함을 알 수 있다. 저속작동의 경우는 그림 5-12 및 5-13의 실험결과로부터 입력주파수 0.5Hz까지는 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 리프트암이 설정치에 잘 추종하고 있으나, 0.7Hz에서는 약간의 위상차가 관측되었으며, 0.9Hz에서는 입.출력비(게인)의 감소와 함께 위상차도 크게 증가함을 알 수 있다. 저속작동의 경우의 응답성은 차체 Pitching각  $\pm 4.7^{\circ}$  (공시트랙터의 전륜 및 후륜의 침하차가 약15cm라고 가정할때의 차체 Pitching각)에 대한 경심변화는 약9.8cm정도이고, 경심변화를 보상하기 위한 리프트암의 제어각도는 약 $7.2^{\circ}$ 임으로 작업속도(6km/h)등을 고려할 때 제어를 위한 충분한 응답성이라고 생각되며, 윈터치상승등과 같은 부가제어사용시에 고속작동과 혼합하여 사용함으로써 고속작동에 의한 쇼크방지등의 효과를 기대할 수 있다.

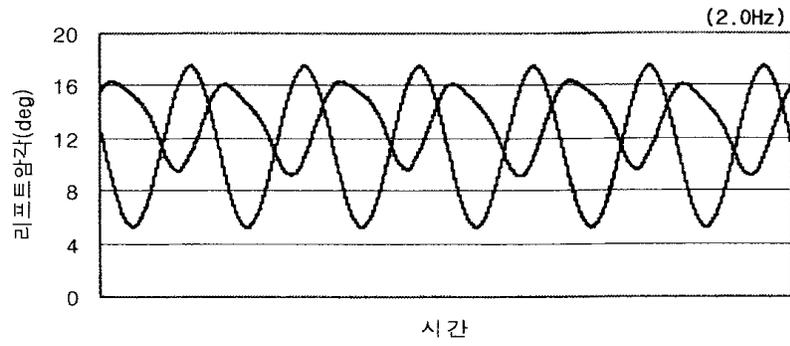
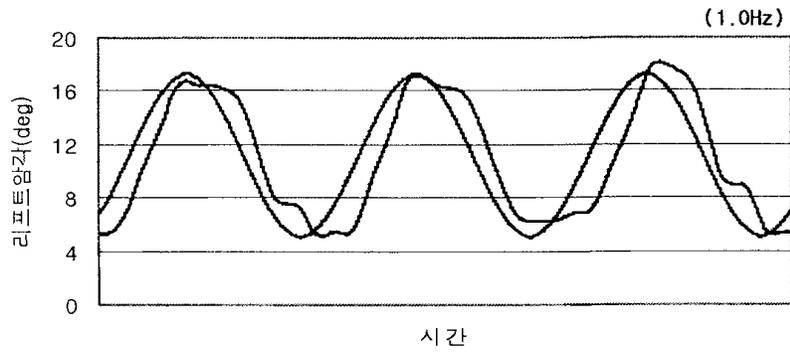
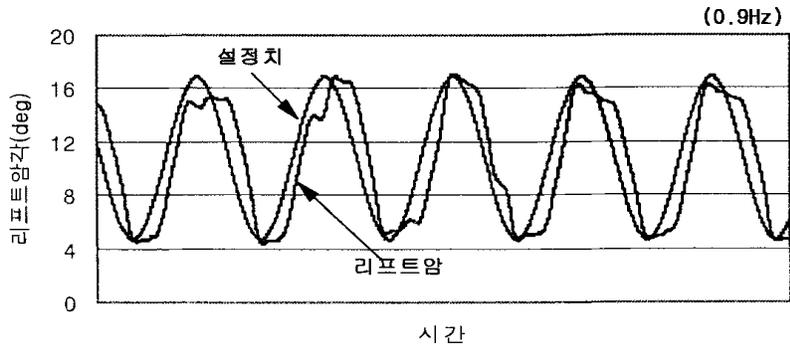


그림 5-10 주파수응답특성실험결과(고속, 2000rpm)

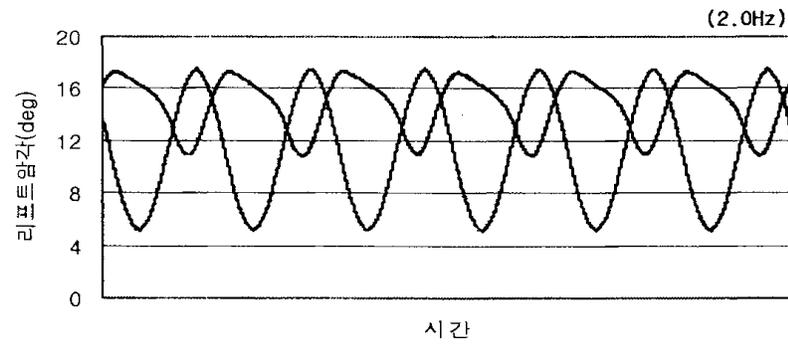
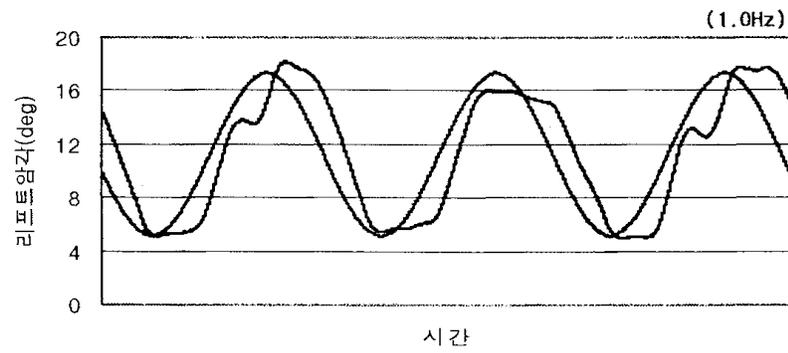
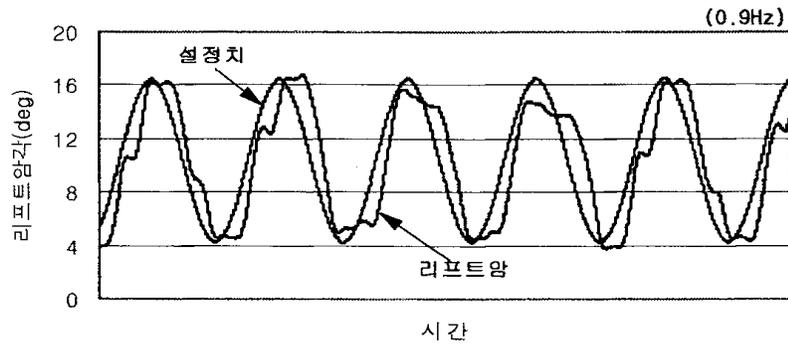


그림 5-11 주파수응답특성실험결과(고속, 2500rpm)

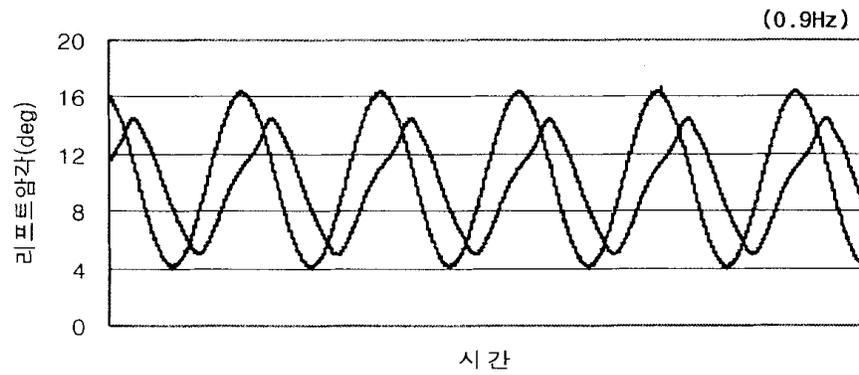
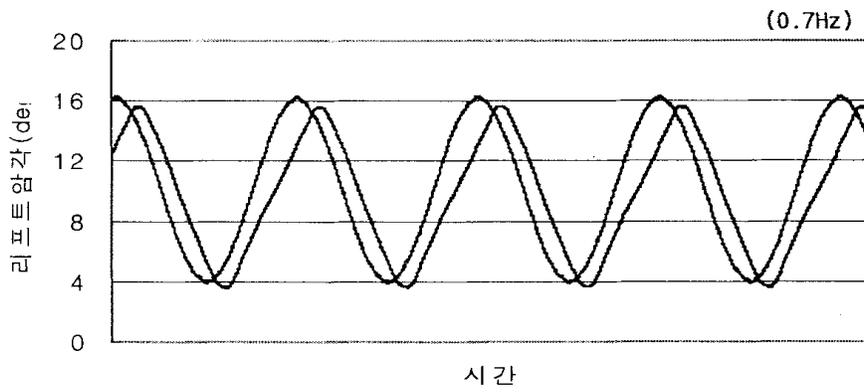
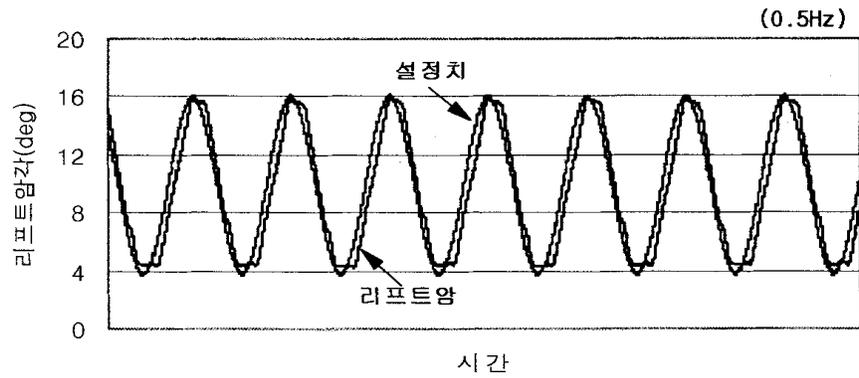


그림 5-12 주파수응답특성실험결과(저속, 2000rpm)

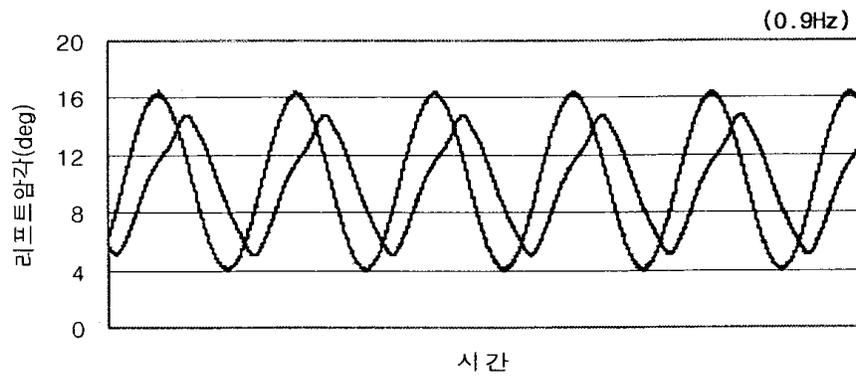
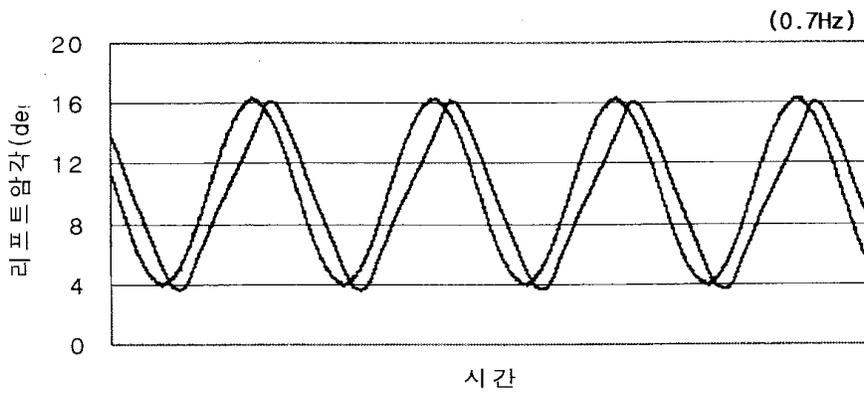
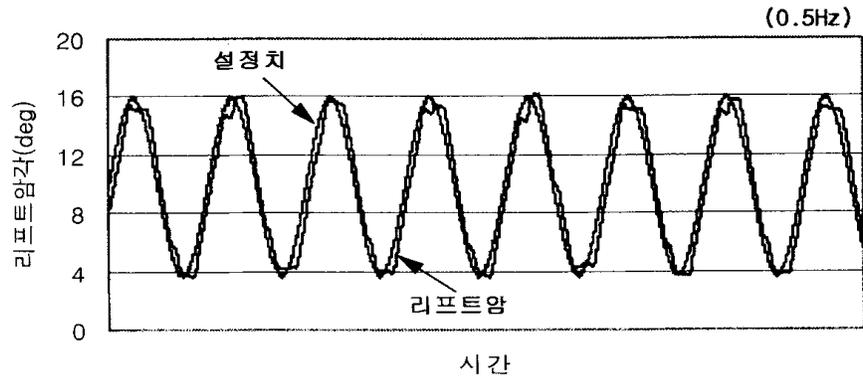


그림 5-13 주파수응답특성실험결과(저속, 2500rpm)

## 제5절 고.저속 절환특성실험

제어시스템의 고.저속변환특성을 규명하기 위한 실내에서의 고.저속절환 특성실험을 수행하였다. 실험은 2종류의 엔진회전수(2000, 2500rpm) 및 2종류의 저속유량(10, 12 ℓ pm) 및 6종류의 고.저속 변환각도(4, 6, 8, 10, 12, 14°)에서 리프트암의 설정각도를 임의로 변화시키면서 행해졌다. 대표적으로 엔진회전수 2500rpm, 저속유량10 ℓ pm, 고.저속변환각 8, 10, 12°에서의 상승 및 하강에 대한 실험결과를 그림 5-14 및 5-15에, 저속유량 12 ℓ pm에 대한 실험결과를 그림 5-16 및 5-17에 표시하였다. 그림 5-14 및 5-15의 저속유량 10 ℓ pm에서의 실험결과로부터 상승 및 하강에 관계없이 리프트암은 고속으로 작동하다가 고속용밸브가 Off되면서 저속으로 작동하며, 절환시의 유압회로내의 순간적인 유량 Unbalance에 의한 리프트암의 멈춤현상없이 순조롭게 변환됨을 알 수 있다. 제어 시스템의 고.저속절환특성은 변환각에 크게 영향을 받지않았다. 또한 저속유량 12 ℓ pm에서의 실험결과도 그림 5-16 및 5-17에서 보는바와 같이 저속유량 10 ℓ pm에서와 같은 절환특성을 보여주었다.

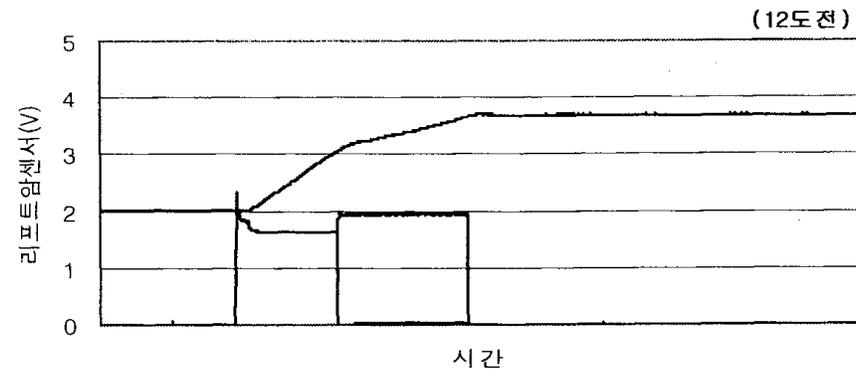
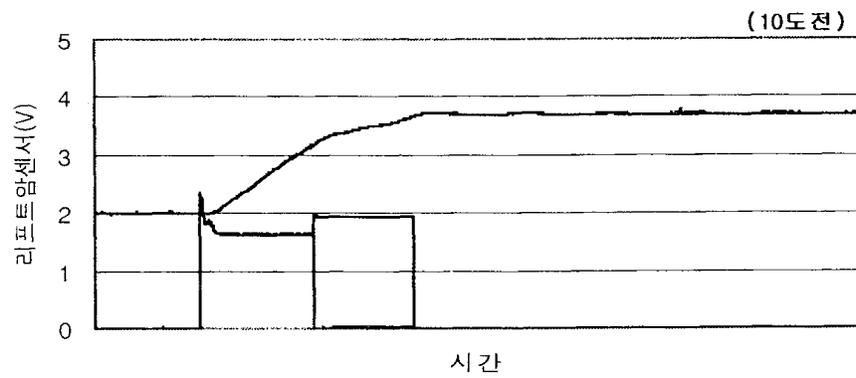
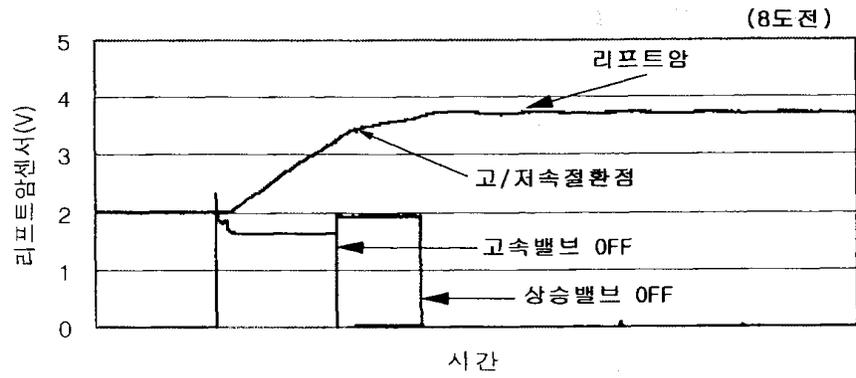


그림 5-14 고.저속절환특성실험결과(상승, 저속유량 10ℓ pm)

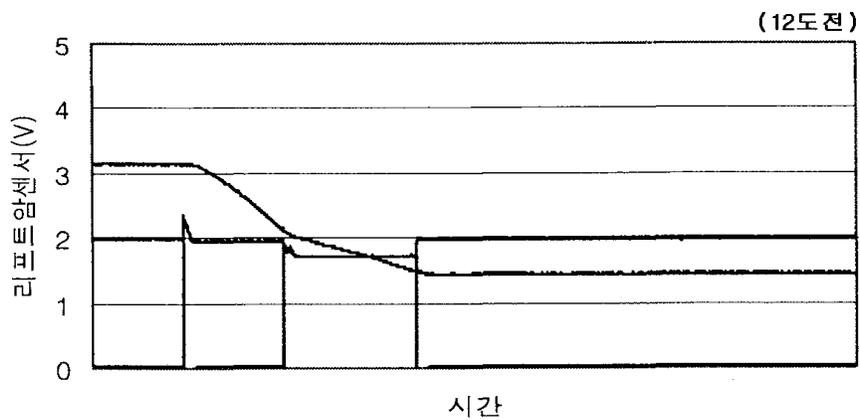
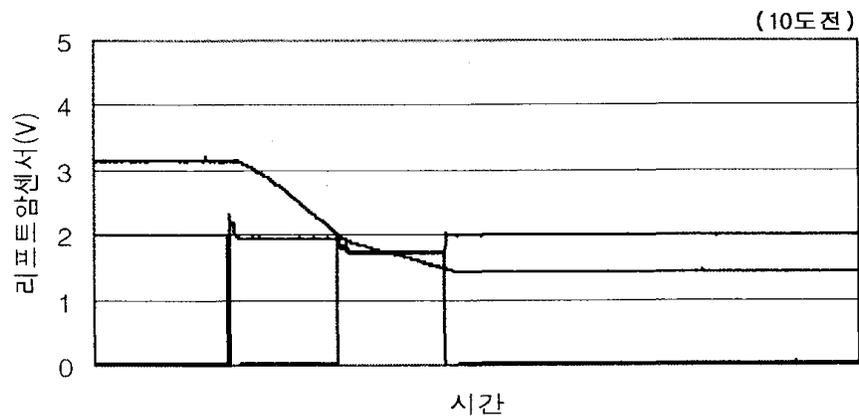
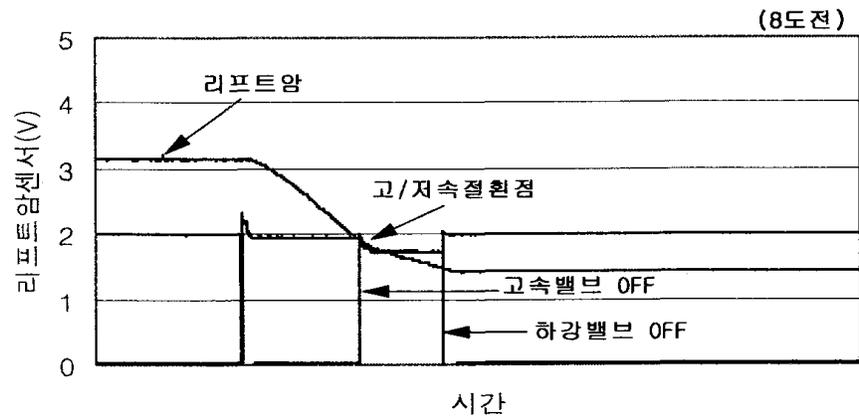


그림 5-15 고.저속절환특성실험결과(하강, 저속유량 10 l pm)

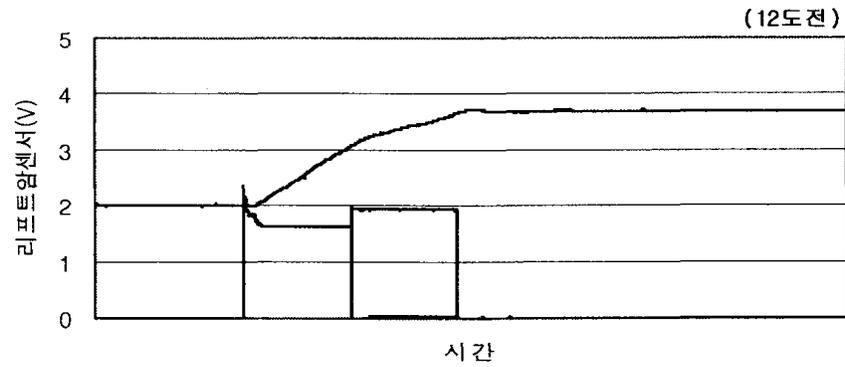
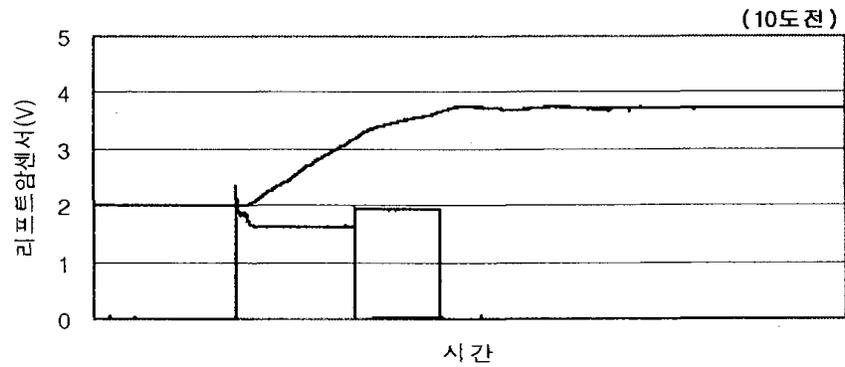
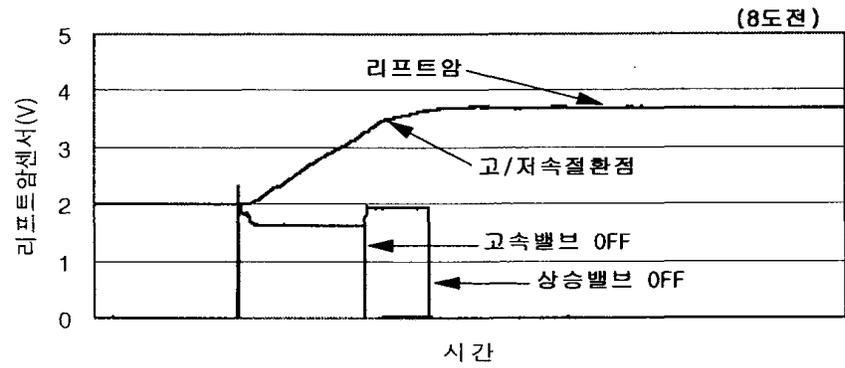


그림 5-16 고.저속절환특성실험결과(상승, 저속유량 12ℓ pm)

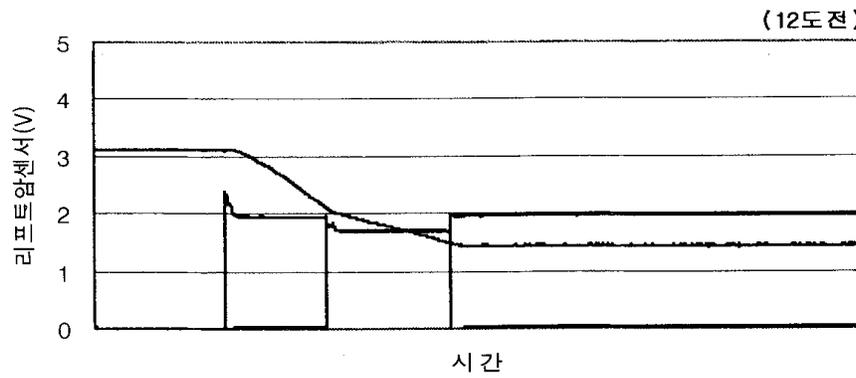
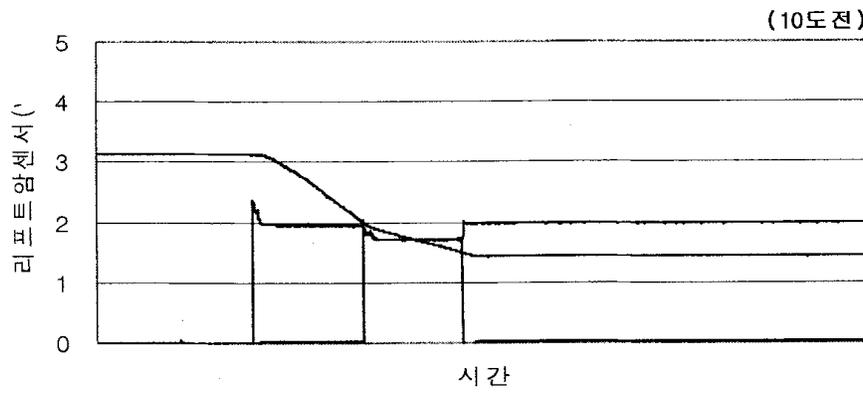
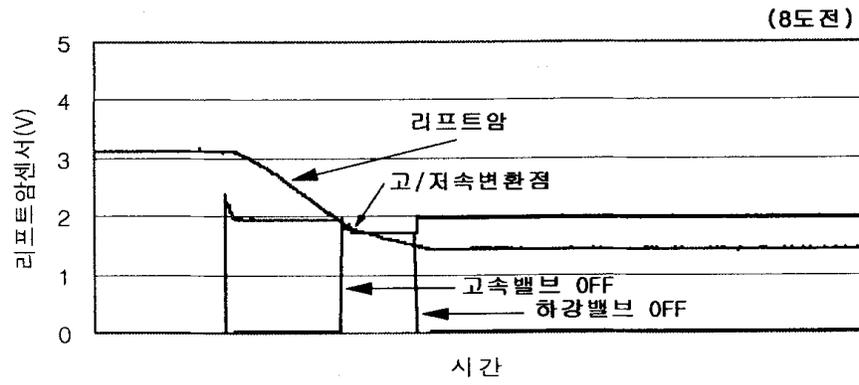


그림 5-17 고.저속절환특성실험결과(하강, 저속유량 10 l pm)

## 제6장 제어시스템의 포장에서의 응답특성실험

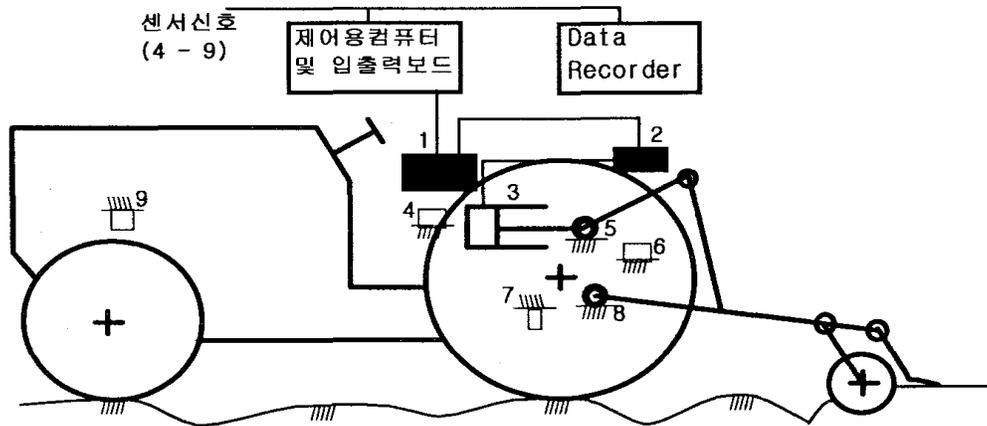
제5장의 실내실험에서는 실험에 사용된 Plow 및 Rotary작업기를 공간중에 올린 상태에서 실험을 행하였기 때문에 포장에서의 경운작업중의 작업기에 대한 토양반력등이 고려되지않았다. 따라서 본실험은 작업기에 대한 토양반력의 제어시스템의 제어성능에의 영향을 규명하기 위해 수행되었다. 실험은 공시트랙터가 인위적으로 만들어진 불균일한 포장면을 주행 작업하면서 설계된 제어시스템의 기본제어 및 부가제어에 대한 실험을 수행하였다.

### 제1절 실험장치

표 6-1 및 그림 6-1에 공시트랙터의 주요사양 및 실험장치의 개요를 표시하였다. 실험장치는 그림 6-1에서 보는바와 같이 각종 연산처리 및 제어를 행하기 위한 제어용 컴퓨터, 센서로부터의 신호를 읽어드리고 컴퓨터로부터의 제어 신호를 출력하기 위한 컴퓨터의 확장슬롯에 장착된 입.출력보드(A/D 및 D/A보드), 출력보드로부터의 제어신호에 의해 솔레노이드밸브를 작동하기 위한 전자회로등으로 구성되어 있는 콘트롤러, 유압실린더의 상.하강 작동을 위한 솔레노이드밸브 및 밸브블록등으로 구성된 유압회로, 실험중의 센서로부터의 신호를 기록하기 위한 아나로그데이터레코더등으로 구성되어 있다. 실험중의 컴퓨터 및 데이터레코더등에 필요한 전원은 공시트랙터에 장착된 발전기에 의해 공급되어졌으며, 실험 종료후 컴퓨터에 의한 A/D변환등의 데이터처리가 행해졌다.

표 6-1 공시트랙터의 주요사양

전장	3448mm	타이어(전륜)	9.5-18
전폭	1610mm	타이어(후륜)	13.6-28
전고	2265mm	중량	1740Kg
축거	1820mm	변속단수	전진12단, 후진12단
륜거(전륜)	1254mm	엔진	4사이클, 4기통디젤
륜거(후륜)	1142-1344	엔진출력	47ps/2600rpm
지상고	365mm	3점링크	카테고리형 I



- 1: 콘트롤러, 2: 유압회로, 3: 유압실린더, 4: 위치레버센서  
 5: 리프트암센서, 6: Pitching센서, 7: 지상고센서  
 8: 견인력센서, 9: 엔진Rpm센서

그림 6-1 실험장치의 개요

## 제2절 기본제어에 관한 성능실험

포장에서의 경운작업중의 Plow 및 Rotary작업기에 대한 토양반력의 제어시스템의 기본제어인 위치, 견인력 및 부하제어성능에의 영향을 규명하기 위한 포장실험이 수행되었다. 실험은 3종류의 주행속도(1.3Km/h,

2.3Km/h 및 4.2Km/h)에서 임의의 작업깊이로 공시트랙터가 인위적으로 만들어진 불균일한 포장면을 주행 작업하면서 행해졌다.

그림 6-2에 주행속도 1.3, 2.3 및 4.2Km/h에서의 로터리작업기에 의한 위치제어실험결과를 표시하였다. 그림 6-2의 실험결과로부터 상승의 경우는 주행속도에 관계없이 제어편차가 약  $0.3^{\circ}$ 로 리프트암이 위치레버에 의한 설정치에 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 하강의 경우는 리프트암의 각도가 약  $-5^{\circ}$ (경심 약17cm)까지는 리프트암이 위치레버에 잘 추종하고 있으나, 그 이하의 각도에서는 추종하지 못하고 있다. 이러한 원인은 하강용 솔레노이드밸브는 제어신호에 의해 열여있으나, 실험시기가 겨울철인 관계로 이 이하의 경심에서는 토양반력이 작업기의 자중보다 커서 발생하는 현상으로 생각된다.

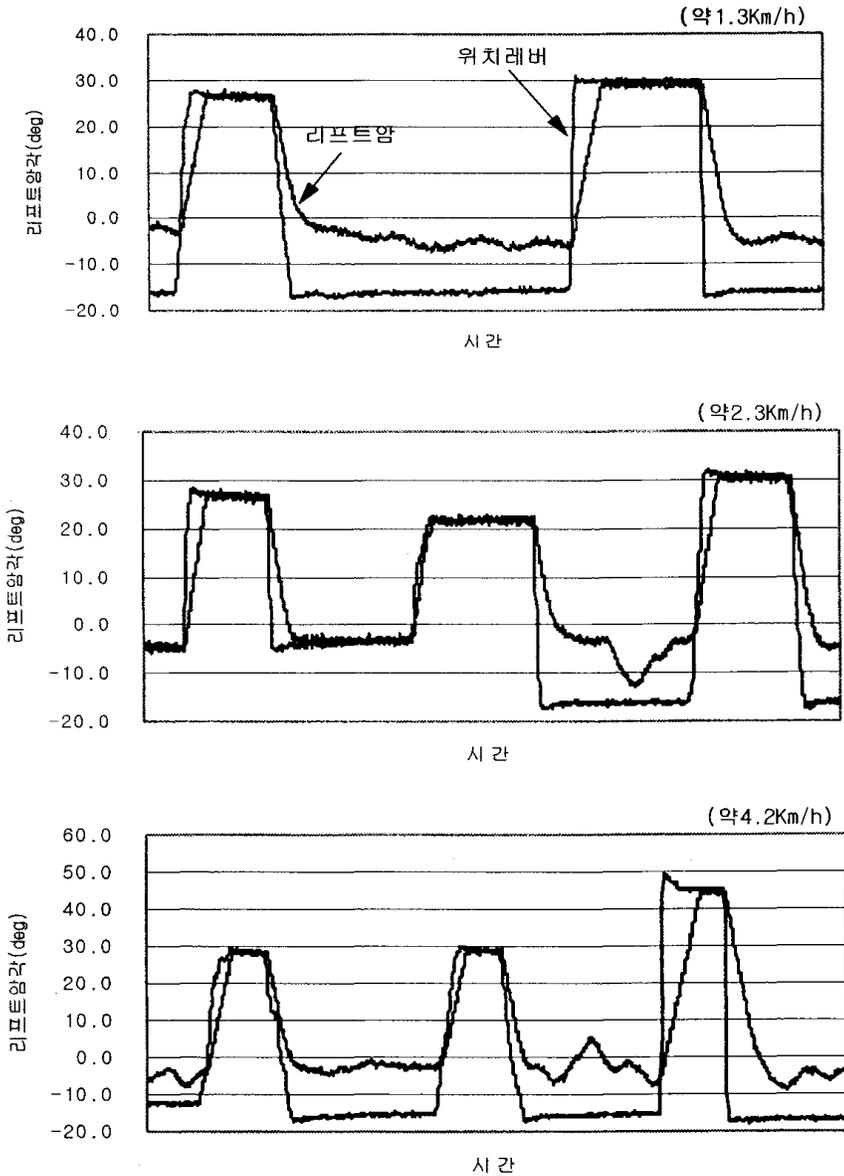


그림 6-2 위치제어에 대한 실험결과

그림 6-3에 대표적으로 주행속도 2.3, 4.2Km/h 및 설정견인력 600Kgf에  
 서의 Plow작업기에 의한 견인력제어실험결과를 표시하였다. 그림 6-3의  
 실험결과로부터 주행속도에 관계없이 견인력제어가 잘 행해지고 있음을  
 알 수 있으며, 제어편차에 대한 표준편차는 주행속도 2.3Km/h에서

22.6Kgf이고 주행속도 4.2Km/h에서 24.5Kgf이다.

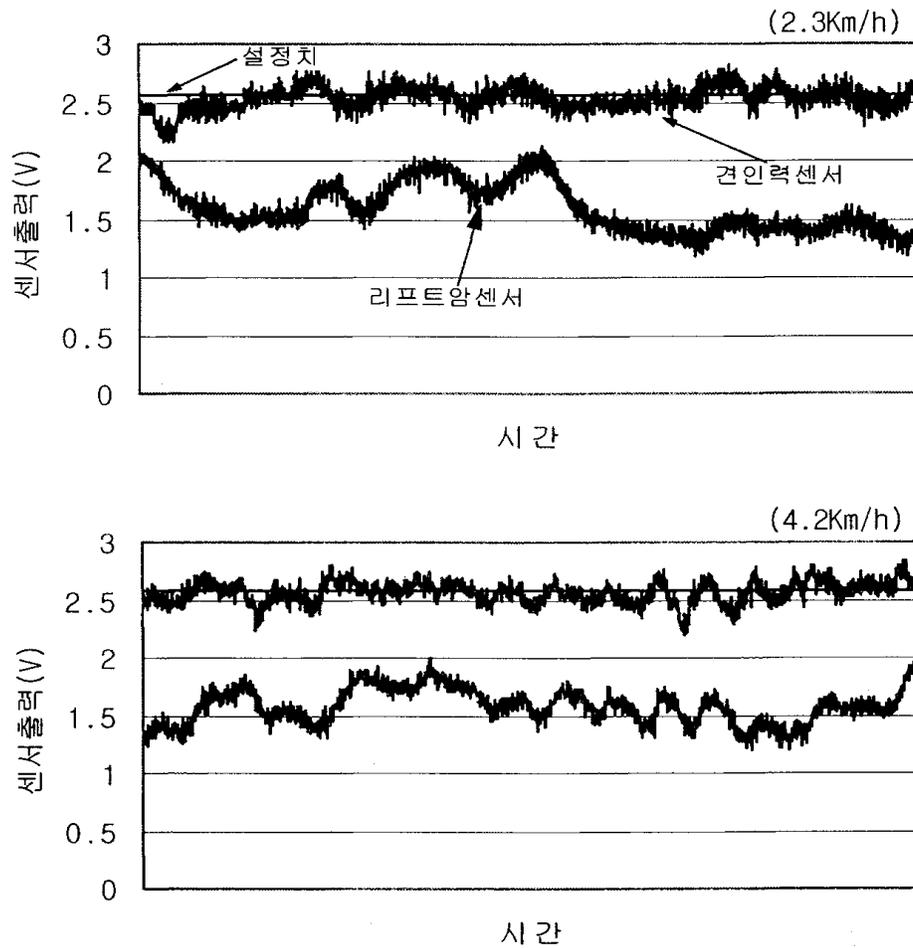


그림 6-3 견인력제어에 대한 실험결과

그림 6-4에 대표적으로 주행속도 1.3, 2.3Km/h 및 설정엔진회전수 2500rpm에서의 Rotary작업기에 의한 부하제어실험결과를 표시하였다. 그림 6-4의 실험결과로부터 주행속도에 관계없이 부하제어가 잘 행해지고 있음을 알 수 있으며, 제어편차에 대한 표준편차는 주행속도 1.3Km/h에서 171rpm이고 주행속도 2.3Km/h에서 164rpm이다.

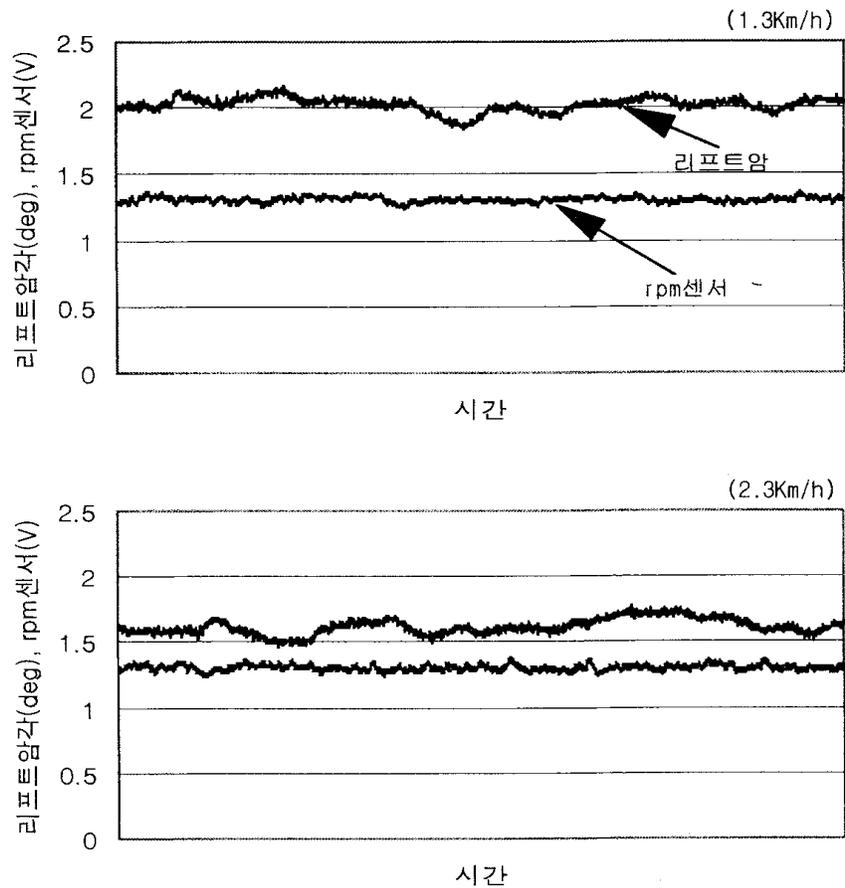


그림 6-4 부하제어에 대한 실험결과

### 제3절 부가제어에 관한 성능실험

본 연구에서 설계된 작업기제어시스템은 위치, 견인력 및 부하제어등의 기본제어외에 운전자의 편리성등을 고려하여 원터치, 전.후진 및 스티어링 상승의 부가제어기능을 갖고 있다. 원터치, 전.후진 및 스티어링상승제어에서는 작업중의 스위치조작 및 센서신호에 의해 작업기를 운전자에 의해 설정된 상한설정위치 및 위치레버위치까지 한번에 상승하거나 하강한다.

경운작업중의 Plow 및 Rotary작업기에 대한 토양반력의 원터치, 전.후진 및 스티어링상승제어성능에의 영향을 규명하기 위한 포장실험이 수행되었다. 실험은 3종류의 주행속도(1.3Km/h, 2.3Km/h 및 4.2Km/h), 임의의 작업깊이 및 상한설정위치에서 공시트랙터가 포장면을 주행 작업하면서 행해졌다.

그림 6-5에 대표적으로 주행속도 1.3, 2.3 및 4.2Km/h에 대한 상한설정치 23°, 임의의 위치레버 위치에서의 로터리작업기에 의한 원터치제어의 실험결과를 표시하였다. 그림 6-5의 실험결과로부터 주행속도 1.3Km/h에서는 원터치스위치의 ON(0V)과 함께 리프트암이 상한설정위치까지 한번에 상승하고, OFF와 함께 위치레버의 위치까지 한번에 하강함을 알 수 있다. 주행속도 2.3 및 4.2Km/h에서는 원터치스위치의 ON(0V)과 함께 리프트암이 상한설정위치까지 한번에 상승하나, OFF시는 일부 실험구간에서 위치레버의 위치까지 하강하지 못하는 현상이 관측되었다. 이러한 원인은 위치제어실험에서와 같이 실험시기가 겨울철인 관계로 토양이 얼어 토양반력이 작업기의 자중보다 큼으로서 제어는 되고 있으나 작업기가 하강하지 못하고 있기 때문인 것으로 판단된다.

대표적으로 주행속도 1.3, 2.3 및 4.2Km/h에 대한 상한설정치 35°, 위치레버의 위치 -5°에서의 로터리작업기에 의한 스티어링상승제어의 실험결과를 그림 6-6에 표시하였다. 그림 6-6의 실험결과는 주행속도에 관계없이 스티어링센서(리미트스위치)의 ON(0V)과 함께 리프트암이 상한설정위치까지 한번에 상승하고, OFF와 함께 위치레버의 위치까지 한번에 하강함을 보여주고 있다.

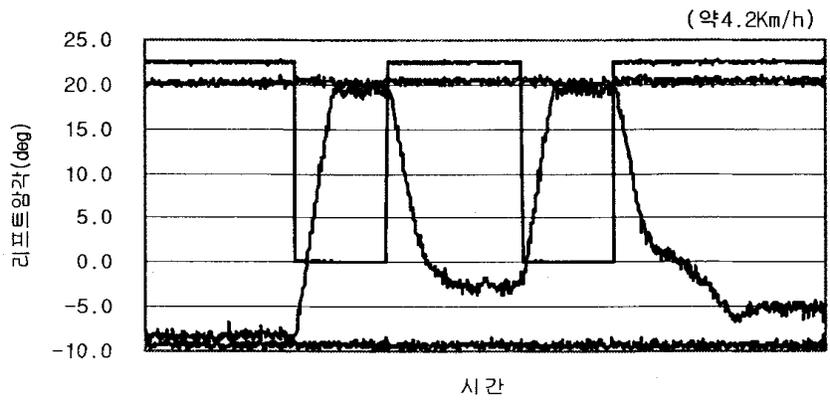
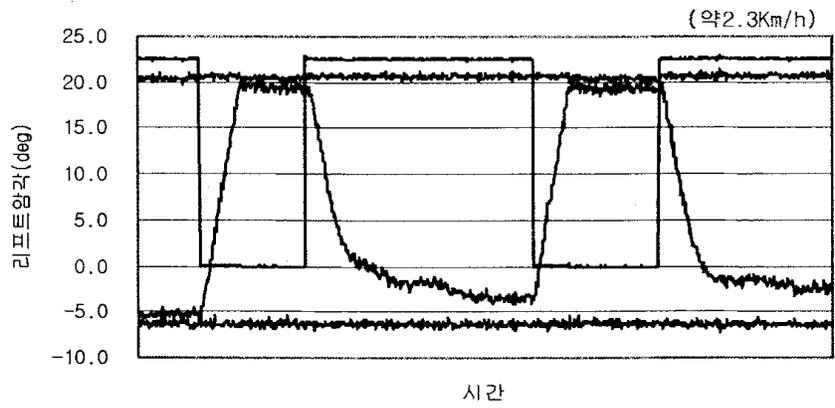
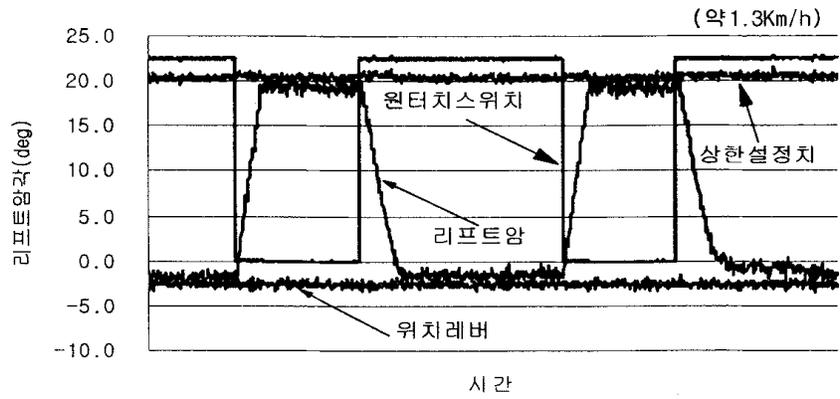


그림 6-5 원터치상승제어에 대한 실험결과

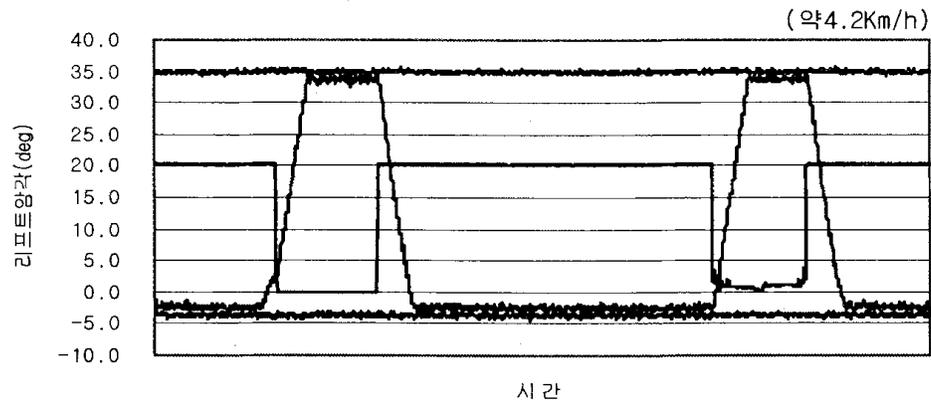
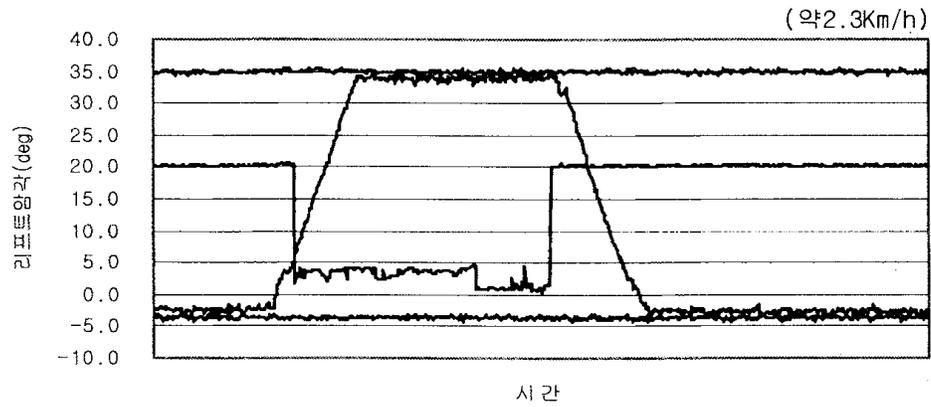
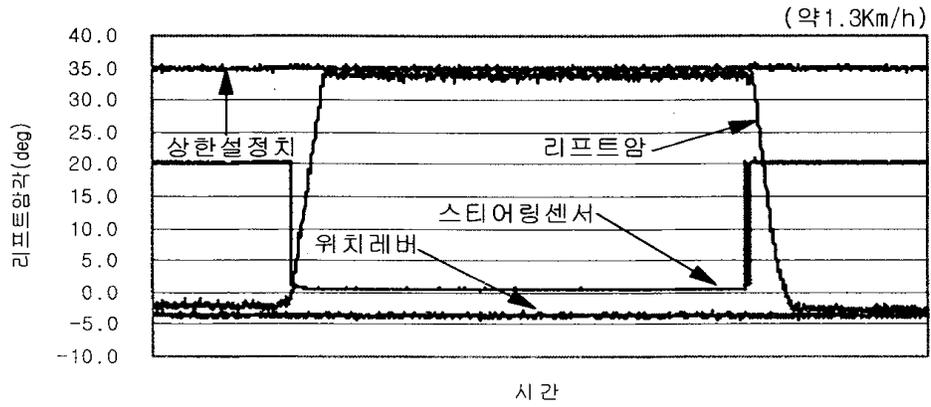


그림 6-6 스티어링상승제어에 대한 실험결과

그림 6-7(a), (b)에 대표적으로 정지상태에서의 23°의 상한설정위치

-11°의 위치레버 및 43°의 상한설정위치, -4°위치레버에 대한 로터리작업기에 의한 전.후진상승제어의 실험결과를 표시하였다. 그림 6-7의 실험결과로부터 위치레버의 위치 -4°에서는 전.후진센서(리미트스위치)의 ON과 함께 리프트암이 상한설정위치까지 한번에 상승하고, OFF와 함께 위치레버의 위치까지 한번에 하강함을 알 수 있다. 그러나 위치레버의 위치 -11°에서는 하강시에 위치레버의 위치까지 작업기가 하강하지 못했다. 이러한 원인은 위치제어실험에서와 같이 실험시기가 겨울철인 관계로 토양이 얼어 토양반력이 작업기의 자중보다 큼으로서 제어는 되고 있으나 작업기가 하강하지 못하고 있기 때문인 것으로 판단된다.

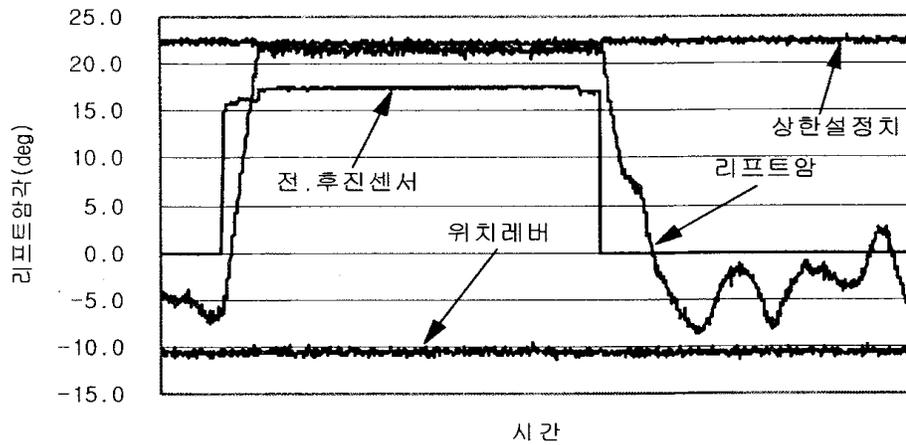


그림 6-7(a) 전.후진상승제어에 대한 실험결과

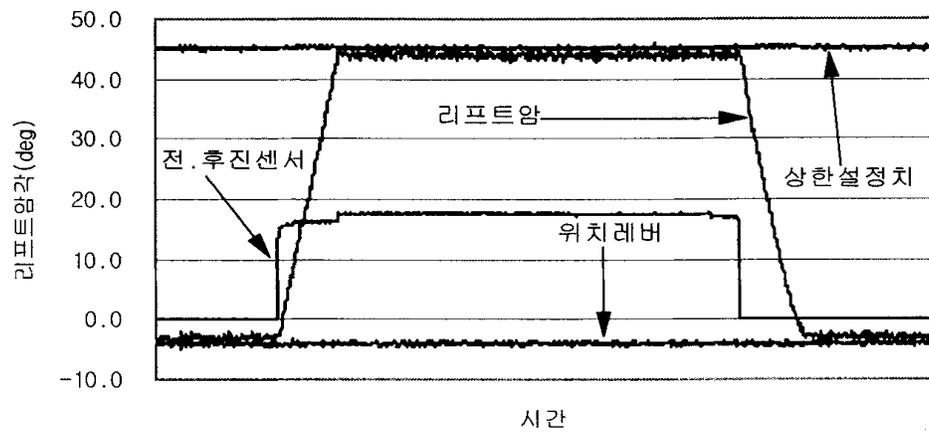


그림 6-7(b) 전.후진상승제어에 대한 실험결과

## 제7장 결론

경심등을 일정하게 하는 것은 작물의 균일한 생장을 위해서뿐만 아니라, 후속작업의 능률 및 작업정도의 향상을 위해 필수불가결한 요인가운데 하나이다. 농용트랙터는 Plow, Rotary 등의 각종 작업기가 3점링크를 통해 트랙터본체에 장착되어 있으며, 이들 작업기에 의한 효율적이고 고정도의 작업을 수행하기 위해 3점링크 제어장치를 갖고 있다.

본 연구는 구미 및 일본과는 달리 Plow 및 Rotary 작업기에 의한 경운작업이 같은 비율로 행해지고 있는 한국의 농업환경을 고려하여, 작업조건에 따라 양 작업기(Plow와 Rotary)에 대한 개별제어 및 혼합제어가 가능한 3점링크를 기본으로 하는 고정도, 고효율 및 저가의 농용트랙터용 작업기제어시스템을 하드웨어와 소프트웨어에 의해 구성하여 실내 및 포장실험등을 통해 작업기제어시스템으로서의 응용 가능성을 규명하고, 국내에서 생산되고 있는 농용트랙터에의 상품화 적용을 목적으로 하고있다.

제1장에서는 본 제어시스템과 관련된 종래의 연구에 관하여 기술하였다. Plow작업기를 위한 위치 및 견인력제어에 관한 연구는 주로 구미에서 많은 연구가 수행되었으며, 연구의 대부분은 제어시스템을 구성하고 있는 요소들에 대한 이론적인 분석, 실험을 통한 성능평가 및 성능향상을 위한 개선.개량등에 관한 것이다. Rotary작업기를 위한 경심 및 부하제어에 관한 연구는 경운작업을 위해 Rotary작업기를 주로 이용하고 있는 일본에서 많은 연구가 수행되었으며, 연구의 대부분은 경심에 관한 Feedback정보를 트랙터본체측이 아닌 주로 Rotary Cover에 Hinge결합된 균평판의 움직임을 회전형 포텐쇼메타로 검출하는 Rotary Cover방식에 관한 것이다. 또한 대부분의 연구는 유압회로상의 비례제어밸브에 의한 유량제어에 관한 연구이다.

제2장에서는 Rotary작업기의 경심변화에 관한 기본사항을 기술하고, 설계된 제어시스템의 제어대상인 3점링크의 기구학적인 해석을 통해 리프트암각, 차체 Pitching각과 Rotary작업기의 경심변화사이의 관계를 이론적으

로 해석하였다. 해석결과로부터, Rotary작업기에 의한 경운작업은 일반적으로 약10cm정도의 경심에서 행해지며, 차체Pitching이 발생하지 않은 경우의 경심 10cm에 대한 공시트랙터의 리프트암의 각도는 약0°이며, 또한 공시트랙터의 전.후륜의 침하차가 약15cm라고 가정할때의 차체Pitching각은 약±4.7°이며, 이 Pitching각에 의한 공시작업기의 경심변화는 약9.8cm임을 알 수 있다.

제3장에서는 제어시스템의 개요를 기술하고, 시스템을 구성하고 있는 요소에 관하여 설명하였다. 제어시스템은; 1)작업기에 의한 작업조건등의 설정 및 조작을 위한 설정조작부, 2)작업기의 위치, 견인력, 경심 및 작업부하등의 검출을 위한 각종 센서로 구성되는 검출부, 3)센서로부터의 신호를 입력보드(A/D보드)를 통해 읽어들이어 각종 연산처리를 수행하고, 출력보드(D/A 및 D/O보드)통해 밸브구동회로에 제어신호를 출력하기 위한 마이크로컴퓨터 및 유압밸브의 구동을 위한 밸브구동회로로 구성되는 전자제어부, 4)전자제어부로부터의 제어신호에 의해 솔레노이드밸브를 간접제어함으로써 유압실린더의 작동을 위한 유압회로 및 실린더, 5)리프트암을 통해 유압실린더와 직접 연결되어 있는 3점링크 및 작업기의 5요소로 구성되어 있다. 또한, 제어시스템은 작업기에 따른 기본제어외에 운전자의 편의등을 고려하여 리프트암상한, 윈터치상승, 전.후진상승 및 스티어링상승등의 부가제어가 가능하도록 설계되어 있다.

제4장에서는 제어시스템의 수학적 모델링 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 설계된 제어시스템의 응답특성을 검토하였다. 스텝응답에서는 하강유량 41lpm에서 약3.의 오버슈트현상을 보여주었으며, 상승의 경우는 엔진rpm이 2500(16lpm)일 때 목표치보다 최대 약1.2. 정도 지난 위치에서 제어되었다. 엔진회전수 2500rpm, 진폭 ±10. 에 대한 주파수응답시뮬레이션의 결과로부터 입력주파수 1hz까지는 시스템이 잘 추종함을 알 수 있었다.

제5장에서는 제어시스템에 대한 실내에서의 응답특성실험을 통해 설계된 제어시스템의 응답특성을 규명하였다. 예비실험의 결과로부터 공시트랙터의 유압펌프의 토출유량은 엔진회전수와 함께 선형적으로 증가하며,

2500rpm에서의 토출유량은 약26lpm임을 알 수 있었다. 또한 엔진회전수의 변화(1500, 2000 및 2500rpm)에 따른 밸브블록의 P포트측에서 측정된 밸브의 압력손실은 저속의 경우 11, 17 및 23Kgf/cm<sup>2</sup>이고, 고속의 경우 17, 24 및 32Kgf/cm<sup>2</sup>이었으며, 공시트랙터의 유압탱크측(밸브블록의 T포트)에서 걸리는 배압이 2500rpm에서 약9Kgf/cm<sup>2</sup>인 것을 고려하면, 고속시의 엔진회전수 2500rpm에서의 밸브블록상의 밸브에 의한 순수 압력손실은 23Kgf/cm<sup>2</sup>이다. 중립시의 공시작업기에 의한 순수 실린더의 압력(A포트)은 약43Kgf/cm<sup>2</sup>이며, 따라서 공시트랙터에 의한 작업기의 작동을 위한 최소 필요 압력은 2500rpm에서 75kgf/cm<sup>2</sup>이상임을 알 수 있다. 유압회로에 사용된 유압밸브의 응답성(Open 및 return시간)은 상승 및 하강에 관계없이 약20 - 40msec이다. 과도응답특성실험결과로부터 고속하강의 경우 과도상태에서 약간의 현칭현상이 관측되었으며, 상승의 경우 엔진회전수 1500rpm에서는 거의 현칭없이 안정된 특성을 보여주었으나, 2000 및 2500rpm에서는 엔진회전수와 함께 과도상태에서의 현칭량도 증가하였다. 정상상태에서의 제어편차는 고속상승의 경우, 엔진회전수 1500, 2000 및 2500rpm에서 약1.1°, 0.3° 및 0.1°이며, 하강의 경우는 엔진회전수에 관계없이 약0.3°이다. 저속의 경우는 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 과도상태에서 현칭없는 안정된 제어특성을 보여주었으며, 정상제어편차는 엔진회전수에 관계없이 상승의 경우 약0.07°, 하강의 경우 약0.15°이다. 주파수응답 특성실험결과에서는 고속작동의 경우, 입력주파수 0.9Hz까지는 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 리프트암이 설정치에 잘 추종하고 있으나, 1.0Hz에서는 약간의 위상차가 관측되었으며, 2Hz에서는 입.출력비(게인)의 감소와 함께 위상차도 크게 증가하였다. 저속작동의 경우는 입력주파수 0.5Hz까지는 엔진회전수 및 상.하강에 관계없이 리프트암이 설정치에 잘 추종하고 있으나, 0.7Hz에서는 약간의 위상차가 관측되었으며, 0.9Hz에서는 입.출력비(게인)의 감소와 함께 위상차도 크게 증가하였다. 고.저속절환특성실험결과에서는 상승 및 하강에 관계없이 리프트암은 고속으로 작동하다가 고속용밸브가 Off되면서 유압회로내의 순간적인 유량Unbalance에 의한 리프트

암의 멈춤현상없이 안정적으로 저속으로 작동하였다.

제6장에서는 공시트랙터에 의한 실포장에서의 성능실험을 수행하여 포장에서 응답특성을 규명함으로서, 설계된 제어시스템의 농용트랙터의 작업기 제어시스템으로서의 응용가능성을 검토하였다. 주행속도 1.3, 2.3 및 4.2Km/h에서의 위치제어실험의 결과, 상승의 경우는 주행속도에 관계없이 제어편차가 약 $0.3^{\circ}$ 로 리프트암이 위치레버에 의한 설정치에 잘 추종하였으나, 하강의 경우는 리프트암의 각도가 약 $-5^{\circ}$ (경심 약17cm)까지는 리프트암이 위치레버에 잘 추종하였으나, 그 이하의 각도에서는 실험시기가 겨울철인 관계로 토양반력이 작업기의 자중보다 커서 추종하지 못하였다. 견인력 제어실험에서는 견인력제어가 주행속도에 관계없이 잘 행해졌으며, 제어편차에 대한 표준편차는 주행속도 2.3Km/h에서 22.6Kgf이고, 4.2Km/h에서 24.5Kgf이었다. 부하제어실험에서의 부하제어는 주행속도에 관계없이 잘 행해졌으며, 제어편차에 대한 표준편차는 주행속도 1.3Km/h에서 171rpm이고, 2.3Km/h에서 164rpm이었다. 원터치, 전.후진 및 스티어링상승제어의 부가제어성능실험에서는 작업중의 스위치조작 및 센서신호에 의해 헌칭등의 이상현상없이 작업기가 운전자에 의해 설정된 상한설정위치 및 위치레버위치까지 한번에 상승하거나 하강하였다.

이상과 같이, 본 연구에서 연구.개발된 작업기 제어시스템은 약간의 개선점을 안고 있으나 높은 제어성능을 보여주었으며, 약간의 문제점 보완을 통해 국내 농용트랙터에의 상품화 적용이 가능할 것으로 생각된다.

## 참고 문헌

1. P.A.Cowell and S.C.Len: Field performance of tractor draught control systems, J.Agric.Engng Res., 12(3), pp.205-221, 1967
2. P.A.Cowell: Automatic control of tractor mounted implement - An implement transfer function analyser, J.Agric.Engng Res., 14(2), pp.117-125, 1969
3. P.A.Cowell and Fallak Sher Sial: A theory for the dynamic behaviour of mouldboard ploughs during penetration, J.Agric.Engng Res., 21, pp.313-323, 1976
4. P.A.Cowell and M.J.Milne: An implement control system using pure draught force sensing and modified linkage geometry, J.Agric.Engng Res., 22, pp.353-371, 1977
5. M.J.Dwyer: The effect of draught control response on the performance of agricultural tractors : J.Agric.Engng Res., 14(4), pp.295-312, 1969
6. M.J.Dwyer, D.A.Crolla and G.Pearson: An investigation of the potential for improvement of tractor draught controls, 19, pp.147-165, 1974
7. 川村登、藤浦建史:ロータリ耕うんトラクタの自動制御(第2報) - 耕うん反力検出による走行速度・耕深制御、農業機械學會誌41卷3號、pp.397-403、1979
8. John Hobbs and H.Hesse: Electronic/hydraulic hitch control for agricultural tractors, SAE paper No.801018, 1980
9. Robert Dobrinska and Richard Jarboe: The development and application of electro-hydraulic control system for Case 4WD tractors, SAE paper No.810941, 1981

10. David J.Olson and Charles R.Cornell: Simulation of an electrohydraulic hitch control system on an agricultural tractor, SAE paper No.870818, 1987
11. R.E.Squire: Electronic draft control system, ASAE publication 8-84, pp.67-75, 1984
12. R.G.DellAcqua, R.DellOrto, G.Guagliumi, G.Amedei and A.Gevolini: Agricultural vehicle electronics-a new hitch control, SAE paper No.860479, 1986
13. Thomas E.Boe and Mark A.Bergene : Tractor three-point hitch control system, SAE paper No.891835, 1989
14. P.D.Ayers, K.V.Varma and M.N.Karim : Design and analysis of electro hydraulic draft control system, Journal of ASAE, 32(6), pp.1853-1855, 1989
15. 佐藤禎稔、宮本啓二および増田清明：超音波センサによるプラウ耕深制御、農業機械學會北海道支部會報、26號、pp.37-43、1985
16. 江毅、穗波信雄および梅田重夫：トラクタ作業機のマイクロコンピュータ制御(第1報)ープログラマブル三點リンク電子ー油壓制御システムの構成、農業機械學會誌54卷3號、pp.5-13、1992
17. 江毅、穗波信雄および梅田重夫：トラクタ作業機のマイクロコンピュータ制御(第2報)ーロータリ耕うんの耕深・負荷・姿勢角制御、農業機械學會誌54卷4號、pp.3-10、1992
18. 土井淳多、安田與七郎：3點リンクヒッチの動特性に関する研究(第1報)ー3點リンクの變位及び方向變化、農業機械學會誌26卷3號、pp.149-155、1964
19. P.A.Cowell and P.F.Herber : The design of a variable geometry linkage to improve depth control of tractor mounted implements, J.Agric.Engng Res., 39, pp.85-97, 1988

20. 増田正三、梅田重夫：油壓制御機構に関する研究(第1報)－方向切換弁による周波数特性、農業機械學會誌26卷3號、pp.162-166、1964
21. 梅田重夫、小野充久：ロータリ耕うんにおける3點固定リンク・ヒッチの特性、農業機械學會誌28卷2號、pp.73-77、1966
22. 梅田重夫：油壓制御機構に関する研究(第2報)－下リンク検出による油壓制御、農業機械學會誌29卷2號、pp.65-69、1967
23. Y.Katayama, S.Takahashi, Y.Sugimoto and T.Hukumoto: Electronic draft control system, Technical report of Kubota co., Ltd, vol. 26, pp.41-53, 1993
24. Gerhard keuper: Electro-hydraulic hitch control, ASAE meeting presentation paper No. 991070, ASAE, 1999

## 부 록

본 연구개발을 통해 개발된 작업기제어시스템 중, 위치 및 건인력제어시스템에 대한 상품화 적용(T사)의 대표적 일례를 그림 부-1, 부-2에 표시하였다. 부-1은 양산 적용된 위치다이얼 및 컨트롤러의 사진이며, 부-2는 유압회로를 구성하고 있는 솔레노이드밸브 및 밸브블록의 사진이다.



부-1 위치다이얼 및 컨트롤러



부-2 솔레노이드밸브 및 밸브블록