

최 종  
연구보고서

트랙터용 전동식 동력 조향 제어시스템 개발  
Development of Electronic Power Steering  
Control System for Tractor

연 구 기 관  
(주) 미도테크

농 립 부

# 제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “트랙터용 전동식 동력 조향 제어시스템 개발” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

2003년 10월 13일

주관연구기관명 : (주) 미 도 테 크

총괄연구책임자 : 이 상 식

연 구 원 : 이 제 용

최 동 엽

이 태 석

주관연구기관명 : (주) 우 성 정 공

협동연구책임자 : 성 현 석

연 구 원 : 강 윤 수

허 민 호

이 준 흥

위탁연구기관명 : 성 균 관 대 학 교

위탁연구책임자 : 이 규 승

연 구 원 : 박 원 엽

김 영 길

최 달 문

석 승 록

# 요 약 문

## I. 제목

트랙터용 전동식 동력 조향 제어시스템 개발

## II. 연구개발의 목적 및 중요성

현재 전동식 동력 조향 제어시스템은 모터 및 컴퓨터 산업의 급속한 성장으로 인하여 기존의 유압식의 단점인 원가와 생산성을 보완할 수가 있다. 전동식 동력 조향장치는 국내에서는 전동지게차에 적용되고 있는 실정이고 자동차의 경우는 초기 적용단계에 있다. 자동차의 경우 소형을 위주로 연구개발 및 일부 양산 적용되고 있으며 점점 중대형 쪽으로 적용되어 갈 것으로 예상된다. 농업용 트랙터의 경우는 적용된 사례가 국내외 모두 전무한 상태이고 현재 농업용 트랙터의 경우는 볼 스크류 방식 혹은 유압 방식을 사용하고 있다. 그러나 선진국에서는 일본을 중심으로 적용 가능성이 검토되었고, 이미 연구개발을 착수한 상태이다. 또한 자동차 분야에서는 상용화가 급속도로 진행되고 있으며 기존의 유압 방식에서 전동식 동력 조향장치로 점차 전환되고 있다. 그러므로 머지않아 고부가가치의 창출이 가능한 이 시스템으로의 적용이 가속화 될 것으로 판단된다.

본 연구의 목적은 작업자가 포장에서 작업을 할 때, 어떠한 토양 조건에 관계없이 부드럽게 조향할 수 있는 조향장치를 개발하고자 한다. 그리고 개발된 시스템의 기대효과는 원가 경쟁력이 높은 가격과 충분한 기술을 확보하여 시스템의 수출뿐만 아니라 국내 트랙터의 적용을 통한 국내 농업기계 업체들의 수출 경쟁력을 높일 것으로 기대된다.

### Ⅲ. 연구개발의 내용 및 범위

구 분	연구 개발 목표	연구개발 내용 및 범위
1차년도	<ul style="list-style-type: none"> <li>시작기 설계</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>개발방향 설정을 통한 시스템 설계</li> <li>모터 선정 및 실험을 통한 방향 설정 및 설계</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>요소 설계, 개발 및 실험</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>실험 장치 구성 및 제작</li> <li>제어시스템의 설계 및 제작</li> <li>전자제어부 설계 및 제작</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>실내 조향력 측정 장치 구성 및 요인 분석</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>조향력 실내실험 장치 구성</li> <li>토양특성을 고려한 조향력 요인별 분석</li> </ul>
2차년도	<ul style="list-style-type: none"> <li>시작기 제작 및 실내외 실험</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>제어 소프트웨어 개발</li> <li>시작기 설계 및 제작</li> <li>시작기의 실내외 시험</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>토양 특성을 고려한 조향력 예측 모델 개발</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>국내 주요 토양의 물리적 특성 측정 및 분석</li> <li>조향력 예측 모델 개발</li> <li>조향력 예측 모델 시뮬레이션 프로그램 개발</li> <li>조향력 측정 및 예측모델 검증</li> </ul>

## IV. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

### 1. 연구결과

#### 가. 시작기 설계

##### 1) 개발방향 설정을 통한 시스템 설계

트랙터용 전동식 조향 제어시스템은 조향 휠을 조작했을 때, 조향 입력에 따른 전압 신호를 발생시키는 조향 센서에서 조작력을 검출하여 제어장치에 의해 모터의 전류를 제어하여 적절한 보조 동력을 발생시키도록 설계하였다. 그리고 기존의 특허 회피 및 저가형 개발을 고려하여 조향 센서는 워엄 기어 방식으로 한 포텐쇼미터로 구성하였으며, 트랙터 조향 기구부의 동력 전달 구조에서 기존 트랙터 기구부의 링크에서 피트암 하단 구조는 변경하지 않았다.

##### 2) 모터 선정 및 실험을 통한 방향 설정 및 설계

모터의 선정은 이론적 예측모델의 수식에 의해 결정된 사양을 바탕으로 결정하였다. 그러나 선정 단계에서 많은 어려움이 발생하였지만 원하는 사양과 비슷한 모터를 구입하고, 실험 장치를 구성하여 원하는 모터를 결정할 수가 있었다.

#### 나. 요소 설계, 개발 및 실험

##### 1) 실험 장치 구성 및 제작

조향 장치의 모터의 선정을 위한 성능실험 장치를 제작하고 시스템에 적용여부를 조기에 파악하기 위하여 실내 실험 장치를 구성하였다. 실험장비는 크게 계측장비, 조향 조립체 및 모형장치로 구성되어 있다. 그리고 실험 장치는 트랙터와 동일한 모형으로 제작하였다.

##### 2) 제어시스템의 설계 및 제작

조향 휠을 포함하는 조작부, 트랙터 밧데리, 정전압 전원부, 모터구동회로, 마이콤, 입출력 보드, 전류/전압감지회로가 포함된 전자제어부로 이루어진 제어부와, 제어부의 조작부와 연결되고 상기 조작부의 조타 입력에 따른 조작력을 검출하기 위한 포텐쇼미터가 설치된 검출

부와, 전자제어부의 모터구동회로와 연결된 모터부 및 모터부와 연결된 기구부가 포함되어 구성된 제어시스템으로 이루어져 있다.

### 3) 전자제어부 설계 및 제작

전자제어부는 운전자의 동작에 의한 센서로부터의 신호를 입력 포트(A/D보드)를 통해 읽어 들여 각종 연산처리를 수행한다. 그리고 프로그램으로 구성된 알고리즘으로 원하는 만큼 모터 드라이버에 신호를 주어서 좌, 우 조향이 되도록 작동한다. 드라이버 회로는 FET 소자를 4개로 구성하여 모터를 전진, 후진이 가능하도록 구성하였다.

## 다. 실내 조향력 측정 장치 구성 및 요인 분석

### 1) 조향력 실내실험 장치 구성

조향력 측정장치는 국내 D사의 22마력 트랙터의 조향기구부를 이용하여 인공토조시스템용 단일 타이어 조향력 측정 장치로 개량 설계, 제작하였다. 단일 타이어 조향력 측정장치는 인공토조시스템의 측정대차에 장착된 차륜 프레임에 부착되고, 조향력 측정장치가 부착된 차륜프레임은 웜기어와 미끄럼 베어링에 의해 좌·우 및 상·하 방향으로 자유롭게 이동할 수 있다.

그리고 단일 타이어 조향력 측정 장치의 구동은 측정대차에 장착된 1.5 kW 용량의 유압 모터에 의해 킨축(핸들축)에 회전토크가 전달되고, 킨축의 회전토크는 18.3:1의 기어비를 갖는 볼스크류 타입의 감속기어를 통해 감속되어 피트만암에 회전토크를 전달한다. 피트만암의 회전토크는 푸시바를 통해 직선운동으로 변환되어 푸시바에 압축력(좌조향시) 또는 인장력(우조향시)을 전달한다. 푸시바의 압축력(인장력)은 푸시바의 끝 단에 핀으로 연결된 트랙암에 회전토크를 전달하며, 킨축을 중심으로 한 트랙암의 회전토크는 타이어를 킨축에 대해 좌회전(우회전)시켜 타이어를 좌조향(우조향)하게 된다. 조향력 측정 장치의 주요 측정 요소는 킨축 토크(핸들 토크), 킨축 회전각, 푸시바의 압축 및 인장력, 킨축 조향각 등이다.

### 2) 토양특성을 고려한 조향력 요인별 분석

타이어의 축하중의 증가는 실험이 수행된 모든 토양조건에서 타이어의 조향력을 증가시키는 것으로 나타났다. 조향력은 모든 축하중과 공기압 조건에서 off-road의 경우가 on-road

에 비해 크게 나타났다. 또한 토양상태에 따른 조향력의 크기는 축하중이 1470 N일 경우에는 Ground-I에서 가장 크게 나타났지만, 축하중이 2940 N으로 증가했을 경우에는 Ground-III에서 조향력이 가장 크게 나타났다. 즉, off-road에서 토양조건에 따른 조향력은 본 실험에 설정된 인자들의 범위 내에서 축하중이 작을 경우에는 연약한 토양에서 조향력이 크게 나타나지만, 축하중이 일정수준 이상으로 증가했을 경우에는 단단한 토양에서 더 큰 조향력이 필요한 것으로 나타났다. 그리고 타이어공기압의 변화에 따른 조향력은 on-road에서는 공기압이 낮을수록 증가하였지만 off-road에서는 명확한 경향이 없었다.

#### 라. 시작기 제작 및 실내외 실험

##### 1) 제어 소프트웨어 개발

트랙터에 전원이 들어가면 마이크로 컴퓨터는 초기화 작업을 수행한 후 시스템의 이상 유무를 점검한다. 그리고 검출부에서 방향과 속도를 감지하여 모터가 원하는 속도만큼 계산하여 모터의 회전수를 제어하는 동시에 방향의 좌, 우도 감지하여 운전자가 원하는 만큼의 제어가 되도록 수행한다.

##### 2) 시작기 설계 및 제작

시작기의 제어시스템은 조향휠의 방향을 감지하는 좌, 우 방향 감지 센서가 마이콤에 신호를 보내고, 상기 마이콤에서 위치와 속도를 계산하여 모터를 좌측 및 우측으로 작동시킨다. 이러한 모터의 보조 작동으로 조향휠을 원활하게 작동하도록 하였다. 그리고 시작기 제작을 위한 기본 제품은 국내 D사의 L2202-4WD 모델을 사용하였다.

##### 3) 시작기의 실내외 시험

off-road에서는 조향휠의 토션바에서 작용하는 힘은 최저속에서 최고 약 16.5 N·m 나타났으며 최고속에서는 약 8.5 N·m으로 나타났다. 따라서 모터의 보조동력을 고려한다면 충분히 사람이 돌릴 수 있는 결과를 알 수가 있다. 이 때 사람이 돌릴 수 있는 최대 토크는 7.5 N·m이고, 보조동력이 없는 상태의 최대 토크는 16.5 N·m이고, 보조동력은 약 9 N·m이다. on-road에서는 정지 상태에서 최고 푸시바 힘은 약 165 kg으로 나타났다. 왼쪽과 오른쪽 조향에서 속도별 힘 분포는 비슷한 경향을 보였다.

## 마. 조향력 예측 모델 평가

### 1) 국내 주요 토양의 물리적 특성 측정 및 분석

우리나라의 주요 논 및 밭토양인 여주, 평택, 충주, 당진, 수원 지역 등에서 토양의 물리적 특성을 측정하였다. 토양의 물리적 특성은 토양의 점착력, 내부마찰각, 부착력, 토양 금속 마찰각과 토양의 압력-침하 변수 등을 측정하였으며, 그 외에 토성과 토양의 수분 함량 등을 측정하였다. 그리고 측정 결과, 전체 21개 측정지역의 토성은 양토(L)가 9곳, 사질양토(SL)가 7곳, 미사질양토(SiL)가 3곳, 미사질식양토(SiCL)가 1곳으로 조사지역의 대부분의 토양은 양토 계통이었다. 또한 수분함량은 주로 14~38% 범위로 나타났다. 한편, 조향력에 직접적으로 영향을 미치는 인자인 토양의 점착력과 내부마찰각은 각각 1.8~9.4 kPa 범위와 29~42° 범위로서 넓은 범위에 걸쳐 다양하게 나타났고, 또한 토양의 압력-침하 특성변수인 지역별로 넓은 분포를 나타내었다. 이러한 결과로부터 트랙터의 조향력은 지역별, 토양별로 다르게 나타날 것으로 판단되므로 조향력 예측모델은 토양특성을 고려하여 개발해야 하는 것으로 나타났다.

### 2) 조향력 예측 모델 개발

트랙터의 조향력은 조향시 핸들에서부터 타이어까지 전달되는 조향기구부의 특성과 조향시 발생하는 타이어의 회전저항에 영향을 받으며 타이어의 회전에 요구되는 힘은 주로 타이어와 노면간의 마찰력에 크게 영향을 받는다. 그러나 타이어와 노면간의 마찰력은 도로조건(on-road)과 비도로조건(off-road)에서 각각 다르게 나타나며, 특히 비도로조건에서는 동일한 차량 조건에 대해서도 토양상태에 따라 타이어의 침하량이 다르고, 타이어-토양간의 접지면적도 다르게 나타난다. 따라서 비도로조건에서는 토양상태에 따라 타이어-토양간의 마찰력이 다르게 되어 동일한 트랙터 제원에 대해서도 토양상태에 따라 조향력이 다르게 나타난다. 즉, 비도로조건에서의 조향력은 트랙터의 조향기구부의 특성뿐만 아니라 트랙터가 운용되는 토양타이어-토양간의 역학적 상호관계에 크게 영향을 받는다.

따라서 본 연구에서는 트랙터의 조향기구부의 특성뿐만 아니라 트랙터가 운용되는 토양특성을 고려하여 조향력 예측 모델을 개발하였다. 해석에 고려된 조향기구부의 변수로는 타이어의 축하중, 타이어의 직경과 폭, 피트만암의 길이, 킹핀축과 타이어 중심축간의 거리, 트랙암의 길이 등이고, 토양변수로는 토양의 전단응력 및 압력-침하 특성 등이다. 따라서 본 연구에서 개발된 조향력 예측 모델은 다양한 토양조건에서 조향기구부의 특성에 따른 조향력

을 예측할 수 있다.

### 3) 조향력 예측 모델 시뮬레이션 프로그램 개발

개발한 조향력 예측 모델을 이용하여 트랙터가 운용되는 노면상태의 특성을 나타내는 토양변수들과 트랙터 조향시스템의 제원을 입력변수로 하여 조향력을 예측할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램은 토양변수와 조향장치의 기구부 설계변수에 대한 입력 자료로부터 조향 타이어의 침하량, 푸시바에 작용하는 힘, 핸들 토크 등을 조향각의 함수로서 예측할 수 있다.

### 4) 조향력 측정 및 예측모델 검증

본 연구에서 개발된 조향력 예측 모델은 타이어의 침하가 크게 발생하는 연약한 노면에서는 조향력을 잘 예측할 수 있는 것으로 나타났으나 상대적으로 노면이 단단한 지역에서는 예측치의 신뢰성이 떨어지는 것으로 나타났다. 그러나 실제의 경우에 있어, 트랙터는 일반적으로 노면이 연약한 지역에서 운용되기 때문에 본 연구에서 개발한 조향력 예측 모델은 트랙터의 조향력을 예측하는데 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

## 2. 활용에 관한 건의

본 연구에서는 트랙터의 조향을 원활하게 하기 위한 전동식 보조동력을 이용한 트랙터용 조향시스템을 개발하였다.

개발된 조향시스템은 성능시험에서 100%의 원하는 결과는 나오지 않았지만, 완전 적용이 가능한 시스템으로서의 시작기는 개발되었다. 그러므로 각 요소 부품에 대한 생산성 및 신뢰성 문제를 조속한 시일내에 마무리 하여 상품화가 재빠르게 이루어지도록 할 예정이다. 또한 원가에서도 경쟁력을 충분히 확보되었다고 판단되므로 수출 경쟁력도 상당히 높은 것으로 판단된다.

# SUMMARY

The purpose of the electronic power steering control system project was the design and construction of the control software and hardware. It was engineered cost and new trend system of electronic power steering control system for tractor.

A control algorithm and a prediction model of steering force for the electronic power steering control system for tractor is developed and analyzed. In order to realize test for a tractor, indoor tester and prototype is also designed and developed.

For the verification of the control algorithm, a tester is constructed to indoor and outdoor. The basic driving algorithm which operates according to the steering direction and position is calculated.

A prediction model is developed that a series of soil bin experiment was carried to investigate the effects of tire inflation pressure and axle load on the tire steering torque for the off-road condition. Soil was processed using the soil processing carriage and three levels of ground conditions (soft, hard, very hard) was acquired. Experiment was performed for the three levels of soil conditions and on-road conditions, and four levels of tire inflation pressure with the value of 120kPa, 170kPa, 220kPa and 270kPa and four levels of axle load with the value of 1470 N, 1960 N, 2450 N, 2940 N.

The results are summarized as follows. 1) Steering torque on the off-road conditions were higher than that on the on-road conditions for all levels of tire inflation pressure and axle load. 2) As the axle load increased, steering torque also increased for the all experimental soil conditions. 3) For the 1470 N of axle load, the biggest steering torque was measured on the ground I, but as the axle load increased to the value of 300kgf, the biggest steering torque was measured on the ground III. From the above results, it was found that for the low axle load, steering torque gets higher on the soft soil condition, but for the high axle load, steering torque gets higher on hard soil conditions for whole range of experimental condition. 4) As the tire inflation pressure decreased, steering torque increased on on-road conditions, but no specific trends was not found on the off-road conditions.

For the further research, the product ability and reliability of steering system is assured to a control hardware and software. And, a large size tractor, planter, excavator etc should be developed to apply the electronic power steering control system.

# CONTENTS

Chapter 1	Introduction -----	14
Section 1	Background -----	14
Section 2	Objectives -----	14
Chapter 2	Present status and Cost analysis -----	15
Section 1	Objective of present status search -----	15
Section 2	Present status of steering system -----	17
Section 3	Search and analysis of present status -----	18
Section 4	Cost analysis -----	18
Chapter 3	Element Analysis of Prediction model of Steering force ---	48
Section 1	Composition of indoor steering force tester for indoor test -----	48
Section 2	Indoor test of steering force -----	48
Section 2	Measurement and analysis of steering force by soil state -----	51
Chapter 4	Development of Prediction model of Steering force -----	48
Section 1	Necessity of development for prediction model for steering force -----	48
Section 2	Measurement of soil physical properties -----	48
Section 3	Development for prediction model for steering force -----	48
Section 4	Program development for prediction model for steering force -----	48
Section 5	Verification of prediction model for steering force -----	48
Chapter 5	Design and Construction of Element & Prototype tractor --	20
Section 1	System design -----	20
Section 2	Development of indoor tester and motor choice -----	21
Section 3	Element design and construction -----	21

Section 4	Composition and construction of prototype	21
Chapter 6	Performance test of Tractor	48
Section 1	Tester of Prototype	48
Section 2	Test method and results of Prototype	51
Chapter 7	Research method and Goal achievement	48
Section 1	Research method	48
Section 2	Goal achievement	51
Chapter 8	Conclusions	56
Chapter 9	References	56

# 목 차

제 1 장 서 론 -----	14
제 1 절 연구배경 -----	14
제 2 절 연구목적 -----	14
제 2 장 국내외 기술개발 현황 및 원가 분석 -----	15
제 1 절 기술개발 조사 목적 -----	15
제 2 절 기술개발 동향 -----	17
제 3 절 기술개발 조사 및 분석 -----	18
제 4 절 원가 분석 -----	18
제 3 장 실내 조향력 측정 장치 구성 및 요인 분석 -----	1
제 1 절 실내 조향력 측정 장치의 구성 -----	1
제 2 절 조향력 실험 -----	12
제 3 절 조향력 실험 결과 및 분석 -----	16
제 4 장 토양 특성을 고려한 조향력 예측 모델 개발 -----	27
제 1 절 조향력 예측 모델 개발의 필요성 -----	27
제 2 절 국내 주요 토양의 물리적 특성 측정 및 분석 -----	30
제 3 절 조향력 예측 모델 개발 -----	32
제 4 절 조향력 예측 시뮬레이션 프로그램 개발 -----	42
제 5 절 조향력 예측 모델의 검증 -----	44
제 5 장 시작기 시스템 및 요소 설계와 제작 -----	20
제 1 절 개발방향 설정 및 시스템 설계 -----	20
제 2 절 실내 실험장치 구성 및 모터 선정 -----	28
제 3 절 요소 설계 및 제작 -----	21

제 4 절	시작기 구성 및 제작	21
제 6 장	트랙터 성능 시험	48
제 1 절	성능 시험 장치	48
제 2 절	성능 시험 방법 및 결과	51
제 7 장	결론	56
제 8 장	참 고 문 헌	59

# 제 1 장 서 론

## 제 1 절 연구배경

현재 전동식 동력 조향 제어시스템은 모터 및 컴퓨터 산업의 급속한 성장으로 인하여 기존의 유압식의 단점인 원가와 생산성을 보완할 수가 있다. 전동식 동력 조향장치는 국내에서는 전동지게차에 적용되고 있는 실정이고 자동차의 경우는 초기 적용단계에 있다. 자동차의 경우 소형을 위주로 연구개발 및 일부 양산 적용되고 있으며 점점 중대형쪽으로 적용되어 갈 것으로 예상된다. 농업용 트랙터의 경우는 적용된 사례가 국내, 외 모두 전무한 상태이고 현재 농업용 트랙터의 경우는 볼 스크류 방식 혹은 유압 방식을 사용하고 있다. 그러나 선진국에서는 일본을 중심으로 적용 가능성이 검토되었고, 이미 연구개발을 착수한 상태이다. 또한 자동차 분야에서는 상용화가 급속도로 진행되고 있으며 기존의 유압 방식에서 전동식 동력 조향장치로 점차 전환되고 있다. 그러므로 머지않아 고부가가치를 창출이 가능한 이 시스템으로의 적용이 가속화 될 것으로 판단된다.

## 제 2 절 연구목적

본 연구의 목적은 작업자가 포장에서 작업을 할 때, 어떠한 토양 조건에 관계없이 부드럽게 조향할 수 있는 조향장치를 개발하고자 한다. 또한 이를 위하여 트랙터의 조향력을 예측하기 위한 연구가 동시에 진행되어야 한다. 트랙터 특성상 off-road에서 작업을 하므로 트랙터의 사양뿐만 아니라 토양특성을 고려한 조향력 분석을 이루어져야 하고, 이를 바탕으로 예측모델이 개발되어 향후 트랙터 마력에 상관없이 설계가 가능하도록 하고자 한다.

그리고 개발된 시스템의 기대효과는 원가 경쟁력이 높은 가격과 충분한 기술을 확보하여 시스템의 수출뿐만 아니라 국내 트랙터의 적용을 통한 국내 농업기계 업체들의 수출 경쟁력을 높일 것으로 기대된다.

## 제 2 장 국내외 기술개발 현황 및 원가분석

### 제 1 절 기술개발 조사 목적

현재 개발된 모터 구동 파워 조향장치(이하 MDPS 시스템)는 자동차 및 전동지게차 등에 적용되었다. 자동차의 경우 소형을 위주로 하여 중대형 쪽으로 점점 적용되고 있는 실정이다. 그러나 농업용 트랙터의 경우는 적용된 사례가 없으며 농업용 트랙터의 경우는 소형은 볼 스크류, 볼 스크류와 유압식 일체형으로 중대형은 전유압식의 형태로 적용되었다. 그런데 모터 및 컴퓨터 등의 미비로 MDPS 시스템을 적용하기가 어려웠지만, 현재는 모터 및 컴퓨터 등의 요소 부품들의 발달로 인하여 트랙터에도 적용 가능하다고 판단되어진다. 그리고 유압식에 비해 MDPS 시스템은 다음과 같은 장점이 있다[윤석찬, 2001].

1. 유압식보다 원가가 적으며 부품수가 적으므로 관리비용이 절감된다.
2. 중량이 적으며 복잡한 유압식에 비해 콤팩트하고 깨끗하다.
3. 엔진동력을 이용하지 않으므로 연비가 개선된다.

그러므로 본 연구에서는 연구, 개발되었고 장착된 자동차 경우의 특허 및 논문 등의 연구 동향을 조사, 분석하여 개발방향을 설정하고 향후, 트랙터용 전동식 조향 제어시스템 설계의 기초 자료로 이용하고자 한다.

### 제 2 절 기술개발 동향

자동차용 MDPS 시스템은 조향 휠을 조작했을 때, 조타 입력에 따른 전압 신호를 발생시키는 토크 센서에서 조작력을 검출함과 동시에 차속 센서에서 발생하는 펄스 신호로써 차속을 검출하고, 제어장치에 의해 모터의 전류를 제어하여 적절한 보조 동력을 발생시키는 장치이다.

일본에서는 1970년대부터 이미 MDPS 시스템의 연구 및 개발을 시작하였으며, 이후 80년대 말부터 장착이 폭발적으로 증가하여 스즈키자동차의 경우 CERVO(1987), ALTO(1987),

EVERY(1989), DAIHATSU공업의 경우 MIRA(1987), 미쓰비시자동차의 경우 MINICA(1989), 혼다자동차의 경우 NSX(1990), 마쓰다자동차의 경우 CAROL(1989)등 수많은 자동차에 장착이 되고 있다. 미국의 경우는 1980년대 말 개발을 시작하였는데, GM-DELCO(GM - 시스템을 개발, DELCO 제어기 개발), TWE 등이 개발을 하였다. 독일에서는 1980년대 말 보쉬에서 4WS 시스템과 결합한 MDPS 시스템을 개발하였으며, 영국의 루카스는 1990년대 초반 개발을 하였다. 한국의 만도기계는 2000년대 초반 개발을 하였다.

MDPS 장착차량이 가장 많은 일본의 경우 제조업체별 시장 점유율을 보면 90년대 말을 기준으로 NSK(약 40%), KOYO(30%), 기타(30%)의 점유율을 보이고 있다. 또한 관련 특허 취득 비율을 살펴 보면 토크 센서 및 기구부의 특허가 30%, ECU 및 제어 알고리즘의 특허가 70%를 차지하고 있다. 그러므로 시스템 개발에 있어서 제어 알고리즘의 비중이 기구부의 비중에 비해 월등히 높다 할 수 있다. 하지만 대개의 제조업체들이 자세한 제어 알고리즘 공개를 하지 않고 있으며 공개된 일부의 경우도 특허로 인하여 사용이 불가능 하다[윤석찬, 2001].

국내에서는 만도기계가 최근 2000년쯤에 개발을 완료하였으며 현재까지는 국내 자동차 업계에서 장착하는 비율이 그렇게 높지 않다.

### 제 3 절 기술개발 조사 및 분석

#### 1. 모터의 구동방식과 장착위치

자동차의 MDPS 시스템은 보통 감속 기어 부분에 랙과 피니언 기구를 기본으로 장착하며, 모터의 구동 방식과 장착 위치에 따라서 표 2-1과 같이 분류될 수 있다[中山 陸志, et al., 1990; Nakayama, et al.,1994].

Table 2-1 Classification of Motor Driven Power Steering System

Classification				
Driving Type	Pinion Assist Type		Rack Assist Type	
Mounting Point	Pinion Driving	Column Driving	Pinion Driving	Ball screw Driving

일반적으로 피니언 구동형과 컬럼 구동형은 기존의 유압식 동력 조향장치를 장착한 차량의 구조를 크게 바꾸지 않고서도 모터 구동식으로 쉽게 개조할 수 있고, 공간 점유율도 그리 높지 않으므로 공간이 협소한 경자동차 또는 소형자동차에 많이 사용되고 있다. 볼 스크류형은 동력을 랙바에 직접 전달하므로 다른 형태에 비해 동력 전달효율이 높으며, 클러치 형태의 착탈 기구가 없으므로 전 속도 제어 방식의 중형차에 주로 많이 사용된다. 하지만 랙바 주위에 모터 및 볼 스크류를 취부 하므로 차량 배면부가 돌출되어 설계시 주의를 요구한다[Shimizu, et al., 1991].

위 표 2-1의 분류에 따른 각각의 예를 그림 2-1에 나타내었다.



(a) Pinion assist-column driving type      (b) Pinion assist-pinion driving type



(c) Rack assist-pinion driving type      (d) Rack assist-ball screw type

Fig. 2-1 Pictures of Motor Driven Power Steering system.

2. 제작사별 MDPS 시스템 비교

지금까지 개발되어 상용차량에 장착된 일본의 회사별 MDPS 시스템을 비교하면 표 2-2와 같다[中山 陸志, et al., 1990; Shimizu, et al., 1991; Nakayama, et al., 1994].

Table 2-2 MDPS mechanisms used in Commercial Vehicles in Japan

CAR MAKER	SUZUKI				DAIHATSU	MMC	HONDA
Vehicle	ALTO	CERVO	EVERY		MIRA	MINICA	NSX
Type	Column type				Rack type	Pinion type	Ball Screw
MDPS Maker	NSK	KOYO	NSK	KOYO			
Torque Sensor	Potentiometer	Magnetic Coil	Magnetic Coil	Potentiometer	Potentiometer	Potentiometer	LVDT
Mechanism	Torsion Bar	Torsion Bar	Torsion Bar	Torsion Bar	Lever	Double Planetary	Torsion Bar

국내의 경우 개발된 각 회사들의 MDPS 시스템을 비교하면 표 2-3과 같다.

Table 2-3 MDPS mechanisms used in Commercial Vehicles in Korea

CAR MAKER	SAMSUNG ELECTRONICS	MANDO	DHI	KIA CAR
Type	Column Type	Pinion Type Column Type Ball Screw Type	Piston Type	Column Type
Torque Sensor	Potentiometer	Magnetic Inductance	Magnetic Sensor	Potentiometer
Mechanism	Torsion Bar	Torsion Bar	Torsion Bar	Torsion Bar

위 시스템 중 MDPS의 종류별로 구조와 특징을 간단히 살펴 보면 다음과 같다.

1) 스즈키자동차의 Alto : 모터가 조향 컬럼에 취부 되어 있는 컬럼 구동형이며, 차속 센서와 컬럼에 있는 토크 센서의 신호를 이용하여 적절한 양으로 모터가 회전한다. 이 모터의 동력은 윙기어를 통하여 조향 컬럼을 회전시키고, 운전자의 동력을 보조하게 된다. 조향 컬럼에는 만일 토션바가 파손되었을 경우에도 조향이 가능하도록 입력축과 출력축 사이에 매뉴얼 스톱바가 설치되어 있다. 토크 센서는 자계코일 방식을 사용하며 이는 검출 코일부와 검출 링부 및 전류신호 검출부로 구성되어 있다. 만일 조향력이 가해지면 토션바 상단과 하단에 고정되어 있는 검출 링 사이에 상대 변위가 생기고, 이에 따른 검출코일의 인덕턴스가 변화하면 이 값을 전기 신호로 변환하여 ECU에 전달한다. 차속센서는 속도계안에 내장되어 있고, 펄스 신호로 차속을 ECU에 전달한다. ECU는 차속센서에서 받아들인 신호가 0~45 km/h 사이의 신호가 되었을 때 동력 보조를 수행하게 되며, 모터에 흐르는 전류를 모니터링하여 모터의 역전과 이상 전류를 검출하고, 엔진의 점화코일에서 엔진의 회전을 검출한다. 그림 2-2에 Alto에 장착된 MDPS의 구조도를 나타내었다.

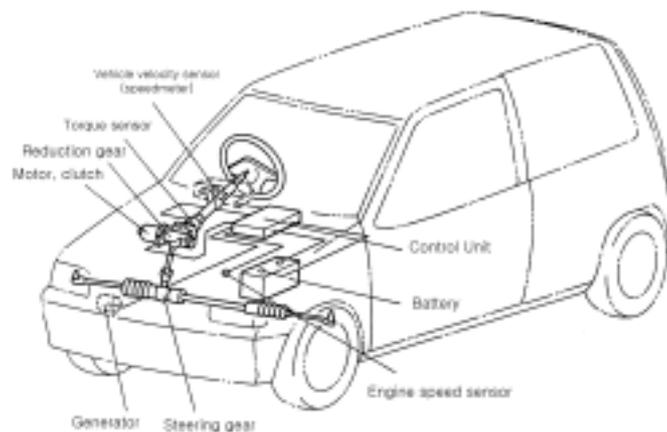


Fig. 2-2 Schematic diagram of the MDPS of the Suzuki-Alto.

2) Daihatsu자동차의 Mira : 랙에 별도의 피니언과 모터가 달려있는 랙 보조방식중 피니언 구동형이며, 차속센서, 메인과 서브의 2중 회로를 지닌 토크 센서, 온도 센서, 엔진 회전 센서, 감속기, DC 모터, ECU 등으로 구성되어 있다. 토크 센서는 요동레버방식으로서 조향 휠을 회전하였을 때 입력축 피니언과 출력축 하우징과의 사이에 엇갈림이 생기면 원형의 피니언은 타원형의 장축방향으로 이동하고, 이 이동방향과 이동량을 전압으로 바꾸어 검출한

다. 감속기는 2조의 유성기어를 직렬로 배치한 2단 감속기어 이다. 이 감속기어는 외부에서 과도한 킱백등이 입력되었을 때 링크기어가 자동 해제 되어 유성기어를 보호하며, 이 기능이 다른 시스템의 전자 클러치와 같은 역할을 수행 한다. 동력 보조의 영역은 차속이 30~40 km/h 사이 일 때 이다. 그림 2-3에 Mira에 장착된 MDPS시스템의 구조도를 나타내었다.

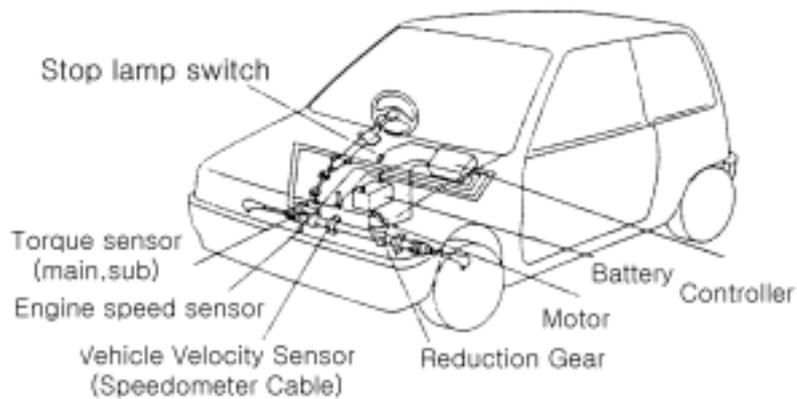


Fig. 2-3 Schematic diagram of the MDPS of the Daihatsu-Mira.

3) 미쓰비시자동차의 Minica : 피니언 부위에 감속기어와 모터가 취부 되어 있는 피니언 구동형 이다. 토크 센서는 포텐쇼미터이지만 스프링형으로 되어 있어 회전 이동은 없고 좌우로의 직선 이동이 슬라이더를 움직이는 구조로 되어 있다. 감속기어는 모터와 피니언축 사이에 드라이브 기어를 넣어 평행 2축으로 감속시키는 구조로 되어 있다. 동력 보조를 위해 모터 회전시에는 모터에 취부 되어 있는 클러치의 코일에 자력이 발생하여 클러치 회전자의 라이닝에 클러치 매트치를 끌어당기고, 이를 통하여 동력을 피니언 축에 전달하게 된다. ECU는 엔진의 정지시나 차속이 30 km/h 이상일 때, 또는 페일 세이프기능이 작동하고 있을 때 동력보조를 차단하고 매뉴얼 조향으로 전환한다.

4) 혼다자동차의 NSX : 랙바에 평행하게 취부 되어 있는 볼 스크류를 이용하여 동력을 보조하는 볼 스크류 구동형이다. 최근에는 랙바 자체를 볼 스크류와 모터의 일체형으로 가공한 모델도 있다. 토크 센서는 슬라이더와 캠 기구를 이용하고 있으며 토션바의 상대 비틀림이 생기면 캠기구에 의해 슬라이더가 이동하고, 이 이동량을 LVDT에서 검출한다. 또한 토크 센서 상단에 직류 발전기가 취부 되어 있어 조향 각속도에 따른 전압을 발생시켜

ECU에 전달해 준다. 차속센서는 페달 세이프를 위해 인스트루멘탈 패널의 신호와 트랜스미션의 신호를 모두 이용한다. 동력 보조기구로써는 동력 전달의 효율성을 위하여 볼 스크류를 이용하며, 이 때 볼 스크류의 리드가 감속 기어 역할을 한다. 모터는 6극의 퍼라이트 마그네트 타입의 저회전-고토크출력 모터이며, 모터 회전자의 관성을 줄이기 위해 중공축의 회전자를 사용한다. 그림 2-4에 NSX에 장착된 볼 스크류형 MDPS시스템의 구조도를 나타내었다.

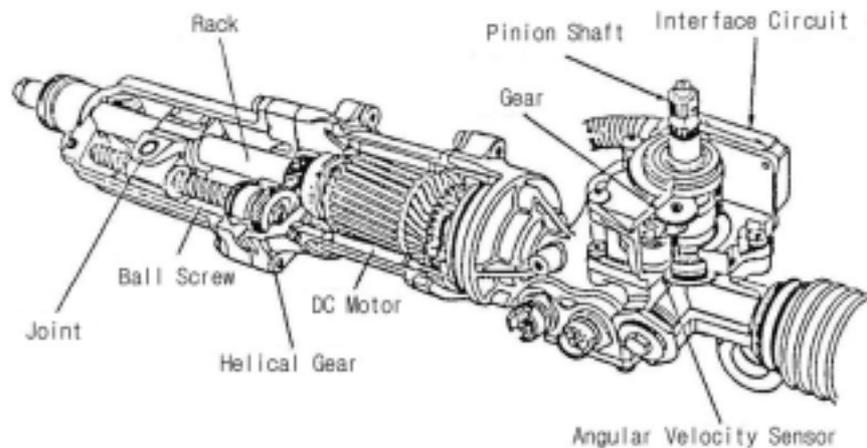


Fig. 2-4 Schematic diagram of the MDPS of the Honda-NSX.

5) 만도기계의 MDPS : 토션바에 연결된 워프 워힐 기어를 이용하여 동력을 보조하는 피니언 구동형이다. 이 외에도 칼럼 구동 및 볼 스크류 모델도 있다. 토크 센서는 자기 인덕턴스 방식으로 입출력축간 상대변위에 의해 측정되는 원리이다. 이 상대변위의 증감에 비례하여 검출코일축의 자기회로의 총 자속수가 증감하여 검출코일의 임피던스가 변화한다. 한편 보상코일의 자기회로의 총 자속수는 변화가 없고 임피던스도 변화되지 않는다. 코일 양단의 전압이 변화하는 것을 출력신호로 처리하여 조향토크 값을 전기적 신호로 환산하여 ECU에 전달해 준다. 그림 2-5에 만도기계의 MDPS시스템의 구조도를 나타내었다.

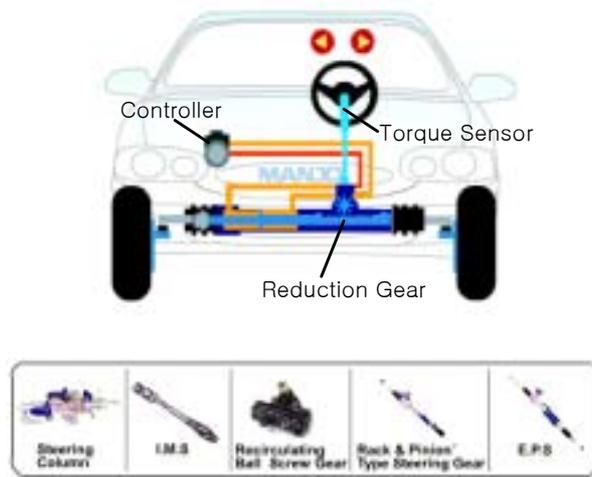


Fig. 2-5 Schematic diagram of the MDPS of the Mando-MDPS.

### 3. 제작사별 특허 내용

각 제작사별 특허는 국내는 미비한 수준이며 국내의 MDPS의 주요 특허는 일본 회사가 독점하고 있는 실정이다. 그럴수 밖에 없는 것이 일본은 이미 1970년대 연구가 시작되었고, 국내는 1990년대 말경에 학교를 중심으로 조금씩 시작되었다. 또한 최근 만도기계에서 자동차 소형용으로 개발한 시스템이 처음으로 국내 기술로 출시되었다. 표 2-4에 일본을 중심으로 한 해외 특허 주요내용 및 국내 출원된 내용을 요약 정리하였다. 국내에서는 만도기계가 거의 독점한 상태에서 각 자동차 업체에서 일부 부분품에 대하여 특허를 출원한 상태이다. 일본의 경우는 우리나라뿐만 아니라 주요 자동차 생산국인 미국, 독일, 영국, 이탈리아 등지에 동일한 특허를 출원하여 원천적으로 경쟁사에서 개발이 어려울 정도로 많은 분량의 특허를 출원하였다. 또한 일본은 MDPS 시스템 장치, 전자회로, 토크센서, 제어 알고리즘 등 세세한 부분뿐만 아니라 기본적인 형태에서 변형된 형태로 여러 가지 변형 특허를 많이 출원하였고 특히, MMC의 경우에는 단연 특허 출원수로 제일 많이 출원하였다.

Table 2-4. Patents of the main MDPS Maker

MDPS 업 체	특 허 주 요 내 용 요약	비 고
혼다	1. 센터 테이크 오프형 조향장치	-제어장치

	2. 센서를 타이로드에 부착 3. 다수의 마찰관을 이용한 모터제어	
NSK	<u>제어장치</u> 1. 모터를 두개의 라인(1,2)로 제어 2. 충격 흡수대 3. 출력측에 저역 필터 삽입 4. 컨트롤러와 기어하우징이 일체 5. 열 방출 핀 <u>제어방법</u> 1. 모터 전류값을 이용한 제 1, 2 듀티비를 이용한 PWM 및 피드백 제어 2. 제어를 조타토크에 따른 지령치를 근사식으로 하여 샘플링 제어 3. 전원 전압의 저하를 예측하여 아이들링 업 동작 4. 랙부분에 공기를 통하게 하여 부드럽게 제어 5. 근사식을 이용한 샘플링 제어를 통하여 조타를 부드럽게 제어 6. 제어 수식(방정식) 특허	-40% 시장점유 -제어장치 및 방법 -토크센서
히타찌	<u>제어장치</u> 1. 타각센서 2. DC Brush less 모터 3. 전류제어를 위한 승압 및 강압회로 4. 전원분배 방법을 밧데리와 콘덴서 두 부분으로 나누어서 공급 5. 모터 발전기는 제 1, 2코일 6. 전압 공급원은 콘덴서와 밧데리 2개 7. 인버터는 밧데리로부터 전원 공급 <u>제어방법</u> 1. 복원력 함수발생 회로 2. 타각센서와 토크센서를 이용한 가감속 판정기	-제어장치 및 방법
도요다	1. 조타토크 검출 미분제어하여 조타감 향상	-제어방법

카야바	1. 모터의 베어링지지로 발열효과 2. 회로에 방열기관 사용	-제어장치
P.J.P	<u>제어장치</u> 1. 페일 세이프 제어 및 이상시 경고 발생 <u>제어방법</u> 1. 클러치 0n/Off 제어 및 전류제어	-제어장치 및 방법
고요	<u>제어장치</u> 1. 지연회로 및 유지회로 2. 하드웨어 2개로 구분->하드웨어, 페일 세이프 회로 3. 제한값 가변회로 4. 이상 판단 판정부 <u>제어방법</u> 1. 조타토크의 크기에 따라서 전류제어 2. 제어부를 2개로 나누어서 제 1제어부는 전류목표 제어, 제 2 제어부는 페일 세이프 기능 3. PWM 피드백 제어 4. 마찰저항을 이용한 토크센서	-30% 시장점유 -제어장치 및 방법 -토크센서
미쓰비시	<u>제어장치</u> 1. 클러치 이용->1개 제어 2. 제 1, 2 클러치 이용 3. 슬라이딩 클러치, 파워더 클러치, 히스테르시스 클러치를 이용하여 보조치차가 있는 장치 4. 전기 클러치를 이용하여 보조치차가 있는 장치 5. 이상검출 트랜지스터 1, 2 6. 페일 세이프 릴레이 장착 7. 차고센서, 전자 슬라이딩 클러치, 전자 스위칭 클러치를 이용한 제어 8. 회전속도 감지, 차속판정회로 9. (+), (-)입력단자에 비교기가 구비된 회로 10. 안전 릴레이	-특허 출원수 1위 -미쓰비시 특허에서는 여러가지의 변형 특허 형태로 출원. 예를 들면 복수 토크 센서를 한쪽, 다른 한쪽, 복수 모두 다르게 특허를 출원하였음.

	<ul style="list-style-type: none"> <li>11. 동력 소자부의 전류 차단과 전자 클러치 차단 회로</li> <li>12. 모터온도(제 1온도센서), 반도체파워스위칭소자(제 2온도센서)의 온도 검출로 최대 제한 전류치를 감소하도록 제어하는 제어장치</li> <li>13. 모터를 타이로드에 직접구동</li> <li>14. 4륜제어</li> <li>15. 토크센서에 컨버터를 장착</li> <li>16. Power Mos FET로 구성된 제어회로</li> <li>17. 모터 구동토크 제어, 모터 회전각 추정 회로</li> <li>18. 소정 전압을 초과하지 못하도록 하는 제한회로</li> <li>19. 위상보상 출력제한 회로</li> <li>20. 위상전진회로</li> <li>21. 파워 소자부에 흐르는 전류치를 측정하는 전류 센서를 구비</li> <li>22. 토크센서, 제어유닛의 전압 및 전류를 정전압과 정전류로 변환시키는 전압/전류 컨버터</li> <li>23. 댐핑장치</li> <li>24. 전위미터를 메인과 보조-&gt;2개 이용</li> <li>25. 제1, 2 포텐쇼미터 구비</li> </ul>	
미쓰비시	<p style="text-align: center;"><u>제어방법</u></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>1. 소정시간마다 평균전류의 크기에 따라 모터전류의 최대치를 제한</li> <li>2. 자리식 PWM회로 및RC시정수단으로 구체화된 피드백</li> <li>3. 소정의 레벨 이상 출력 전압 발생시 모터작동 방지</li> <li>4. 모터 전류 제한 및 좌, 우 제어금지</li> <li>5. 전류가 소정치 이상일 때 모터 Off</li> <li>6. 전자 클러치를 On/Off</li> <li>7. 조향 토크변동율과 전류제어</li> <li>8. 동력 소자 단락이 검출되면 클러치 인가 전압이 단락</li> </ul>	

	<p>9. 제 2차속 센서를 이용한 이상 판정시 전자클러치 결합 또는 이탈</p> <p>10. 배터리 충전 여부 판단 및 경보표시, 클러치 이탈</p> <p>11. 히스테리시스 클러치로 차속에 따라 여자전류 증감, 통전, 차단</p> <p>12. 토크 검출값이 소정값 이상이면 토크의 가압을 정지</p> <p>13. 직류모터 회전각 검출-&gt;모터신호 적분</p> <p>14. 모터 회전각과 부하 토크에 따라 클러치 연결, 이탈</p> <p>15. 차속 판정회로에서 저속일 때 단락, 고속일 때 개방하는 제어</p> <p>16. 엔진회전 속도에서 저속일 때 단락, 고속일 때 개방하는 제어</p> <p>17. 이상발생시 전자클러치 분리</p> <p>18. 소정전류를 적게 혹은 많이 제어하는 전류제어</p> <p>19. 모터전압 이상 검출</p> <p>20. 차속이 소정 차속 이상인지? 아닌지? 판정</p> <p>21. 모터의 회전 상태를 검출</p> <p>22. 배터리 상태 판정 수단</p> <p>23. 정차시 및 저속 주행시 -&gt; 모터구동식동력조향장치 작동, 중고속 주행시 -&gt;모터구동식동력조향장치와 후륜 조향장치 중 적어도 한가지가 작동</p> <p>24. 소정전압이 이하이거나 이상이면 상기 전동기나 전자클러치, 페일 세이프 릴레이 중 적어도 1개를 차단하는 조절 유니트</p> <p>25. 변동완화가 가능한 전력 스티어링 모터의 제어장치</p> <p>26. 조향토크 측정치와 해당감속비를 곱하여 적합한 제어토크 연산</p> <p>27. 포텐쇼미터 토크센서 (+)측 전원전압 값으로 제어</p> <p>28. 조향토크를 검출하고 검출 조향토크의 위상진도 보상을 하는 위상진도 보상과 보상 후의 검출 조향토크와</p>	
--	--	--

	<p>목표조향토크의 편차를 구하여 비례치, 적분치, 미분치의 적어도 하나의 값을 구하고 또한 값의 합에 따라 모터를 제어</p> <p>29. 조향토크의 예정 감속비를 기억하는 감속비 기억</p> <p>30. 제 1 포텐쇼미터와 제 2 포텐쇼미터 출력토크와 한쪽만 감지하고 다른쪽은 출력을 금지</p> <p>31. 복수 토크센서의 값을 평균</p>	
--	---	--

#### 4. 구성품의 특징

모터 구동식 동력 조향장치를 구성하는 구성품들은 각 제작사마다 다르나 보통 다음과 같이 기본적으로 토크 센서, 차속 센서, 제어장치, 모터, 감속기 등으로 구성되어 있다. 각 구성품들의 특징을 살펴보면 다음과 같다[中山 陸志, et al., 1990; Shimizu, et al., 1991; Nakayama, et al., 1994].

1) 전동 모터 : 이는 공통적으로 DC 모터를 사용하는데 그 이유는 전류에 의하여 토크와 회전 방향을 제어하기가 용이하기 때문이다. 직류 모터의 특성은 토크로 표현되는데 회전수가 제로일 때 전류와 토크는 최대가 되고 회전수가 높아질수록 전류가 감소하며 토크도 작아진다. 또한, 자동차에 장착하기 위해서는 내구성과 내진동성 등이 우수해야 하며, 과부하에 충분히 견딜 수 있는 모터가 선정 되어야 한다. 차량에 장착시는 감속기어와 함께 장착을 하게 되는데, 대개는 모터의 회전 관성의 영향이 운전자에 미치게 된다. 따라서 가능한 저속, 고출력 토크의 모터를 사용하는 편이 조향감 향상 및 제어기 설계의 면에서 유리하다.

2) 전자 클러치 : 동력 보조의 작동 범위를 어떤 속도 영역 내에 한정하고 있는 형태로 설치되어 있고, 설정 속도이상에서는 모터를 멈추게 함과 동시에 클러치를 끊어 보조력이 완전히 차단하도록 되어 있다. 모터 Off의 영역에서는 모터의 관성의 영향을 없게 하고, 시스템의 고장시에는 클러치를 끊어 수동 조향이 가능하도록 해 준다. 클러치의 형태는 일반적으로 모터와 일체형으로 되어 있는 것들이 많이 있다. 최근 들어 모터의 제작 기술이 발전함에 따라 소형, 고출력모터의 제작이 가능해 지고, 이에 따라 동력 보조의 영역이 전속도의 영역으로 확대 되고 있다. 이러한 경우는 전자 클러치가 필요 없게 되고, 대표적인 예로

볼 스크류형은 전자 클러치를 장착하지 않는다.

3) 감속기 : 감속기는 모터의 출력을 증폭해서 조향 기구에 전달하는 중요한 부품이다. 감속 기어비의 설정은 모터의 용량, 조향 응답, 조향감 등과 밀접한 관계가 있으므로 신중을 기해야 한다. 일반적으로 많이 사용되고 있는 감속기어의 형태들을 분류하면 다음과 같은 종류로 나눌 수 있다.

- 2개의 연속 기어방식과 랙 구동형이 조합된 형태,
- 2개의 연속 기어방식과 피니언 구동형이 조합된 형태
- 워 어시스트방식이 칼럼 축구동형과 조합된 형태

또한 소음 방지와 내구성 향상을 위하여 일부를 플라스틱기어로 하고 있으며, 특수 치형을 채용하고 있다.

(4) 조향 센서 : 운전자가 입력한 토크의 크기와 조향 입력의 방향을 검출하기 위해 사용하는 중요한 센서 이며, 대개는 조향 컬럼에 포함된 토션바에 다른 위치 검출 장치를 부가하여 조향 토크 및 방향을 검출한다. 검출 장치로는 보통 포텐쇼미터나 자계코일, 엔코더 등을 사용하며, 측정 기구 및 센서의 종류에 따라 다음과 같이 분류할 수 있다.

- 피니언축에 작용하는 랙축의 반력을 이용하는 요동 레버방식
- 토션바와 감속기를 겸하고 있는 2조의 유성기어를 이용하는 직렬 유성기어 방식
- 입출력간의 상대 변위를 직접 포텐쇼미터의 변위로 이용하는 방식
- 토션바의 상대 변위를 두개의 엔코더로써 조향각과 조향 토크를 함께 검출하는 방식
- 토션바의 상대 변위를 자계코일에서 발생하는 자기장의 변화를 측정하여 검출하는 방식

이중 직렬 유성기어 방식은 이 기구가 토션바와 감속기를 겸하고 있기 때문에 따로 토션바나 감속기가 필요하지 않으며, 조타각을 측정하기 위하여 조타각 센서만이 필요하다. 최근에는 제어기 성능향상의 목적으로 조향 토크 뿐만이 아니라 조향각, 조향 각속도 등도 함께 측정을 많이 한다.

5) 차속 센서 : 일반적으로 속도계 내에 내장되어 있고, 차속을 감지하여 차속에 비례한 주파수의 펄스를 발생시켜 제어장치에 입력한다. 페일 세이프로서 보통 2가지 계통 이상의 차속 신호를 사용한다.

6) 컨트롤러 : 차속 센서와 토크 센서의 신호를 주 신호원으로 하여 적절한 모터 보조력을 계산하며, 비상시에는 자동적으로 수동 조향으로의 전환이 가능해야 한다. 대개는 여러 가지의 페일 세이프장치를 가지고 있으며, 메인 시스템과의 인터페이스 및 호환성을 검토하여 설계하여야 한다.

## 5. 제어알고리즘

제어 알고리즘에 관련된 기존의 연구 발표를 보면, 1985년 Delco에서는 기본적인 시스템의 모델 및 P 계인을 사용한 시스템의 토크 응답특성을 시험 하였으며, bi-directional one way input lock up clutch라는 독특한 클러치의 적용을 소개 하였다. 1987년 후지 중공업 [大下 幸一郎, et. al., 1987]은 기본적인 미분제어를 통하여 조향 안정성을 높일 수있음을 보였다. 1991년 혼다자동차[Shimizu, et al., 1991]에서는 스포츠카인 NSX에 볼 스크류형 MDPS시스템을 장착 하였으며, 조향 토크와 조향 각속도에 비례하는 제어를 설계하여 조향 토크 특성을 향상시키고 조향 회전속도에 따른 조향 토크 특성을 향상시킬 수 있음을 간략히 제시 하였다. 1997년 마쓰다자동차[竹原 伸, et al., 1997]는 조향 각속도뿐 아니라 조향 각가속도에 비례하는 제어를 도입하여 주파수영역에서의 성능을 분석 하였고, 요 각속도 응답 성능의 향상을 보였다. Hermes Technologies[Chen, 1998]에서는 토크와 토크의 변화율에 대한 계인의 설정에 대한 특성의 비교를 하였다. 그리고 특허부분에서 혼다에서는 다수의 마찰관을 이용한 제어 방법, NSK, Koyo, MMC에서는 PWM 피드백 제어 방법을 특허 출원 및 등록을 하였다. [한국과학기술정보연구원, 전동식 파워 조향장치 - 국내외 특허]

## 제 4 절 원가 분석

기존 트랙터에 장착된 조향시스템의 원가 구조는 그림 2-5와 같이 유압 방식이 543,000원이다. 본 연구에서 개발하고자 하는 조향시스템은 표 2-6에서 보는 바와 같이 208,000원에 개발이 가능하다.

그러므로 원가 경쟁력에서는 상당한 장점이 있다고 판단된다. 단지 생산성과 신뢰성만 확보된다면 수출 경쟁력뿐만 아니라 수입 대체효과가 클 것으로 예상된다. 또한 완제품이 아닌 단품 형태로도 수출이 가능하다.

Table 2-5. Cost and element of a hydraulic steering system

No.	Part name	Q'ty	Unit Price	Amount
1	STEERING CYLINDER ASS'Y	1set	180,000	180,000
2	BALL JOINT ASS'Y	2set	25,000	50,000
3	HYDRAULIC HOSE ASS'Y	4set	8,000	32,000
4	NIPPLE	1set	6,000	6,000
5	PRIORITY VALVE ASS'Y	1set	75,000	75,000
6	STEERING VALVE ASS'Y	1set	150,000	150,000
7	STEERING COLUMN ASS'Y	1set	50,000	50,000
합 계				543,000

Table 2-6. Cost and element of a electronic power steering system

No.	Part name	Q'ty	Unit Price	Amount
1	TIE ROD ASS'Y	1set	10,000	10,000
2	DRAG LINK ASS'Y	1set	10,000	10,000
3	DRAG LINK ARM	1set	3,000	3,000
4	PITMAN ARM	1set	5,000	5,000
5	STEERING GEAR ASS'Y	1set	70,000	70,000
6	STEERING COLUMN ASS'Y	1set	30,000	30,000
7	STEERING MOTOR ASS'Y	1set	40,000	40,000
8	CONTROLLER ASS'Y	1set	40,000	40,000
합 계				208,000

### 제 3 장 실내 조향력 측정 장치 구성 및 요인 분석

#### 제 1 절 실내 조향력 측정 장치 구성

##### 1. 인공토조 시스템

토양상태와 타이어를 포함한 조향장치간의 상호작용을 정확히 분석하고 평가하기 위해서는 측정장치로부터 정확하고 신뢰성 있는 자료를 얻을 필요가 있다. 그러나 일반 포장에서는 같은 지역 내에서도 토양의 상태가 불균일하며 실험 목적에 적합한 다양한 토양조건의 조절이 불가능하다. 또한 토양조건을 동일한 상태로 유지할 수 없으므로 동일 실험의 재현이 불가능하고, 날씨 및 기타 실험 외적인 요인에 의해 신뢰성 있는 자료를 얻기가 어렵다. 따라서 이러한 야외포장의 문제점을 보완함과 동시에 연구 목적에 부합하는 다양한 조건에서 다양한 자료를 정확하게 측정하기 위해 본 연구에서는 인공토조시스템(soil bin system)에서 조향력 실험을 수행하였다.

본 연구에서 사용한 인공토조 시스템은 크게 네 가지 즉, 토조 및 레일 시스템, 대차구동 시스템, 실험 대차, 토양 가공 대차 등으로 구성되어 있다. 토조는 길이 12 m, 폭 1 m, 높이 0.7 m, 벽두께 0.2 m의 철근 콘크리트 구조물로 되어 있으며, 토조 상부에는 실험대차의 이동을 위하여 150×75×5.5×9.5 mm의 I-형강 레일이 설치되어 있다. 또한 토양가공대차와 측정대차가 레일 위를 주행할 때 발생하는 진동 및 충격을 최소화하기 위해 두께 0.5 cm의 평벨트가 레일과 콘크리트 토조 사이에 설치되어 있으며 토양의 수분함량을 조절할 수 있도록 배수시설이 갖추어져 있다. 그림 3-1은 토조 및 레일 시스템을 보여주고 있다. 실험에 사용된 토조내의 실험토양은 미농무성(USDA) 분류로 사질양토(sand loam)로서 표 3-1에 실험토양의 조성 및 분류를 나타내었다.

Table 3-1 Physical properties of experimental soil by USDA classification

Composition			Texture
Sand(%)	Silt(%)	Clay(%)	
53.5	37.1	9.4	Sandy loam

대차구동시스템은 대차를 이동시키는 장치로서 윈치시스템(winch system)을 이용하여 구동된다. 윈치 시스템에 사용된 윈치 드럼은 직경 35 cm로서 철판으로 제작되어 있으며, 구동 모터는 10HP으로서 경운기 변속장치를 이용하여 대차의 속도를 0.08~0.77 m/s범위 내에서 조정할 수 있다. 한편 대차구동시스템의 변속은 전진 6단과 후진 2단계인 총 8변속 단계로 구성되었다.

토양가공 대차는 토양의 물리적 상태가 실험 목적에 적합하도록 실험과 실험 사이에 토양을 가공하는 대차로서 10마력 전동기의 동력을 이용하여 로타리 작업에 의해 25 cm 깊이까지 토양을 파쇄할 수 있는 로타리 킬러, 로타리 작업 후 불균일한 표면을 균평하게 해주는 균평기, 표면 다짐 작업을 하는 표면 다짐 롤러, 표층의 밀도를 조절할 수 있는 표층다짐 롤러가 설치되어 있다. 또한 토양의 수분함량을 조절하기 위해 물을 뿌릴 수 있는 장치로 살수기가 포함되어 있다. 그림 3-2는 토양가공 대차의 모습을 보여주고 있다.

실험대차는 베이스 프레임, 측정 프레임, 차륜 프레임 3개 주요 부분으로 구성되어 있다. 베이스 프레임은 레일 위에 지지되어 있으며 케이블에 의해 앞·뒤로 이동하는 프레임이다. 이 프레임은 주로 H 형강으로 제작되었으며, 모두 12개의 철판 바퀴가 지지하고 있다. 베이스 프레임 위에는 조향력 측정 장치의 타이어를 조향하기 위한 유압시스템이 장착되어 있다. 실험대차는 케이블 견인방식에 의한 대차구동 시스템에 의해 0.08~0.77 m/s의 속도 범위 내에서 이동할 수 있다.

측정 프레임에는 좌·우 및 연직방향으로 연마봉이 지지되어 있으며 부착된 베어링에 의해 좌·우로 위치를 이동할 수 있으며, 토양상태와 타이어에 걸리는 하중에 따라 상·하로 자유롭게 운동할 수 있도록 구성되어 있다.

차륜 프레임은 단일 타이어 조향력 측정 장치를 부착하는 프레임으로서 유압 모터와 체인 전동방식에 의해 조향장치에 동력을 전달할 수 있으며, 또한 무게 추(weight balance)에 의해 타이어에 작용하는 축하중을 조절할 수 있도록 되어 있다.



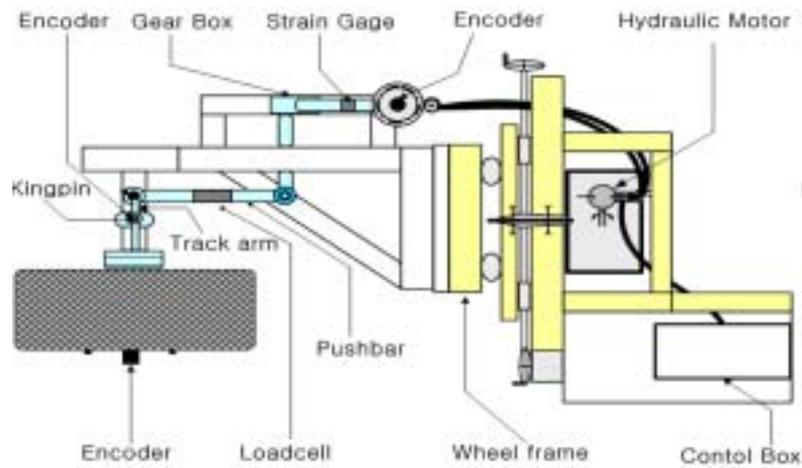
Fig. 3-1 View of soil bin and rail system.



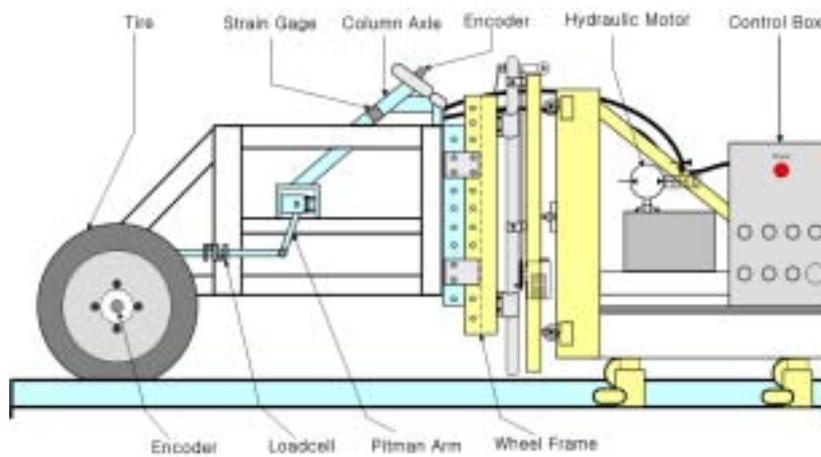
Fig. 3-2 View of soil processing carriage.

## 2. 조향력 측정 장치

조향력 측정장치는 국내 D사의 22마력 트랙터의 조향기구부를 이용하여 인공토조시스템 용 단일 타이어 조향력 측정 장치로 개량 설계, 제작하였다. 단일 타이어 조향력 측정장치는 인공토조시스템의 측정대차에 장착된 차륜 프레임에 부착되고, 조향력 측정장치가 부착된 차륜프레임은 웜기어와 미끄럼 베어링에 의해 좌·우 및 상·하 방향으로 자유롭게 이동할 수 있다. 그림 3-3은 인공토조용 단일 타이어 조향력 측정장치의 개략도를 보여 주고 있다.



(a) top view



(b) side view

Fig. 3-4 Schematic view of a steering test device.

단일 타이어 조향력 측정 장치의 구동은 측정대차에 장착된 1.5 kW 용량의 유압모터에 의해 킨럼축(핸들축)에 회전토크가 전달되고, 킨럼축의 회전토크는 18.3:1의 기어비를 갖는 볼스크류 타입의 감속기어를 통해 감속되어 피트만암에 회전토크를 전달한다. 피트만 암의 회전토크는 푸시바를 통해 직선운동으로 변환되어 푸시바에 압축력(좌조향시) 또는 인장력(우조향시)을 전달한다. 푸시바의 압축력(인장력)은 푸시바의 끝 단에 핀으로 연결된 트랙암에 회전토크를 전달하며, 킹핀축을 중심으로 한 트랙암의 회전토크는 타이어를 킹핀축에 대해 좌회전(우회전)시켜 타이어를 좌조향(우조향)하게 된다. 조향력 측정 장치의 주요 측정 요소는 킨럼축 토크(핸들 토크), 킨럼축 회전각, 푸시바의 압축 및 인장력, 킹핀축 조향각 등이다.

#### 가. 실험 타이어

조향력 측정을 위해 사용된 타이어는 조향력 측정시 러그의 간섭을 배제하기 위해 러그가 없는 일반 타이어를 사용하였다. 타이어는 H사의 P155/80R13인 승용차용 타이어로서 타이어 너비는 155 mm이고 타이어 단면폭에 대한 높이비(height/width)는 80, 휠 직경은 13 inch(33cm)이다. 타이어의 적정 공기압은 31 psi(213.8 kPa)이고, 최대 공기압은 44 psi(303.5 kPa)이다. 그림 3-4는 실험 타이어의 모습을 보여 주고 있다.



Fig. 3-4 View of the test tire.

#### 나. 핸들 토크 측정장치

핸들 토크 즉, 조향력을 측정하기 위하여 Micro-Measurement사의 Four-element full-bridge type(Model : CEA-06-250US-350)의 스트레인 게이지(strain gauge)를 핸들축의 표면에 부착하여 핸들축의 비틀림에 따른 스트레인 게이지의 출력 신호를 측정할 수 있도록 구성하였다(그림 3-5). Four-element full-bridge type의 스트레인 게이지는 축과 같은 둥근면에 부착할 때 부착 위치의 표시(marking)가 용이하며 굽힘 모멘트의 영향도 적다. 한편, 스트레인 게이지에서 나오는 미세한 출력신호는 동적 스트레인 증폭기(dynamic strain amplifier)를 이용하여 증폭하였다.

한편, 핸들축은 0~120 N·m 범위에서 모멘트를 증감시키면서 입력 모멘트의 크기와 출력되는 전압신호와의 관계를 3회 반복 측정하여 교정 작업(calibration)을 수행하였다. 그림 3-6은 핸들축의 교정작업 모습을 보여주고 있으며, 그림 3-7에 핸들축의 교정결과를 나타내었다.



Fig. 3-5 View of strain gage attached on handle axle.



Fig 3-6. View of calibration.

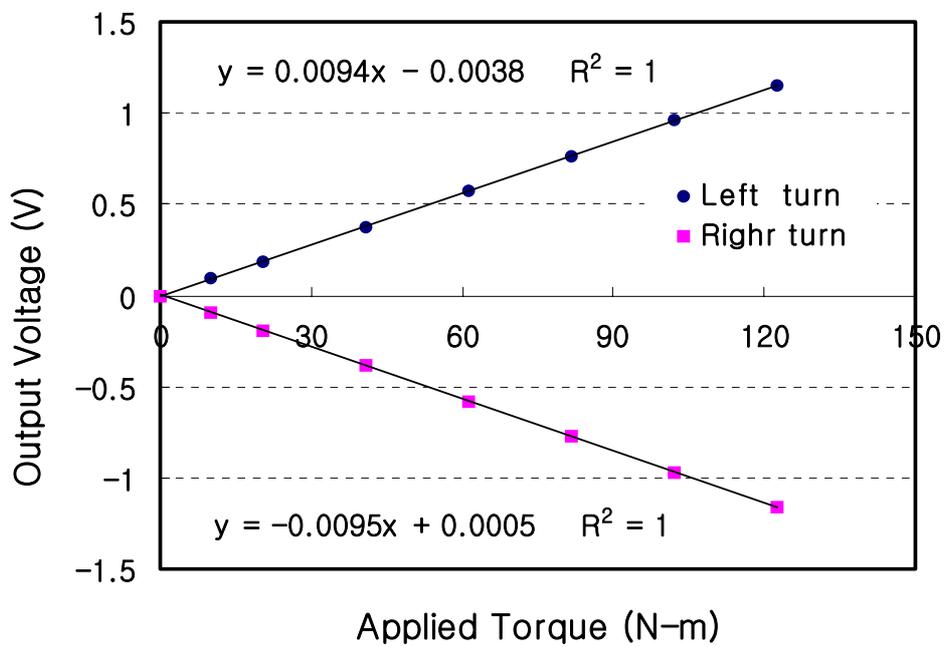


Fig. 3-7 Relationship between torque and voltage of the strain gauge.

다. 푸시바의 인장·압축력 측정 장치

푸시바에 작용하는 인장·압축력은 푸시바의 중간을 절단하여 그 사이에 CAS에서 제작한 1 ton 용량의 로드셀을 부착하여 조향시 푸시바 사이의 로드셀에서 출력되는 전압을 출력하여 측정하였다. 그림 3-8은 로드셀을 부착한 푸시바의 모습을 보여 주고 있다.



Fig. 3-8 View of loadcell for measuring the push-bar force.

라. 조향각 측정장치

조향각은 핸들축과 킹핀축에 각각 로터리 엔코더를 부착하고 조향시 출력되는 펄스 신호로부터 핸들 조향각과 타이어 조향각을 측정하였다. 로터리 엔코더는 회전축 1 회전당 1000 펄스를 출력하는 NEMICON사의 OEW-1000-2M을 사용하였으며, 회전편심으로 인한 로터리 엔코더의 손상을 방지하기 위해 핸들축과 킹핀축에 flexible coupling을 사용하였다. 그림 3-9와 3-10은 각각 핸들 및 타이어 조향각 측정장치들 보여주고 있다.



Fig. 3-9 Device for measuring the steering angle of handle.



Fig. 3-10 Device for measuring the rotating angle of king\_pin axle  
(steering angle of tire).

마. 자료수집 시스템

단일 타이어의 조향력을 측정하기 위해 구성된 각각의 센서로부터 출력되는 신호를 원하는 정보로 획득하기 위해서는 각각의 센서에 따라 다른 인터페이스를 통해 컴퓨터로 입력되어야 한다. 조향력과 푸시바의 압축력(또는 인장력)을 측정하기 위해 사용된 스트레인 게이지와 로드셀의 출력신호는  $\mu V$  단위의 아주 작은 아날로그 형태의 전위차이기 때문에 동적 스트레인 증폭기(dynamic strain amplifier)를 통하여 0~2V로 증폭시킨 후 A/D 변환기를 통해 디지털 신호로 변환시켰다. A/D변환기는 12비트의 분해능과 16채널의 멀티플렉서를 내장한 AX5412를 사용하였다.

핸들 조향각과 타이어 회전각의 측정을 위해 사용된 로터리 엔코더의 펄스신호는 전용 카운터보드를 이용하여 측정하였다. 사용된 카운터 보드는 YS7400으로서 24비트의 분해능과 4채널의 Multi mode counter를 내장하고 있다. 데이터 수집장치의 주요 부품에 대한 제원은 표 3-2와 같고, 그림 3-11에 데이터 수집장치의 전체 흐름도를 나타내었다. 한편, 자료 수집장치로 수집되는 측정 결과는 모니터에 실시간으로 출력되며 동시에 파일로 저장할 수 있도록 구성하였다 그림 3-12에 인공 토조용 단일 타이어 조향력 측정장치의 전체 모습을 나타내었다.

Table. 3-2 Specifications of devices used for steering-torque test

ITEM	Model/Manufacture	Specification
Strain Gage	CEA-06-250US-350/ Micro-Measurement	Resistance : 350±0.4% Gage factor : 2.065±0.5%
Loadcell	SBA-1T/CAS, Korea	Tension&compression Maximum capacity : 1ton Output : 3mV/V
Rotary Encoder	OEW-1000-2M/NEMICON, Japan	Resolution : 1000pulse/rev.
Rotary Encoder	OEW-2500-2M/NEMICON, Japan	Resolution : 2500pulse/rev.
Data Acquisition Board	AX-5412/AXIOM Technology, Taiwan	Resolution : 12bit A/D channel.: 16 S.E./8DI.Sampling rate : 90kHz
Counter Board	YS7400/Yoi-Auto-System, Korea	Resolution : 24 bit Counter ch. : 4 Max.counting fre.: 1kHz

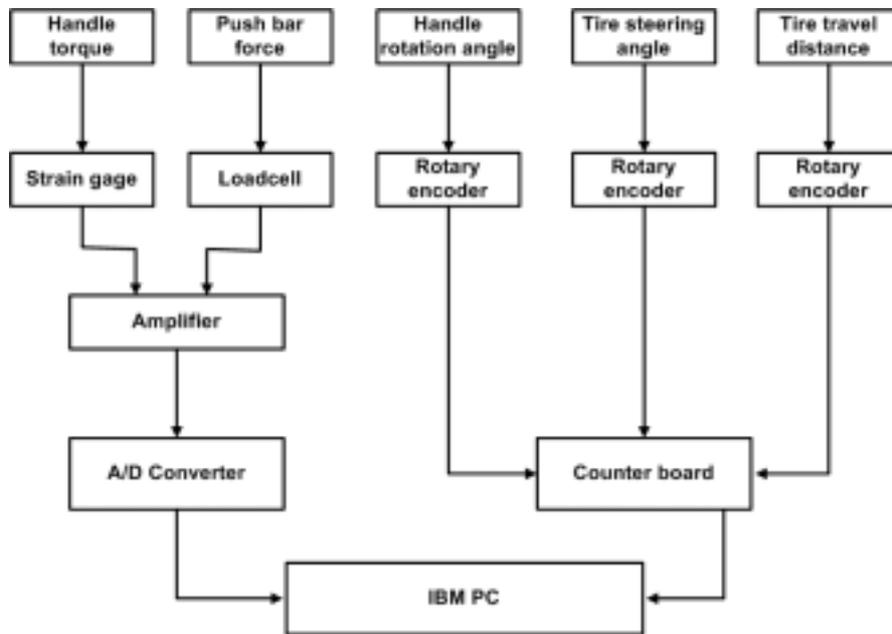


Fig. 3-11 Block diagram of data acquisition system.



Fig. 3-12 Overall view of single-tire steering test device.

## 제 2 절 조향력 실험

### 1. 노면 가공

노면상태에 따른 타이어의 조향 특성을 조사하기 위하여 인공토조내의 토양을 총 4 종류의 노면상태 즉, 비도로노면(off-road) 3 종류와 도로노면(on-road) 1 종류로 가공하였다.

비도로노면은 인공토조시스템의 토양가공대차의 로타리틸러, 균평기, 표면다짐롤러를 이용하여 노면을 다짐정도가 다른 세 종류의 노면상태(Ground-I, Ground-II, Ground-III)로 가공하였다. Ground-I은 2회의 로타리 작업으로 토양을 완전히 파쇄한 후에 균평기로 균평작업을 1회 실시하였다. Ground-II는 로타리 작업과 균평작업을 Ground-I과 동일하게 수행한 후 표면다짐롤러 작업을 2회 실시하였다. Ground-III는 2회의 로타리작업과 1회의 균평작업을 수행한 후에 표면다짐롤러 작업을 4회 실시하여 Ground-I 및 Ground-II보다 단단하게 가공하였다.

한편 도로노면(Ground-IV)은 토양 위에 시멘트 블록을 깔아 타이어의 침하가 발생하지 않으며 또한 조향시 일반 도로와 같은 마찰 효과를 낼 수 있도록 하였다. 표 3-3은 각각의 노면상태에 따른 토양가공 방법을 보여주고 있으며, 그림 3-13은 시멘트 블록을 이용하여 조성한 도로노면(Ground-IV)의 모습을 보여 주고 있다.

Table 3-3 Processing method of experimental ground

Ground types	Processing equipment		
	Rotary tiller	Grader	Compaction roller
Ground-I (soft soil)	2	1	-
Ground-II (hard soil))	2	1	2
Ground-III (very hard soil)	2	1	4
Ground-IV (on-road)	-	-	-



Fig. 3-13 View of on-road condition.

## 2. 실험 노면의 물리적 특성 측정

노면가공이 끝난 후 조향력 실험을 수행하기 직전에 실험 노면에 대한 물리적 특성을 측정하였다. 물리적 특성은 노면 가공상태가 다른 세 종류의 비도로노면(Ground-I, Ground-II, Ground-III)에 대해 각각 수행하였으며, 측정한 토양의 물리적 특성 변수로는 원추지수, 점착력, 부착력, 내부마찰각, 토양의 압력-침하 변수 등이며 이 외에 토양의 겉보기 밀도, 함수율 등을 측정하였다.

원추지수(cone index; CI)는 SR-2형 토양경도측정장치(cone penetrometer)를 이용하여 토조 내의 임의의 5곳을 선정하여 5 cm 깊이 간격으로 깊이에 따른 원추 관입저항을 측정한 후, 0-20 cm 사이의 토양 깊이에서 5 cm 간격으로 측정한 값을 평균하여 구하였다. 토양의 압력-침하 변수  $k$ 와  $n$ 은 SR-2형 토양경도측정장치의 끝단에 길이와 폭이 각각 10 cm와 2.5 cm인 면적 25 cm<sup>2</sup>의 직사각형 평판을 부착한 후 평판에 가해지는 압력에 따른 침하관계를 측정함으로써 구하였다.

토양의 부착력(adhesion) 및 외부마찰각(angle of friction resistance)과 점착력(cohesion) 및 내부마찰각(angle of shearing resistance)은 SR-2형 토양경도 측정장치의 하부 끝단에 각각 돌기부가 달린 전단링(shear ring)과 돌기부가 없는 마찰링(friction ring)을 부착하여 토조내의 임의의 5 곳을 선정하여 5회 반복 측정하여 구하였다.

겉보기밀도(bulk density)는 인공토조내의 임의의 두 곳을 선정하여 표면의 토양을 걷어낸 후 각각 8 cm와 16 cm의 두 깊이에서 100cc 용량의 토양 채취관을 이용하여 토양샘플을 채취하여 구하였으며, 토양의 수분함량(moisture content)은 채취된 토양 샘플을 오븐 건조법에 의해 구하였다.

### 3. 조향력 실험 방법

노면상태, 타이어 공기압 그리고 축하중의 변화에 따른 조향 특성을 실험적으로 구명하기 위해, 단일 타이어 조향력 실험은 전술한 4가지 노면상태(Ground- I ~ IV)에서 4 수준의 타이어 축하중과 4 수준의 타이어 공기압에 대해 각각 수행하였다. 타이어 공기압은 제조회사에서 권장하는 31 psi(214kPa)의 적정공기압과 최대공기압 그리고 축하중을 고려해 120 kPa, 170 kPa, 220 kPa, 270 kPa로 각각 50 kPa의 간격으로 설정하였으며, 축하중은 일반적으로 차량의 한 쪽 바퀴에 가해지는 하중(대략 2450 N)을 고려하여 1,470 N, 1,960 N, 2,490 N, 2,940 N의 4 수준으로 설정하였다. 표 3-4는 조향력 실험에 사용된 각각의 인자들의 수준을 보여주고 있다.

Table 3-4 Experimental treatments

Variables	Treatments
Ground types	Ground- I (soft soil)
	Ground- II (hard soil)
	Ground- III (very hard soil)
	Ground- IV (on road)
Inflation pressure of tire, kPa	120, 170, 220 and 270
Axle load of tire, kgf	1,470, 1,960, 2,490 and 2,940

핸들 조향은 타이어의 정렬상태를 기준으로 제자리에서 핸들 축을 우로 2회전, 좌로 4회전, 다시 우로 2회전 하여 조향 시작점(핸들 정렬상태)까지를 한 사이클로 조향 실험(JASO C705 제자리조향력 시험방법)을 실시하였다. 한 사이클의 조향이 이루어지는 동안 킥럼축(핸들축)에 부착된 스트레인 게이지는 조향력(steering torque)을, 푸시바에 부착된 로드셀은 푸시바의 압축 및 인장력을, 킹핀축과 핸들축에 부착된 엔코더는 각각 타이어의 조향각과

핸들의 회전각을 측정하며 조향각에 따른 조향력 변화를 실시간으로 측정하여 수집하였다. 그림 3-14는 조향력 실험시 조향각-조향력 측정 결과를 실시간(real time)으로 모니터에 출력하는 모습을 보여 주고 있다.

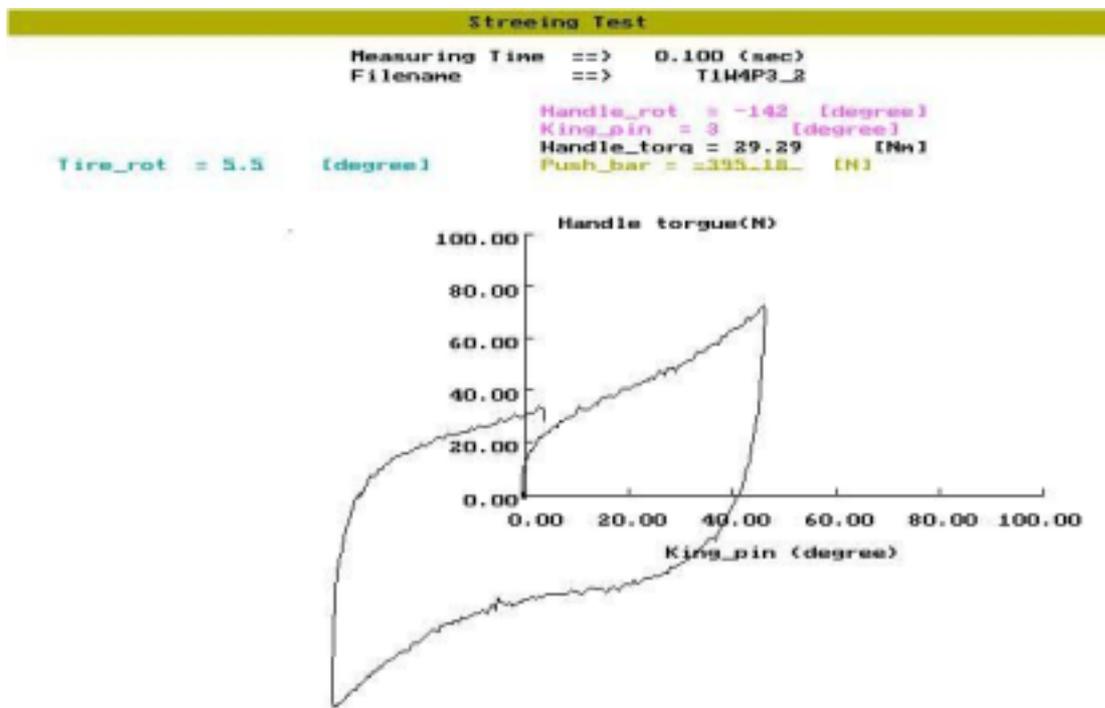


Fig. 3-14 View of real time output on monitor.

### 제 3 절 조향력 실험 결과 및 분석

#### 1. 실험 노면의 물리적 특성 분석

단일 타이어의 조향력 실험을 수행한 인공토조내의 실험 노면은 인공토조 시스템의 토양 가공대차를 이용하여 각각 다른 강도를 갖는 세 종류의 비도로노면(Ground-I, Ground-II, Ground-III)과 한 종류의 도로노면(Ground-IV)으로 가공하였다. 한편, 실험 노면의 물리적 특성은 앞장에서 서술한 방법을 이용하여 세 종류의 비도로노면 각각에 대해 조향력 실험이 수행되기 직전에 측정하였다.

그림 3-15는 세 가지 노면에서 SR-2 타입의 토양경도측정장치를 이용하여 측정한 원추의 토양 관입깊이에 따른 원추의 관입저항 관계를 나타낸 결과이다. 그림 3-15의 결과는 세 노면 모두 관입깊이가 증가함에 따라 원추 관입저항도 증가하였고, 노면 상태에 따른 관입저항의 크기는 Ground-III, Ground-II, Ground-I의 순으로 나타났으나 세 노면상태에서의 관입 깊이에 따른 원추관입저항의 증가 경향은 다르게 나타났다.

Ground-I의 경우에는 0~25 cm의 전체 측정 구간에서 관입 깊이가 깊어짐에 따라 관입저항도 거의 비례적으로 증가하였으나 Ground-II와 Ground-III의 경우에는 0~15 cm 깊이까지는 Ground-I에 비해 관입저항값이 현저히 크고 관입저항의 증가량이 거의 나타나지 않았으나 15 cm 깊이 이후부터는 관입 깊이가 증가함에 따라 원추 관입저항도 거의 비례적으로 증가하였다. 이와 같은 결과가 나타난 이유는 전술한 표 3-3에 나타난 노면 가공방법의 차이에 기인한다. 즉, Ground-I의 경우에는 노면 가공시 로타리틸러 작업만을 수행하였기 때문에 지표면이 매우 연약하다. 그러나 Ground-II와 Ground-III의 경우에는 로타리 작업 후 표면다짐롤러 작업을 각각 2회 및 4회 수행하였기 때문에 Ground-I에 비해 노면의 강도가 크며, 다짐롤러 작업에 의한 노면의 강도 효과가 토양 속 보다는 지표면에서 더욱 크기 때문이다. 또한 Ground-III의 경우가 Ground-II에 비해 원추관입저항이 크게 나타난 이유는 Ground-III의 경우가 Ground-II에 비해 다짐롤러 작업의 횟수가 크기 때문이다.

그림 3-16은 세 노면에서 가로 및 세로가 각각 10 cm 및 2.5 cm인 25cm<sup>2</sup>의 면적을 갖는 평판을 이용하여 측정한 평판의 압력-침하 관계를 나타낸 결과로서 세 노면에의 압력에 따른 침하 관계는 로타리 작업만 수행한 Ground-I의 경우가 다짐롤러 작업을 수행한 Ground-II 및 Ground-III에 비해 현저히 작게 나타났고, 다짐롤러 작업을 수행한 Ground-II와 Ground-III간에는 다짐롤러 작업의 횟수가 많은 Ground-III의 경우가 Ground-II에 비

해 침하량이 적게 나타났다. 한편, 세 노면에서 압력의 증가량에 따른 침하량의 증가율은 Ground-I의 경우에는 깊이가 증가함에 따라 압력에 따른 침하량의 증가율이 감소하였으나 Ground-II 및 Ground-III의 경우에는 깊이가 증가함에 따라 압력에 따른 침하량의 증가율이 증가하는 경향을 나타내었다. 이러한 경향은 전술한 바와 같이, Ground-II와 Ground-III의 경우에는 다짐롤러로 표면 다짐작업을 하였기 때문에 토양 속 보다는 상대적으로 토양 표면에서의 강도 증가가 크기 때문이다.

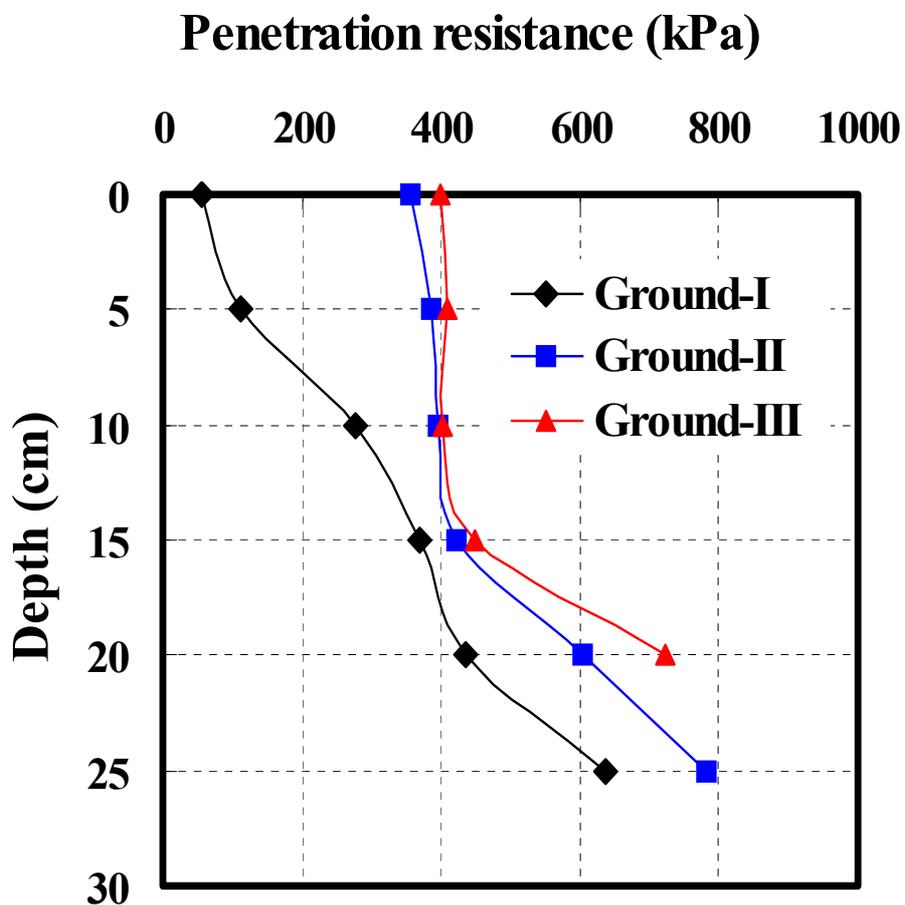


Fig. 3-15 Penetration depth-resistance relationships for three different ground condition.

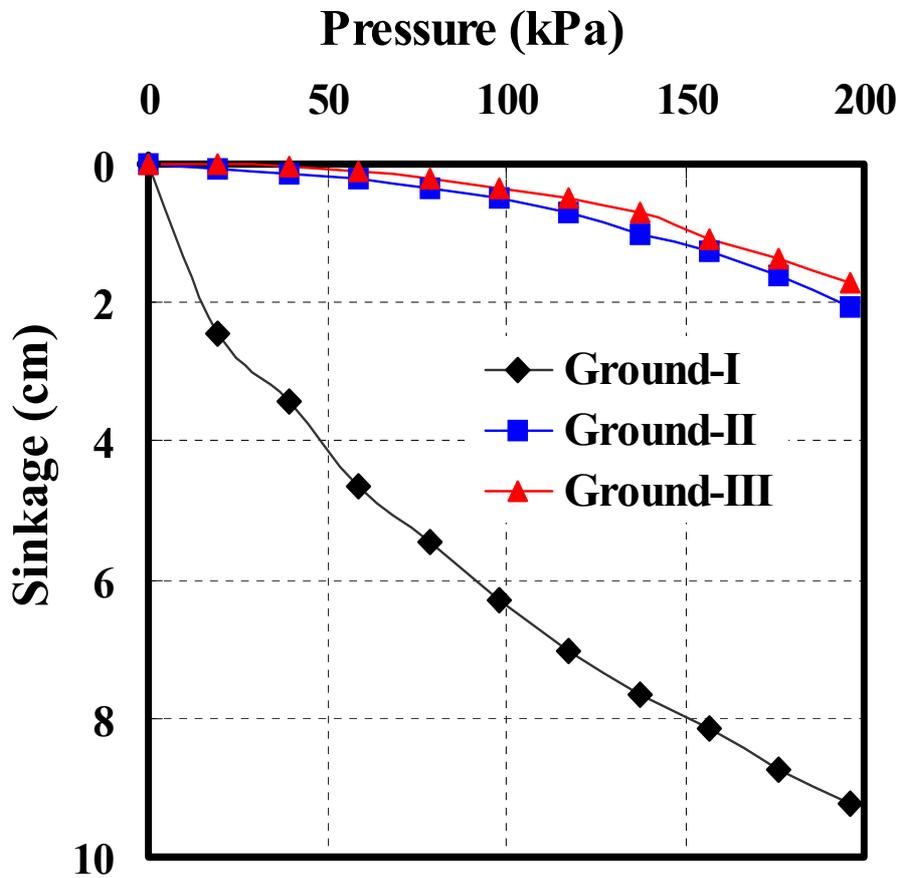


Fig. 3-16 Pressure-sinkage relationships for three different ground condition.

그림 3-17은 SR-2 타입의 토양전단강도 측정장치의 하부에 돌기부가 달린 전단링(shear ring)을 부착한 후 세 가지 노면상태에서 측정된 토양의 전단응력 특성을 나타낸 결과이다. 그림 3-17에서 볼 수 있듯이, 노면의 전단응력은 세 노면조건에서 모두 수직응력이 증가함에 따라 선형적으로 증가하였으며, 그 크기는 Ground-III, Ground-II, Ground-I의 순서로 노면의 강도가 클수록 전단응력도 크게 나타났다. 한편, 그림 3-18은 토양전단강도 측정장치의 하부에 돌기부가 없는 마찰링(friction ring)을 부착한 후 측정된 수직응력에 따른 마찰응력의 관계를 나타낸 결과로서 수직응력에 따른 마찰응력의 관계는 전단응력의 경우와 마찬가지로 세 노면 모두에서 수직응력이 증가함에 따라 마찰응력도 증가하였다. 그러나 세 노면간의 마찰응력의 차이는 거의 없는 것으로 나타나 노면의 강도는 마찰응력에 크게 영향을 미치지 않는 것으로 판단된다. 한편, 표 3-5에 각각의 노면에서 측정된 토양의 물리적

특성을 나타내었다.

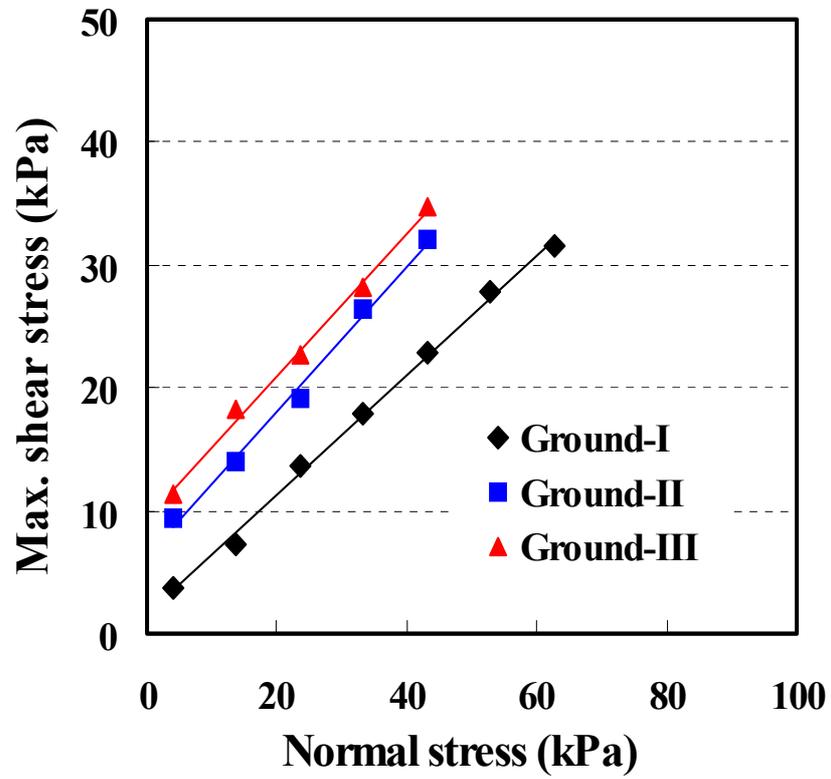


Fig. 3-17 Relationship between normal stress and maximum shear stress of shear ring(with grouser) with ground condition.

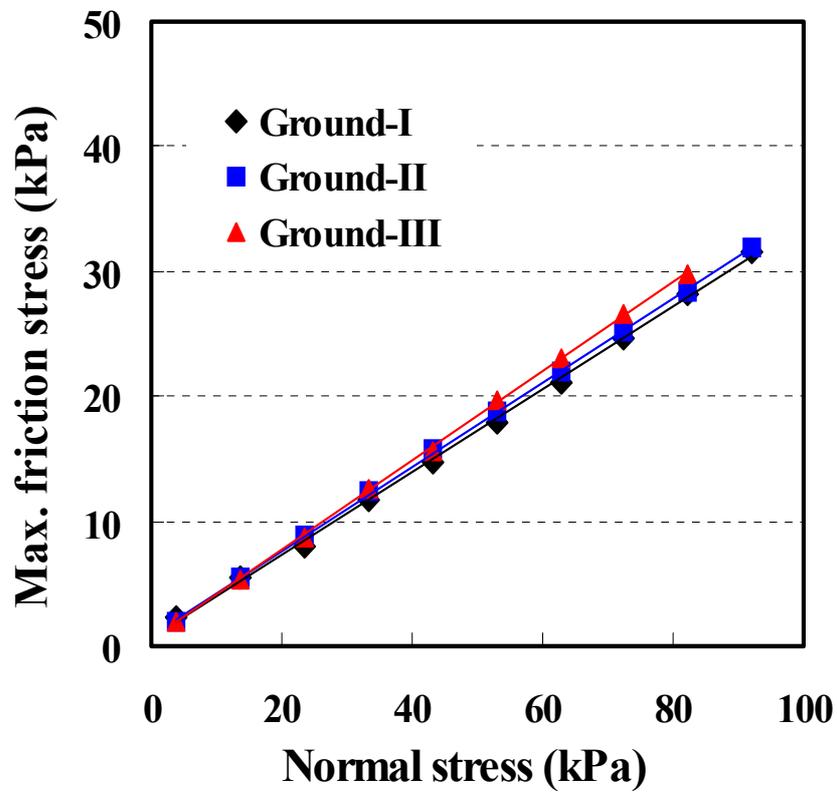


Fig. 3-18 Relationship between normal stress and maximum friction stress of friction ring(without grouser) with ground condition.

Table 3-5 Physical properties of experimental ground

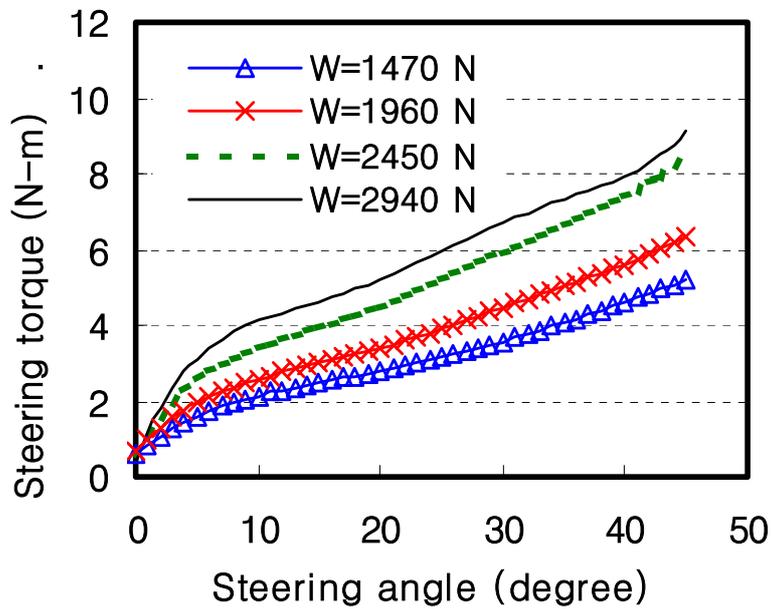
Ground parameters	Ground types			
	Ground-I	Ground-II	Ground-III	Ground-IV
Cone Index (CI), kPa	250	433	476	-
Adhesion, (a), kPa	0.61	0.89	0.45	-
Angle of friction resistance ( $\phi'$ ), degree	18.36	18.61	24.42	-
Cohesion, (c), kPa	1.65	6.42	9.38	-
Angle of shearing resistance ( $\phi$ ), degree	25.94	30.40	30.19	-
Pressure-sinkage parameter (k), $\text{kN/m}^{n+2}$	12439	1698	1173	-
Pressure-sinkage parameter (n), dimensionless	1.7465	0.5489	0.4396	-
Moisture content (d.b), %	10.70	10.73	10.55	-
Bulk density ( $\rho$ ), $\text{g/cm}^3$	1.44	1.48	1.51	-

## 2. 타이어의 축하중에 따른 조향각-조향력 관계

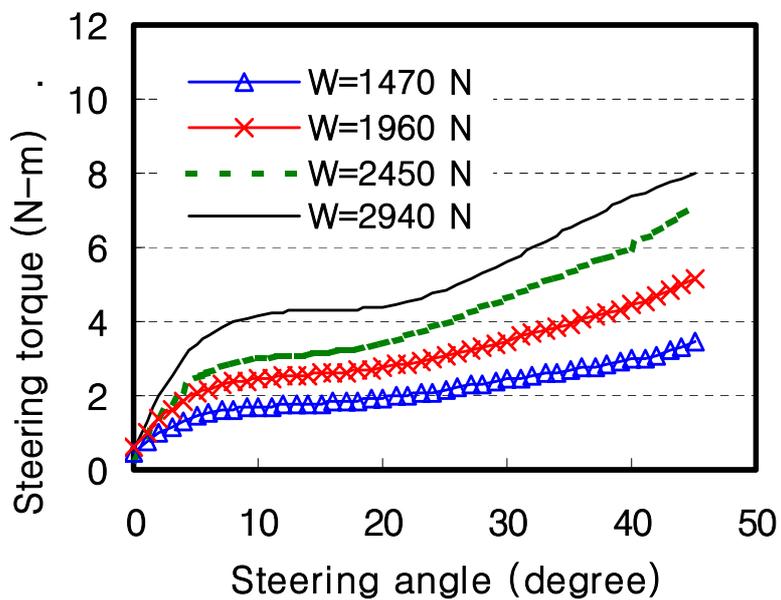
그림 3-19의 (a)와 (b)는 각각 Ground- I (off road)과 Ground-IV(on road)에서 220 kPa의 일정 공기압조건에 대해 타이어가 45° 조향하는 동안 4 수준의 축하중 조건하에서 측정된 조향각-조향력 관계를 나타낸 결과이다.

그림 3-19에 나타난 바와 같이, off-road와 on-road 조건에서 수행한 조향각-조향력 관계는 4 수준의 축하중에서 모두 조향각이 증가함에 따라 조향력도 커지는 경향을 나타내었다. 이러한 결과는 조향 기구부의 기구학적 특성 때문으로서 타이어의 조향각이 커질 경우에는 푸시바의 압축력에 의해 킹핀 축을 중심으로 회전하는 트랙암의 모멘트 팔의 길이가 감소하기 때문이다.

한편, 축하중에 따른 조향력의 크기는 축하중이 증가함에 따라 전체 조향각 구간에서 조향력이 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 타이어의 축하중이 커질 경우 타이어-노면 접지면에서의 마찰력이 증가하게 되고, 또한 타이어의 변형량 증가로 인한 타이어-노면 간의 접지면적의 증가로 타이어 중심축에 대한 모멘트팔의 길이가 증가하여 타이어의 조향시 접지면에서의 회전모멘트가 증가하기 때문이다.



(a) Ground I



(b) Ground IV

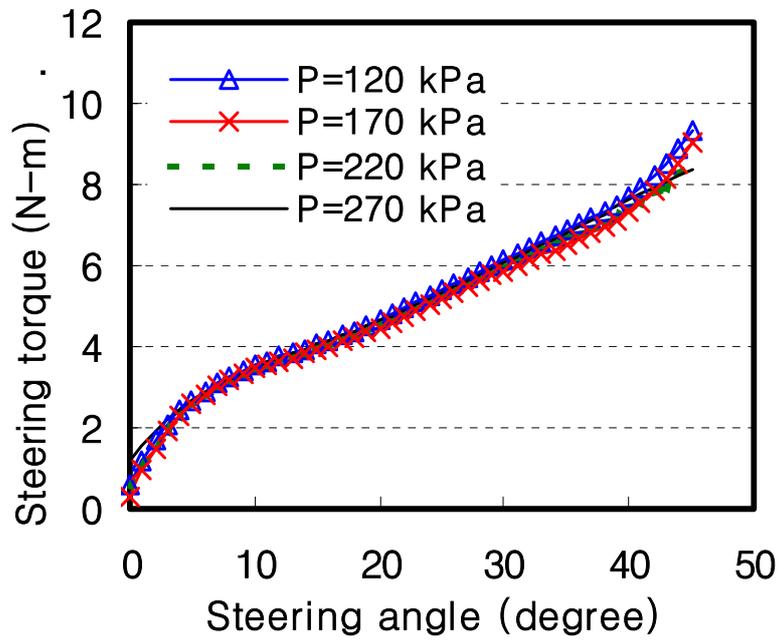
Fig. 3-19 Relationship between steering torque (handle torque) and steering angle (rotation angle of king\_pin axle) with four different axle load for constant tire inflation pressure of 220 kPa.

### 3. 타이어 공기압에 따른 조향각-조향력 관계

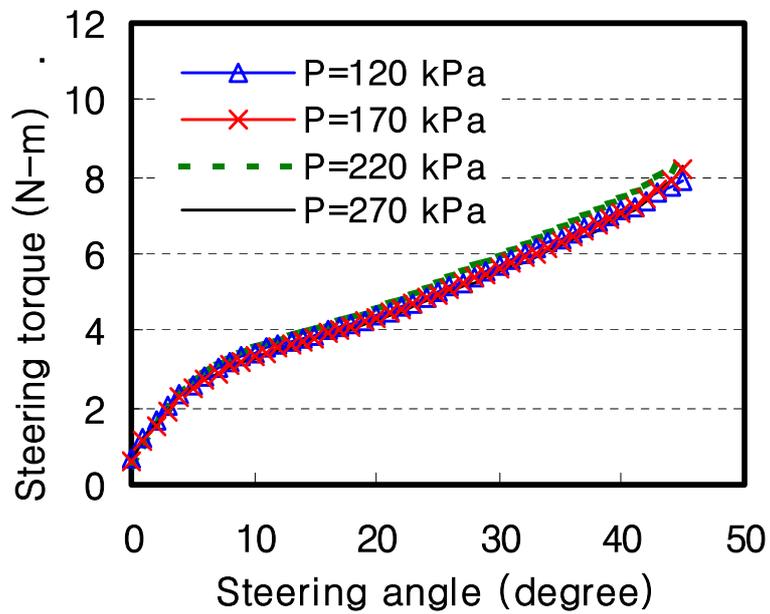
그림 3-20의 (a), (b), (c), (d)는 각각 off-road(Ground-I, Ground-II, Ground-III)와 on-road(Ground-IV)에서 축하중이 2,490 N일 때 타이어공기압의 변화에 따른 조향각-조향력 관계를 나타낸 결과로서 두 경우 모두 모든 공기압 조건에서 조향각이 커짐에 따라 조향력이 증가하는 것으로 나타났다.

타이어공기압의 변화에 따라 off-road 노면과 on-road 노면에서의 조향력의 크기를 살펴보면, on-road 노면인 Ground-IV의 경우에는 공기압이 낮을수록 전체 조향각 구간에서 조향력이 크게 나타났지만, off-road 노면인 Ground-I, Ground-II, Ground-III의 경우에는 타이어 공기압에 따른 조향력의 차이가 명확히 나타나지 않았다.

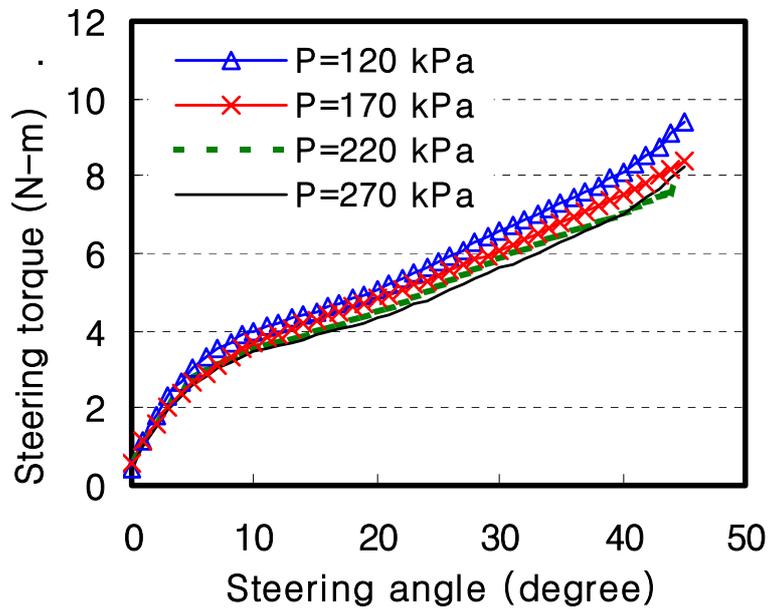
이러한 결과는 on-road 노면에서는 타이어 공기압이 낮을수록 타이어의 변형이 크게 발생하여 타이어-노면간의 접지면적이 증가기 때문이다. 즉, 접지면적의 증가는 타이어-노면 접지면에서 발생하는 마찰력의 타이어 중심축에 대한 모멘트 팔의 길이를 증가시켜 마찰력에 의한 회전모멘트의 증가로 인해 조향력이 증가하게 된다. 그러나 off-road 노면에서는 타이어의 침하에 따른 접지면적의 증가로 공기압의 감소로 인한 타이어의 변형 효과가 크게 나타나지 않는다. 즉, off-road 노면에서는 토양과 타이어의 변형이 복합적으로 일어나기 때문에 공기압의 변화에 따른 조향력 차이가 명확하게 나타나지 않은 것으로 판단된다.



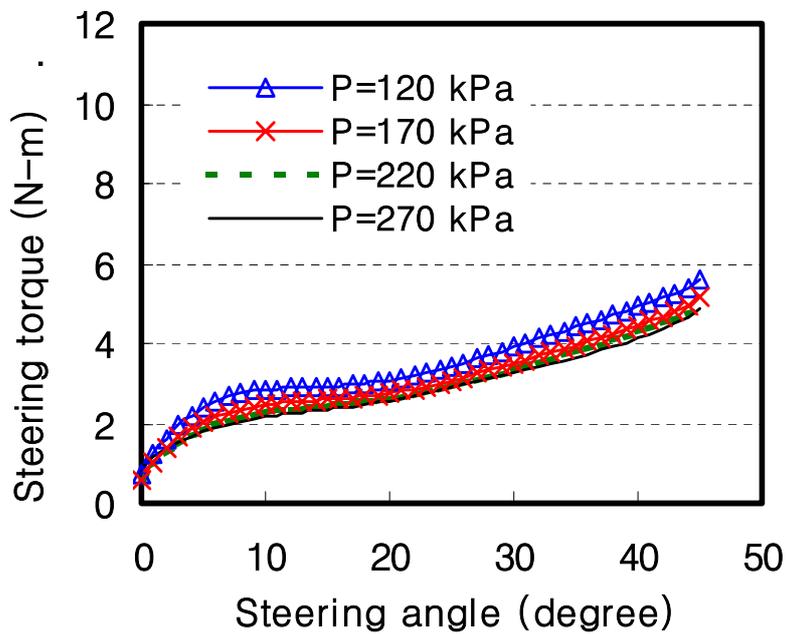
(a) Ground- I



(b) Ground- II



(c) Ground-III



(d) Ground-IV

Fig. 3-20 Relationship between steering torque and steering angle(rotation angle of kin\_pin angle) with different tire pressure.

#### 4. 노면조건에 따른 조향각-조향력 관계

그림 3-21의 (a)와 (b)는 각각 220 kPa의 일정 공기압 조건에서 축하중이 각각 1,470 N과 2,940 N일 때 노면조건에 따른 조향각-조향력 관계를 나타낸 결과이다.

그림 3-21의 (a)는 1,470 N의 축하중 조건에서 4 수준의 노면조건에 대해 측정한 조향각-조향력 관계를 나타낸 결과로서, 노면조건에 따른 조향력의 크기는 on-road 노면보다는 off-road 노면에서 크게 나타났다. 또한 세 가지 off-road 노면간의 조향력의 크기는 Ground-I, Ground-II, Ground-III의 순으로서 노면이 연약할수록 조향력이 증가하는 것으로 나타났다.

한편, 축하중이 2,940 N인 그림 3-21의 (b)의 결과는 축하중이 1,470 N인 (a)의 결과와 마찬가지로 off-road 노면에서의 조향력이 on-road 노면에 비해 크게 나타났다. 그러나 세 가지 off-road 노면간의 조향력의 크기는 Ground-III, Ground-II, Ground-I의 순으로 토양이 단단할수록 크게 나타나 1,470 N의 축하중에서 측정한 (a)의 결과와는 상반되는 결과가 나타났다.

이와 같은 결과는 조향력에 영향을 미치는 타이어-노면 접지면에서의 회전모멘트는 동일한 노면조건에서 대해서도 축하중에 크기에 따라 다른 형태로 발생하기 때문이다. 즉, on-road에서는 타이어의 회전모멘트의 크기가 타이어-노면간의 마찰력과 타이어의 변형에 따른 모멘트팔 길이의 변화에 의해 결정된다. 그러나 off-road 노면에서는 on-road 노면과는 달리 타이어의 조향시 타이어의 침하가 발생하기 때문에 타이어의 조향력은 타이어-토양 접지면에서 발생하는 마찰력에 의한 회전모멘트와 전단력에 의한 회전모멘트가 복합적으로 작용하여 나타나게 된다.

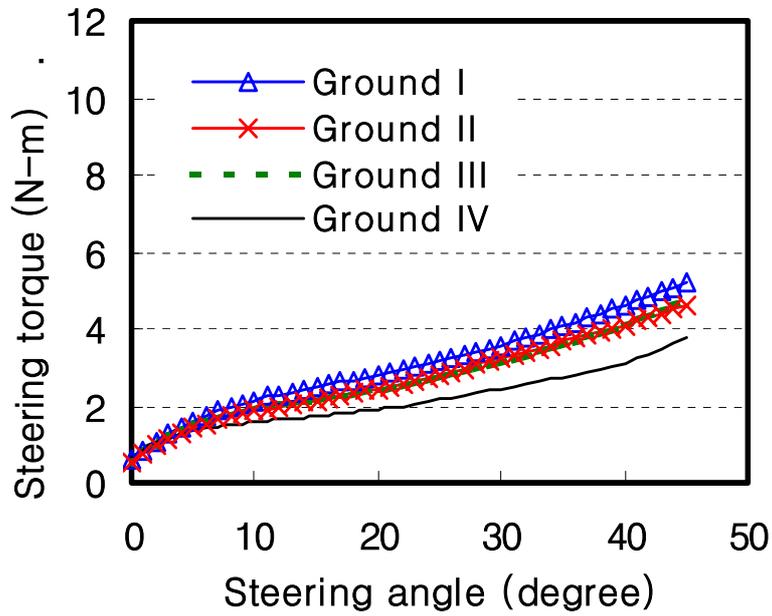
마찰력에 의한 조향력 성분은 타이어-노면 접지면에서의 마찰력과 타이어의 침하 증가에 따른 모멘트팔 길이의 변화에 따른 회전모멘트의 변화에 의해 나타나게 되고, 전단력에 의한 조향력 성분은 조향시 타이어의 측면에 위치한 토양을 전단시킬 때 나타나는 현상으로서 이러한 현상은 타이어의 침하가 일정 수준 이상일 경우에 나타나며 일반적으로 토양이 단단할수록 크다.

따라서 축하중이 1,470 N일 경우에는 Ground-I에서는 조향시 타이어의 침하가 크게 발생하나 Ground-II와 Ground-III에서는 상대적으로 침하가 작게 발생한다. 그러므로 Ground-I에서는 타이어의 조향시 마찰력 성분과 전단력 성분에 의한 회전모멘트가 모두 작용하지만, Ground-II와 Ground-III에서는 전단력 성분에 의한 효과는 거의 없고 주로 마

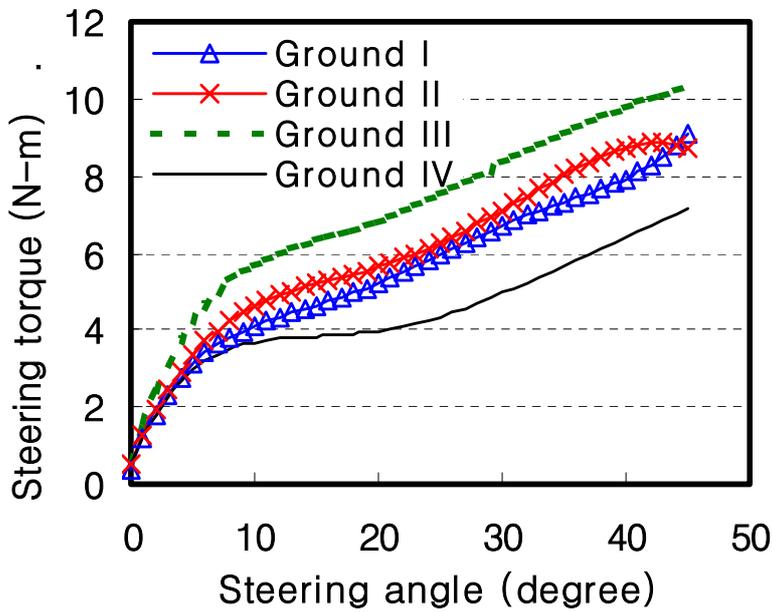
찰력 성분 에 의한 조향력이 나타나기 때문이다. 이러한 이유로 1,470 N의 축하중에서는 조향력의 크기가 Ground-I, Ground-II, Ground-III의 순으로서 토양이 연약할수록 조향력이 크게 나타난 것으로 판단된다.

한편 축하중이 2,940 N인 경우에는 Ground-I 뿐만 아니라 Ground-II와 Ground-III에서도 침하가 크게 발생하기 때문에 타이어의 조향시 나타나는 조향력은 마찰력뿐만 아니라 전단력 성분이 복합적으로 나타나게 된다. 그러나 전술한 바와 같이 전단력 성분 에 의한 회전 모멘트는 토양이 단단할수록 크게 나타나기 때문에 타이어 조향시 나타나는 조향력의 크기는 Ground-III, Ground-II, Ground-I의 순으로서 토양이 단단할수록 크게 나타난 것으로 판단된다.

위의 결과로부터 off-road 노면에서 조향할 경우, 차량이 가벼울 경우에는 연약한 토양에서 조향력이 크게 나타나나, 차량의 무게가 일정 수준 이상일 경우에는 단단한 토양에서 더 큰 조향력이 요구될 것으로 판단된다.



(a) Axle load of 1470 N



(b) Axle load of 2940 N

Fig. 3-21 Relationship between steering torque and steering angle(rotation angle of king\_pin axle) with different ground condition.

## 제 4 장 토양 특성을 고려한 조향력 예측 모델 개발

### 제 1 절 조향력 예측 모델 개발의 필요성

차량의 진행방향의 변화 즉, 조향(steering)은 운전자의 핸들조작에 의한 타이어 조향각(steering angle)의 변화를 통해 이루어지며 차량의 조향에 필요한 운전자의 핸들 조작력 즉, 핸들토크(handle torque)는 핸들과 타이어 사이에 구성된 조향기구부들을 통해 타이어의 조향축에 전달되어 타이어의 조향각을 변화시켜 차량을 조향하게 된다. 결국 차량의 조향을 위해 요구되는 핸들토크는 타이어의 조향각을 변화시키기 위한 타이어의 회전토크에 영향을 받기 때문에 차량의 조향에 필요한 운전자의 핸들 토크는 타이어에 작용하는 축하중 분포와 타이어-노면 접지면에서의 마찰 특성에 따른 타이어의 회전 모멘트의 크기에 의해 결정된다. 그러나 차량의 방향을 변화시키는데 요구되는 타이어의 회전모멘트는 매우 크고, 차량이 무거울수록 더욱 크게 나타나기 때문에 운전자가 차량의 조향을 위해 요구되는 핸들의 조작력은 매우 크다. 따라서 현재의 조향시스템은 운전자가 적은 핸들 조작력에 의해서도 차량의 조향을 원활하게 수행할 수 있는 조향시스템이 개발되어 사용되고 있다.

가장 일반적으로 사용되고 있는 조향시스템은 유압방식의 조향시스템(hydraulic power steering)이다. 이것은 핸들에서부터 타이어의 조향축 사이에 구성된 조향기구부에 유압방식의 보조 동력장치가 결합된 방식으로서 과거부터 현재까지 대부분의 모든 차량에 적용되어 사용되고 있다. 그러나 최근에는 미국, 일본 등에서 유압식에 비해 크기 및 중량이 적고, 또한 부품 수가 적어 조립공정이 단순하여 생산성 향상 및 원가 절감의 장점이 있는 모터 전동식 동력 조향 장치(Motor Driven Power Steering System; MDPS system)가 일부 연구되어 사용되고 있다. MDPS 장치는 운전자가 핸들을 조향했을 때 조향력 입력에 따른 전압 신호를 발생시켜 제어장치에 의해 모터의 전류를 제어함으로써 조향에 필요한 적절한 보조 동력을 발생시키는 장치로서 현재 MDPS 장치에 대한 많은 연구가 수행되어 일부 소형 승용차에 적용되어 이용되고 있으며 점차 중형차량에까지 확대되고 있는 등 향후 MDPS 장치에 대한 연구가 더욱 증가할 것으로 판단된다.

MDPS는 국내에서는 전동 지게차에 일부 적용되고 있는 실정이고 자동차의 경우는 초기 적용단계에 있다. 자동차의 경우는 소형을 위주로 연구개발 및 일부 양산 적용되고 있으며 점점 중·대형 쪽으로 확대 적용되어 갈 것으로 예상된다. 한편, 농업용 트랙터의 경우, 소형

트랙터의 경우에는 볼 스크류 방식의 기계식 조향시스템을 사용하고 있고, 중·대형 트랙터의 경우에는 유압식 조향시스템을 사용하고 있다. 그러나 선진국에서는 일본을 중심으로 MDPS 시스템의 적용 가능성이 검토되어 이미 연구개발을 착수한 상태이나 현재까지는 국내·외적으로 전동식 동력 조향장치가 장착된 트랙터는 출시된 적이 없으며 일본을 중심으로 상용화를 위한 연구단계에 있는 실정이다. 하지만 원가 및 생산성 측면을 고려하면 향후 급속도로 적용할 것으로 판단되므로 국내·외적으로 무한한 시장을 갖고 있다고 판단된다. 따라서 선진 외국의 기술 개발 추세에 부응하고, 향후 농용트랙터의 국제 경쟁력을 높이기 위해서는 농용 트랙터에 전동식 동력 조향 시스템의 적용이 시급한 실정이다.

전동식 동력 조향 시스템을 농용트랙터에 적용하기 위해서는 조향시 나타나는 전체 조향력 중 운전자의 핸들 조작력과 모터를 이용한 보조 동력간의 적정 비율을 유지해야 한다. 이를 위해서는 먼저 핸들에서부터 타이어 조향축까지 연결되는 조향 링크부의 설계 기준에 따른 핸들 조향부의 조향력이 결정된 후에 적정 용량의 모터가 선정되어야 하는데 이것은 타이어의 조향시 타이어에서 발생하는 조향력(최대조향력)의 크기가 먼저 구명되어진 후에야 가능하게 된다.

타이어의 조향시 발생하는 최대조향력 관계를 구명할 수 있을 경우 농용트랙터의 조향 기구부의 적정 설계기준을 확보할 수 있고, 또한 적정 용량의 모터 선정 기준의 확보를 통해 다양한 트랙터에 대해 전동식 동력 조향 시스템의 적용이 가능하다. 따라서 트랙터에 전동식 조향시스템을 적용하기 위해서는 조향시 타이어에서 발생하는 조향력의 크기를 구명할 수 있는 연구가 필수적이다.

차량의 조향시 타이어에서 발생하는 조향력의 크기를 구명하기 위한 연구는 선진 외국에서 많이 수행되고 있으나 수학적 해석이 어렵기 때문에 현재까지는 주로 실험식에 의해 예측되고 있으며 또한 대부분 on-road 조건에서 운용되는 자동차에 한정되어 있다. 자동차의 경우에는 on-road의 한정된 조건에서 운용되기 때문에 현재까지 개발된 시스템으로도 적용이 가능하지만 트랙터가 운용되는 off-road는 다양한 토양 조건을 갖고 있기 때문에 적용이 불가능하다.

off-road에서는 동일한 타이어 축하중에 대해서도 on-road 노면과는 달리 토양조건에 따라 토양의 강도가 다르기 때문에 타이어-토양간의 접지면적 및 접지압 분포가 다르게 나타나고, 타이어의 축하중에 따라서도 타이어의 토양 속 침하 및 파괴현상이 다르게 발생한다. 이러한 이유로 off-road에서는 동일한 차량 및 타이어 제원에 대해서도 토양조건에 따라 전혀 다른 타이어의 회전모멘트 즉, 조향력도 다르게 나타나기 때문에 on-road에서 적용될 수

있는 방법이 off-road에서는 거의 적용될 수 없다. 그러므로 다양한 토양조건이 나타나는 off-road에서 실험적인 방법에 의해 타이어의 조향력을 예측하는 실험식을 구하기 위해서는 모든 토양조건에서 무한히 많은 실험을 수행해야 하기 때문에 off-road에서 실험적 방법에 의한 조향력 예측식의 개발은 현실적으로 거의 불가능하므로 off-road의 다양한 토양조건에서 타이어의 조향력을 예측할 수 있는 수학적 모델의 개발이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 농용트랙터의 조향 기구부의 적정 설계기준 및 적정 용량의 모터 선정 기준의 확보를 통해 다양한 토양에서 운용되는 농용 트랙터에 전동식 동력 조향 시스템의 적용하기 위한 기초 연구로서 off-road에서 토양-타이어간의 역학적 상호작용의 분석을 통해 트랙터의 조향기구부의 특성과 토양특성을 고려한 조향력 예측 모델을 개발하였다.

## 제 2 절 국내 주요 토양의 물리적 특성 측정 및 분석

트랙터는 다양한 토양조건에서 운용되기 때문에 트랙터가 운용되는 토양조건은 트랙터의 성능뿐만 아니라 조향특성에도 크게 영향을 미친다. 따라서 트랙터의 조향력 예측 모델은 트랙터의 제원뿐만 아니라 트랙터가 운용되고 있는 다양한 토양 조건을 고려하여 개발되어야 한다.

본 절에서는 우리나라의 주요 논 및 밭 토양인 여주, 평택, 충주, 당진, 수원 지역 등에서 토양의 물리적 특성을 측정하였다. 토양의 물리적 특성은 트랙터의 조향력에 크게 영향을 미칠 것으로 판단되는 토양의 점착력, 내부마찰각, 부착력, 토양-금속 마찰각과 토양의 압력-침하 변수 등을 측정하였으며, 그 외에 토성과 토양의 수분함량 등을 측정하였다.

표 4-1은 국내의 주요 논 및 밭토양에서 측정된 토양의 물리적 특성으로서, 전체 21개 측정지역의 토성은 양토(L)가 9곳, 사질양토(SL)가 7곳, 미사질양토(SiL)가 3곳, 미사질식양토(SiCL)가 1곳으로서 조사지역의 대부분의 토양은 양토 계통이었다. 또한 수분함량은 주로 14~38% 범위로 나타났다.

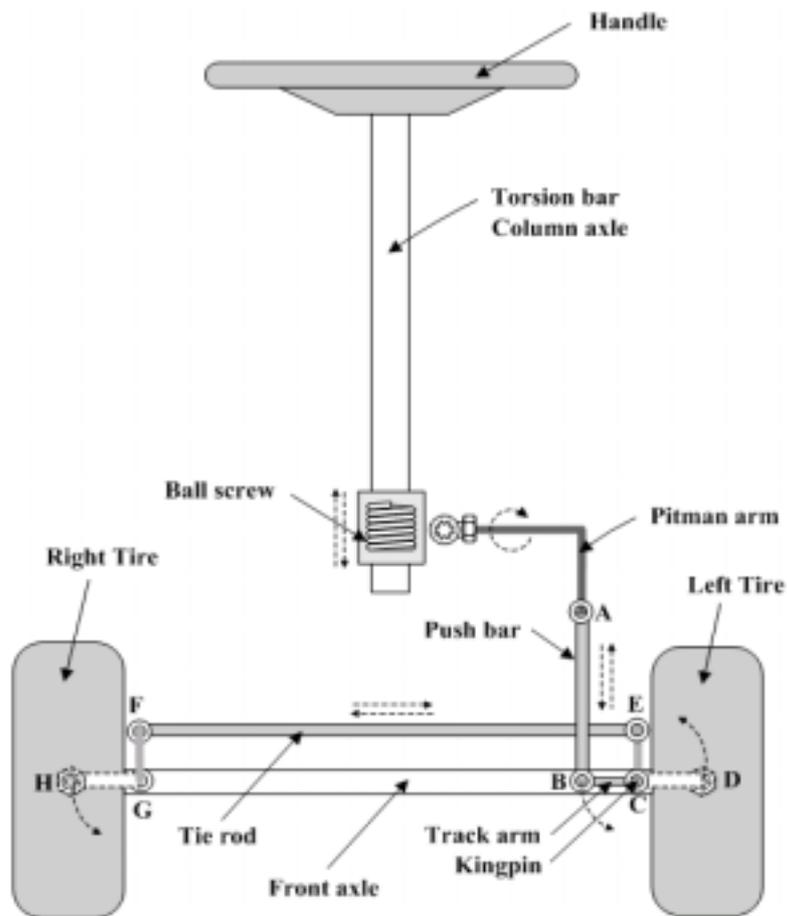
한편, 조향력에 직접적으로 영향을 미치는 인자로 보고되고 있는 토양의 점착력과 내부마찰각은 각각 1.8~9.4 kPa 범위와 29~42° 범위로서 넓은 범위에 걸쳐 다양하게 나타났고, 또한 토양의 압력-침하 특성변수도 지역별로 넓은 분포를 나타내었다. 이러한 결과로부터 트랙터의 조향력은 지역별, 토양별로 다르게 나타날 것으로 판단되므로 조향력 예측 모델은 토양특성을 고려하여 개발해야 하는 것으로 나타났다.

Table 4-1 Physical properties of main farm fields in Korea

지역	수분 함수율 (d.b. %)	건조 밀도 (kg/m <sup>3</sup> )	점착력 (kPa)	내부 마찰각 (deg.)	부착력 (kPa)	토양-금속 마찰각 (deg.)	압력-침하 변수			토성
							k <sub>c</sub> (kN/m <sup>n+1</sup> )	k <sub>s</sub> (kN/m <sup>n+2</sup> )	n ( - )	
여주(논-1)	24.77	1225	7.869	28.679	0.368	16.909	-	-	-	SL
여주(논-2)	21.04	1279	8.078	27.789	0.984	17.537	-	-	-	SL
여주(논-3)	34.90	1168	8.222	27.610	1.848	14.144	-	-	-	L
여주(논-4)	36.47	1097	8.284	27.112	1.160	15.536	-	-	-	SiCL
여주(논-5)	32.67	1152	7.481	30.626	1.202	15.908	-	-	-	L
여주(논-6)	37.97	1193	7.481	30.626	1.202	15.908	-	-	-	SL
평택(논-1)	32.17	1292	7.372	38.660	1.060	15.855	-	-	-	SL
평택(논-2)	36.03	1180	7.541	38.379	1.155	15.483	-	-	-	L
평택(논-3)	37.65	1155	8.940	39.249	1.208	13.712	135.21	2953.1	1.012	SiL
평택(논-4)	37.19	1199	7.361	42.987	1.181	15.216	105.13	3823.2	1.185	SiL
아산(논)	27.49	1195	1.829	38.061	1.100	14.949	-	-	-	SiL
당진(밭-1)	18.27		6.822	41.72	3.303	15.216	-	-	-	L
당진(밭-2)	15.64		6.000	36.066	2.158	17.511	-	-	-	L
홍성(논-1)	17.84	1320	5.429	26.285	1.372	12.915	-	-	-	SL
홍성(논-2)	38.84	1227	9.437	28.586	1.245	12.456	-	-	-	SiL
홍성(밭-1)	14.26	1305	3.498	28.066	1.401	14.289	-	-	-	SL
수원(밭)	15.59		3.696	36.782	3.229	18.315	78.31	2355.1	1.269	L
수원(밭)	23.58		3.892	31.245	2.452	16.276	89.13	2855.2	1.169	L
충주(밭-1)	23.18	1217	5.784	36.187	3.229	15.245	166.0	4486	0.892	L
충주(밭-2)	25.12	1168	3.696	31.782	1.673	17.213	98.32	2355.1	1.154	SL
충주(밭-3)	15.59	1214	5.892	33.545	2.012	16.623	-	-	-	L

### 제 3 절 조향력 예측 모델 개발

그림 4-1은 트랙터의 조향장치의 개략도로서 운전자에 의한 트랙터의 조향 원리는 다음과 같다. 운전자가 트랙터를 조향하기 위해 핸들에 가한 회전토크 즉, 조타력(steering torque)은 토션바(torsion bar)로 전달되고, 토션바의 토크는 볼스크류 타입의 기어박스를 통해 감속되어 피트만암(pitman arm)에 회전토크를 전달한다. 피트만암의 회전토크는 푸시바(push bar)를 통해 직선운동으로 변환되어 푸시바에 압축력(좌조향) 또는 인장력(우조향)을 전달한다. 푸시바의 압축력(인장력)은 트랙암(track arm)에 킹핀축(kingpin axis)을 중심으로 회전토크를 발생시켜 타이어를 조향시키게 된다.



Fig, 4-1 Schematic diagram of steering system.

따라서 운전자의 핸들 조작력은 결국 핸들부터 타이어까지의 전체 조향 기구부를 통해 전달되므로 핸들조작에 필요한 힘 즉, 조타력(steering torque)은 킹핀축을 중심으로 한 타이어의 조향에 요구되는 힘에 의해 결정된다. 따라서 타이어의 조향에 요구되는 힘을 예측할 수 있을 경우 타이어의 조향력과 전체 조향시스템의 기구부의 해석을 통해 핸들 조작에 요구되는 힘 즉, 조타력을 예측할 수 있다.

그러나 타이어의 조향에 요구되는 힘은 주로 타이어와 노면간의 마찰력 및 접지면적에 크게 영향을 받는다. 타이어와 노면간의 마찰력은 도로조건(on-road)과 비도로조건(off-road)에서 각각 다르게 나타나며, 특히 비도로 조건에서의 조향력은 타이어-토양간의 역학적 상호관계에 영향을 받는다. 따라서 비도로에서 주로 운용되는 트랙터의 조향력 예측 모델을 개발하기 위해서는 먼저 다양한 토양 조건에 대해 타이어-토양간의 역학적 관계의 구명을 통해 단일 타이어 조향기구부에 대한 조향력 모델이 개발되어야 하고, 단일 타이어의 조향력 모델로부터 트랙터의 전체 조향 기구부의 특성을 고려한 조향력 예측 모델이 개발되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 트랙터의 조향력 예측 모델을 개발하기에 앞서 먼저 단일 타이어 조향기구부에 대한 조향력 예측 모델을 개발하였다.

해석에 고려된 단일 타이어 조향 시스템 변수로는 타이어의 축하중, 타이어의 직경과 폭, 피트만암의 길이, 킹핀축과 타이어 중심축간의 거리, 트랙암의 길이 등이고, 토양변수로는 토양의 전단응력 및 압력-침하 특성 등이다.

그림 4-2는 차량의 조향시 킹핀축을 중심으로 회전하는 타이어에 작용하는 힘들의 성분을 단순화하여 나타낸 개략도로서, 운전자의 핸들 조향력은 피트만 암을 통해 회전력으로 변환되고, 피트만 암의 회전력은 푸시바의 직선운동으로 변환되어 푸시바에 압축력(또는 인장력)  $F_p$ 를 전달한다. 푸시바에 작용하는 힘  $F_p$ 는 트랙암  $L_T$ 를 킹핀축  $C_K$ 를 중심으로 회전운동 시키며 동시에 타이어는  $L_W$ 를 반경으로 회전운동하게 된다.

따라서 푸시바의 힘  $F_p$ 에 의해 작용하는  $C_K$ 점에 대한 회전력 즉,  $C_K$ 점에 대한 회전 모멘트  $M_p$ 는  $C_K$ 점에 대한 타이어의 회전모멘트  $M_w$ 와 평형을 이룬다.

$$M_p = M_w \text{ ----- ( 4-1 )}$$

한편, 식 (4-1)에서  $C_K$ 점에 대한 푸시바의 힘  $F_p$ 에 의한 회전 모멘트  $M_p$ 는 식 (4-2)와 같이 나타낼 수 있으므로

$$M_P = F_P L_T \cos \alpha_T \quad \text{-----} \quad (4-2)$$

여기서,  $F_P$  : 푸시바에 작용하는 힘

$L_T$  : 트랙암의 길이

$\alpha_T$  : 킹핀축에 대한 트랙암의 회전각

식 (4-1)과 (4-2)로부터 푸시바에 작용하는 힘  $F_P$ 는 식 (4-3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_P = \frac{F_P}{L_T \cos \alpha_T} M_W \quad \text{-----} \quad (4-3)$$

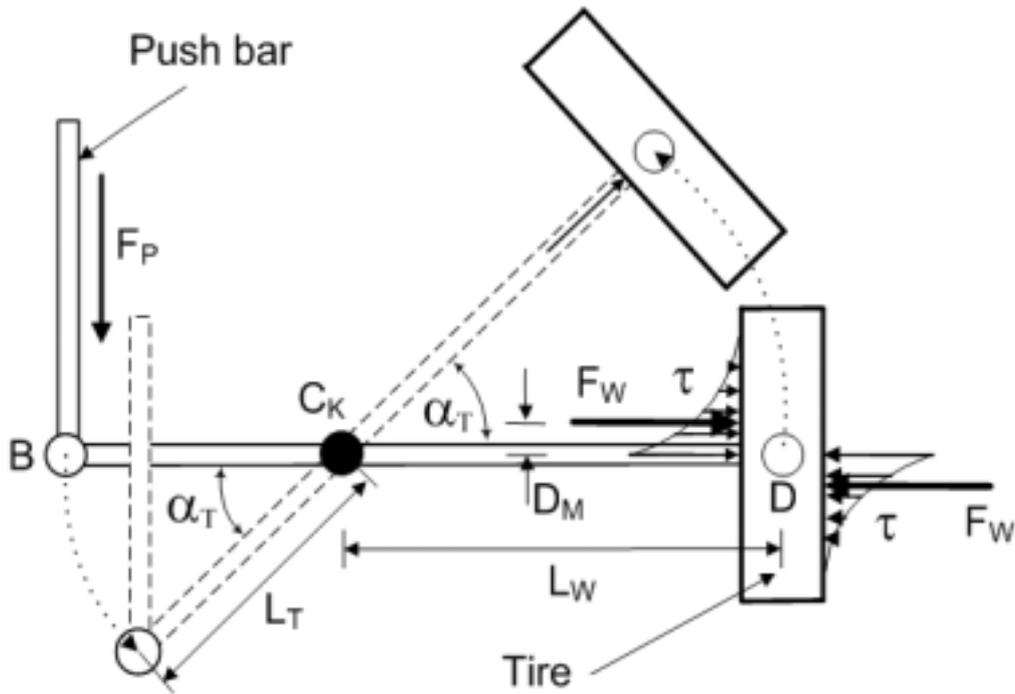


Fig. 4-2 Rotating motion of tire about kingpin axle.

식 (4-3)에 의해 계산된 푸시바의 힘  $F_P$ 는 피트만암의 회전력으로 변환되고, 피트만암의 회전력은 핸들 축을 통해 전달되므로 푸시바의 힘  $F_P$ 를 결정할 수 있을 경우, 조향기구부의 기구학적 해석을 통해 타이어의 조향시 요구되는 핸들 조작력 즉, 조타력을 예측할 수 있다.

따라서 운전자가 타이어의 조향을 위해 요구되는 조타력을 예측하기 위해서는 타이어의 조향시 발생하는  $C_K$ 점에 대한 타이어의 회전모멘트  $M_W$ 를 결정할 수 있을 때 가능하게 된다.

타이어의 회전모멘트  $M_W$ 는 그림 4-2에 나타난 바와 같이 타이어 중심축에 대한 타이어 자체의 회전운동에 의해 나타나는 타이어-토양간의 전 접지면에서 발생하는 전단응력(shear stress)  $\tau$ 와 타이어 중심축과 전단응력  $\tau$ 간의 모멘트 팔길이  $D_M$ 의 곱에 의해 나타난다.

타이어-토양 접지면에서의 전단응력  $\tau$ 는 타이어-토양 접지면에서의 수직응력  $p$ 와 토양의 마찰계수의 곱에 의해 나타난다. 그러나 off-road에서는 토양조건에 따라 타이어의 침하량이 다르게 나타나기 때문에 토양조건에 따라 타이어-토양 접지면의 길이가 다르고, 타이어-토양간의 전 접지면에서 발생하는 접지압 분포 즉, 수직응력 분포도 다르게 나타난다. 또한 타이어와 토양간의 마찰계수 역시 토양상태에 따라 다르게 나타난다. 따라서 타이어의 조향시 킹핀축에 대한 타이어의 회전모멘트  $M_W$ 를 결정하기 위해서는 먼저 토양-타이어 접지면의 형태와 토양-타이어 접지면에서 발생하는 수직응력 및 전단응력 분포를 결정해야 한다.

그림 4-3은 차량이 off-road 특히, 연약지(soft terrain)를 주행할 때 토양-타이어간의 기구학적 형태와 타이어에 작용하는 힘들의 구성을 단순화하여 나타낸 그림으로서 차량이 연약지면을 주행할 때 차량의 하중으로부터 타이어에 전달되는 수직하중  $W$ 에 의해 타이어는 임의의 침하량  $Z_0$ 가 발생한다. 이 때 타이어의 침하량  $Z_0$ 에 의해 결정되는 타이어-토양간의 전 접지면적을 따라 수직응력  $p$ 가 작용한다.

한편 해석을 단순화하기 위해 토양을 탄성체로 가정하면, 임의의 침하량  $Z_0$ 에 의한 타이어의 진입각(entry angle)  $\alpha$ 와 탈출각  $\beta$ (exit angle)는 다음과 같이 식 (4-4)에 의해 결정할 수 있다.

$$\alpha = \beta = \cos^{-1}\left(\frac{r - Z_0}{r}\right) \quad \text{-----} \quad (4-4)$$

여기서,  $\alpha$  : 타이어의 진입각(entry angle of tire)

$\beta$  : 타이어의 탈출각(exit angle of tire)

$r$  : 타이어의 반경(radius of tire)

$Z_0$  : 타이어의 침하(sinkage of tire)

그림 4-3에서 타이어-토양 접지면의 임의 위치(임의 침하 깊이)에서의 수직응력  $p(\theta)$ 는 평판의 압력-침하 관계로부터 Bernstein(1913)이 제안한 식 (4-5)에 의해 결정할 수 있다.

$$p = k z^n \text{ ----- ( 4-5 )}$$

여기서,  $p$  : 토양-타이어 접지면의 임의 위치에서의 수직응력  
 $z$  : 토양-타이어 접지면의 임의 위치에서의 타이어 침하량  
 $k$  : 토양의 압력-침하 계수  
 $n$  : 토양의 압력-침하 변수

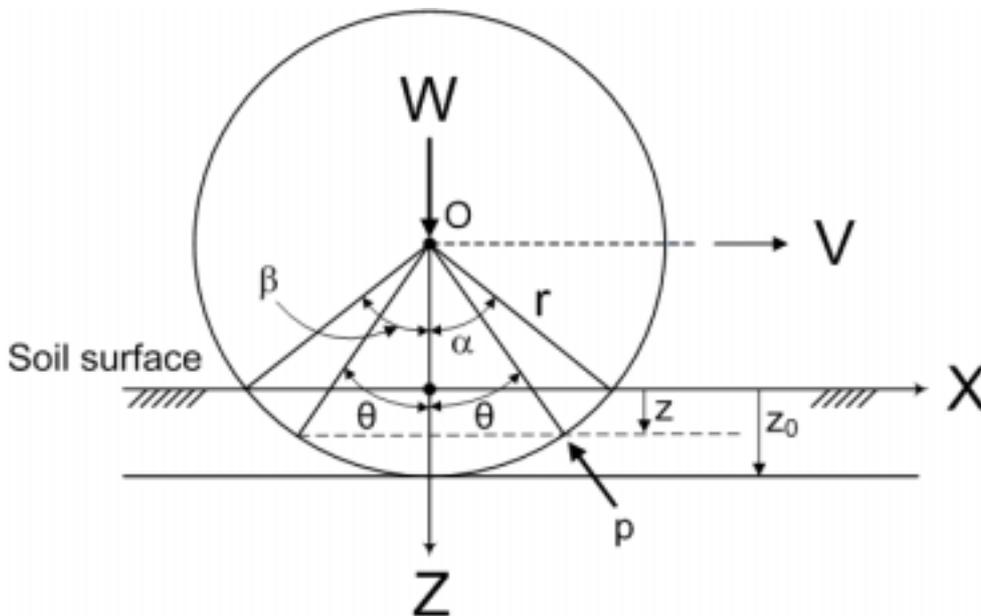


Fig. 4-3 Tire-soil interaction on soft terrain.

그림 4-3에서 토양과 접하는 타이어의 침하형태를 완전히 정의할 수 있을 때 식 (4-5)에 의해 타이어의 전 접지면을 따라 임의 위치에서 작용하는 수직응력분포를 결정할 수 있고, 그 때 타이어에 작용하는 수직방향의 힘의 평형은 다음과 같이 식 (4-6)에 의해 나타낼 수 있다.

$$W = b \int_0^{\alpha} p(\theta) \cos \theta \cdot r d\theta + b \int_0^{\beta} p(\theta) \cos \theta \cdot r d\theta \quad \text{-----} \quad (4-6)$$

여기서,  $W$  : 타이어의 축하중(axle load of tire)

$b$  : 타이어의 폭(width of tire)

$r$  : 타이어의 반경(radius of tire)

$\alpha$  : 타이어의 진입각(entry angle of tire)

$\beta$  : 타이어의 탈출각(exit angle of tire)

$p(\theta)$  : 노면-타이어 접지면의 임의의 위치에서 작용하는 수직응력

한편, 토양과 접하는 타이어의 임의 위치에서의 침하  $z$ 는 식 (4-7)로부터 결정된다.

$$z = r \cos \theta - r \cos \alpha = r(\cos \theta - \cos \alpha) \quad \text{-----} \quad (4-7)$$

여기서,  $\theta$  : 노면-타이어 접지면상의 임의 지점의 수평면에 대한 회전각, (rad)

타이어의 접지형태를 결정하기 위해, 그림 4-3에 나타낸 타이어의 침하량  $Z_0$ 를 임의로 가정한 후, 식 (4-6)에 의해 토양-타이어 접지면에서 작용하는 수직응력에 의해 계산된 타이어의 하중과 타이어의 실제 축하중을 비교하여 수직방향의 평형조건이 만족될 때까지 타이어의 침하량을 증감시키며 반복법(trial and error method)에 의해 계산을 수행한다. 수직방향의 평형조건이 만족되었을 때 타이어의 침하  $Z_0$ 와 진입각  $\alpha$  및 탈출각  $\beta$ 를 결정할 수 있고, 또한 토양과 접하는 타이어의 전체 접지구간 및 수직응력분포를 결정할 수 있다.

식 (4-3)에서 식 (4-7)의 과정을 이용하여 토양-타이어 전 접지면에서의 수직응력분포를

결정할 수 있을 때, 토양-타이어 접지면상의 임의 위치  $\theta$ 에서의 전단응력  $\tau(\theta)$ 는 Mohr-Coulomb의 파괴법칙에 의해 다음과 같이 식 (4-8)에 의해 결정할 수 있다.

$$\tau(\theta) = c + p(\theta) \tan \phi \quad \text{-----} \quad (4-8)$$

여기서,  $\tau(\theta)$  : 토양-타이어 접지면의 임의의 위치에서 작용하는 전단응력, [kPa]

$c$  : 토양의 점착력, [kPa]

$p(\theta)$  : 노면-타이어 접지면의 임의의 위치에서 작용하는 수직응력, [kPa]

$\phi$  : 토양의 내부마찰각, [degree]

식 (4-8)로부터 토양-타이어 접지면에서의 전단응력을 계산할 수 있을 때, 타이어 조향시 킹핀축에 대한 타이어의 회전모멘트  $M_w$ 는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$M_w = b \int_0^\alpha \tau(\theta) r \sin \theta d\theta + b \int_0^\beta \tau(\theta) r \sin \theta d\theta \quad \text{-----} \quad (4-8)$$

식 (4-8)과 식 (4-2)로부터 식 (4-1)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_P L_T \cos \alpha_T = b \int_0^\alpha \tau(\theta) r \sin \theta d\theta + b \int_0^\beta \tau(\theta) r \sin \theta d\theta \quad \text{-----} \quad (4-9)$$

여기서,  $L_T$  : 트랙암의 길이

$\alpha_T$  : 킹핀축에 대한 트랙암의 회전각

따라서 식 (4-9)로부터 토양조건에 따라 킹핀축을 중심으로 타이어를 회전시키는데 요구되는 푸시바의 힘  $F_P$ 는 식 (4-10)에 의해 결정할 수 있다.

$$F_P = \frac{1}{L_T \cos \alpha_T} \left( b \int_0^\alpha \tau(\theta) r \sin \theta d\theta + b \int_0^\beta \tau(\theta) r \sin \theta d\theta \right) \quad \text{-----} \quad (4-10)$$

그림 4-4는 핸들 조향시 피트만 암의 회전각  $\alpha_P$ 와 푸시바에 작용하는 힘  $F_P$ 와의 관계를 나타낸 그림으로서 핸들 조향시 발생하는 핸들 토크는 감속기어를 통해 토크가 증대되어 피트만 암에 토크를 발생시키고, 피트만암의 토크는 푸시바와 연결된 반경  $L_P$ 인 피트만 암의 끝단을 통해 푸시바의 압축력(인장력)  $F_P$ 를 발생시킨다.

즉, 푸시바에 작용하는 힘  $F_P$ 는 피트만암의 토크  $M_{PA}$ 에 의해 발생하는 피트만암의 회전 운동을 통해 피트만 암 끝단의 운동 경로에 접선방향으로 작용하는 힘  $F_{PA}$ 의 수평방향(푸시바의 운동 방향) 성분에 의해 나타난다.

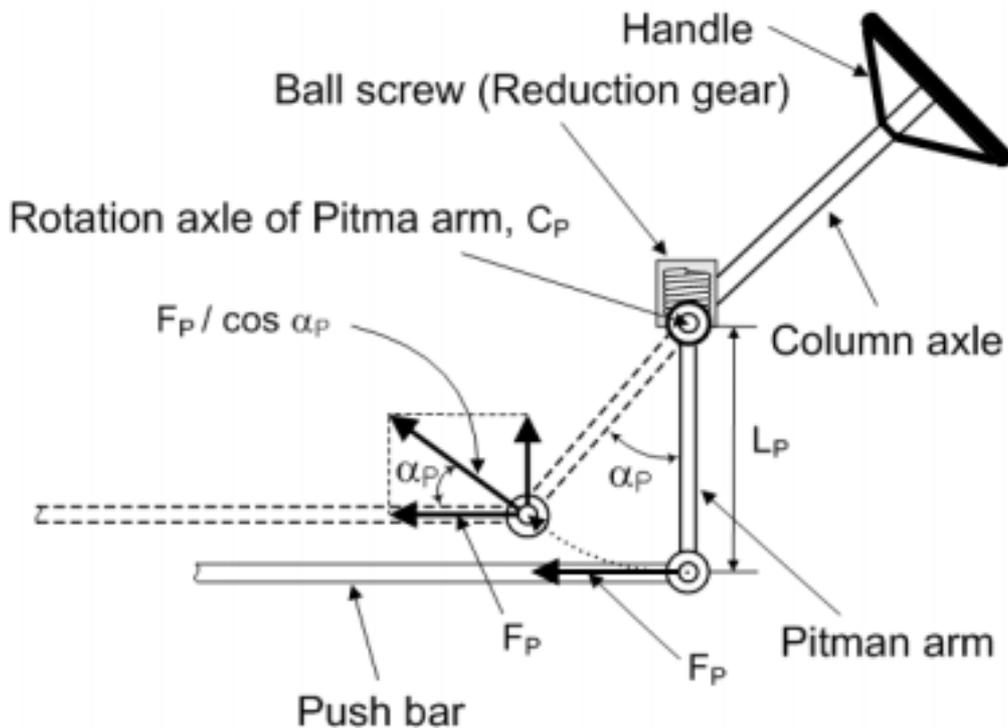


Fig. 4-4 Relationship between push bar force and rotating angle of pitman arm.

따라서 피트만암의 길이  $L_P$ , 피트만암의 회전각  $\alpha_P$  및 푸시바의 힘  $F_P$ 를 고려한 피트만암의 토크  $M_{PA}$ 는 다음과 같이 식 (4-11)에 의해 나타낼 수 있다.

$$M_{PA} = \frac{F_P}{\cos \alpha_P} L_P \quad \text{-----} \quad (4-11)$$

여기서,  $M_{PA}$  : 피트만축에 작용하는 토크

$F_P$  : 푸시바에 작용하는 힘

$L_P$  : 피트만암의 길이

$\alpha_P$  : 피트만암의 회전각

한편, 식 (4-11)과 감속기어의 기어비  $G_R$ 을 고려하면, 차량의 조향시 핸들 축에 걸리는 토크 즉, 조타력  $T_S$ 는 다음과 같이 식 (3-12)에 의해 결정할 수 있다.

$$T_S = M_{PA} G_R \quad \text{-----} \quad (4-12)$$

여기서,  $T_S$  : 차량의 조향시 핸들 축에 작용하는 조타력

$G_R$  : 감속기어의 감속비

$M_{PA}$  : 피트만축에 작용하는 토크

$$M_{PA} = \frac{F_P}{\cos \alpha_P} L_P$$

$F_P$  : 푸시바에 작용하는 힘

$$F_P = \frac{F_P}{L_T \cos \alpha_T} M_W$$

$M_W$  : 타이어 조향시 킹핀축에 대한 타이어의 회전모멘트

$$M_W = b \int_0^\alpha \tau(\theta) r \sin \theta d\theta + b \int_0^\beta \tau(\theta) r \sin \theta d\theta$$

식 (4-1)~(4-12)를 정리하면 토양특성, 타이어의 치수 및 조향기구부의 설계 변수를 고려한 핸들 조타력(steering torque)  $T_S$ 는 다음과 같이 식 (4-13)에 의해 결정할 수 있다.

$$T_S = G_R \cdot \frac{L_P}{L_T} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_T \cos \alpha_P} \cdot b \int_0^\alpha \tau(\theta) r \sin \theta d\theta + b \int_0^\beta \tau(\theta) r \sin \theta d\theta \quad \text{-- (4-13)}$$

한편, 위 식 (4-13)은 하나의 타이어로 구성된 단일 타이어 조향기구부에 대한 조향력 예측 모델로서 식 (4-13)을 트랙터의 조향력 예측에 적용하기 위해서는 2개의 타이어로 구성된 조향기구부에 대한 모델로 확장해야 한다. 트랙터의 조향 시스템은 핸들로부터 전달된 푸시바의 힘이 트랙암을 킹핀축에 대해 회전시켜 좌측 타이어를 킹핀축을 중심으로 회전시킴과 동시에 트랙암에 연결된 타이로드(tie rod)를 통해 우측 트랙암을 회전시켜 우측 타이어를 우측 킹핀축을 중심으로 회전시키게 된다. 따라서 트랙터의 조향시스템은 단일 타이어 조향장치에 대해 예측된 조향력에 비해 2배의 조향력이 요구된다.

따라서 식 (4-13)을 트랙터의 조향시스템에 확대 적용하면, 그 때 트랙터의 조향력 예측 방정식은 다음과 같이 식 (4-14)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_S = 2 \cdot G_R \cdot \frac{L_P}{L_T} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_T \cos \alpha_P} \cdot b \int_0^\alpha \tau(\theta) r \sin \theta d\theta + b \int_0^\beta \tau(\theta) r \sin \theta d\theta \quad \text{-- (4-14)}$$

## 제 4 절 조향력 예측 시뮬레이션 프로그램 개발

전 절에서 개발한 조향력 예측 모델을 이용하여 트랙터가 운용되는 노면상태의 특성을 나타내는 토양변수들과 트랙터 조향시스템의 제원을 입력변수로 하여 조향력을 예측할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램은 토양변수와 조향장치의 기구부 설계변수에 대한 입력 자료로부터 조향 타이어의 침하량, 푸시바에 작용하는 힘, 핸들 토크 등을 조향각의 함수로서 예측할 수 있다.

시뮬레이션 프로그램은 Visual Basic 6.0으로 작성하였으며, 운영방식은 사용자가 편리하도록 토양변수와 조향시스템변수를 입력한 후, 그 결과를 화면상으로 볼 수 있도록 구성하

였다. 그림 4-5는 조향력 예측 시뮬레이션 프로그램의 자료 입력부의 모습을 보여 주고 있고, 그림 4-6과 4-7은 각각 입력 자료로부터 실행된 결과를 보여 주고 있다.

**Steering Torque Model for Tractor**

- Ground parameters**
  - Cohesion (c) : 1.65 kN/m<sup>2</sup>
  - Angle of shearing resistance (phi) : 25.94 degree
  - Pressure-sinkage coefficient (k) : 12439 kN/m<sup>n+2</sup>
  - Pressure-sinkage exponent (n) : 1.7465
- Steering system parameters**
  - Radius of tire (r) : 0.29 m
  - Width of tire (b) : 0.195 m
  - Length of track arm (Lt) : 0.126 m
  - Length of Pitman arm (Lp) : 0.13 m
  - Reduction ratio of gear box (Gr) : 18.3
  - Axle load of tractor (W) : 1.470 kN
- Condition parameters**
  - Initial sinkage (z0) : 0.1 m
  - Number of element (ele) : 1000

Buttons: Run, Report, Clear, Exit

Fig. 4-5 Data input part of steering torque prediction program.

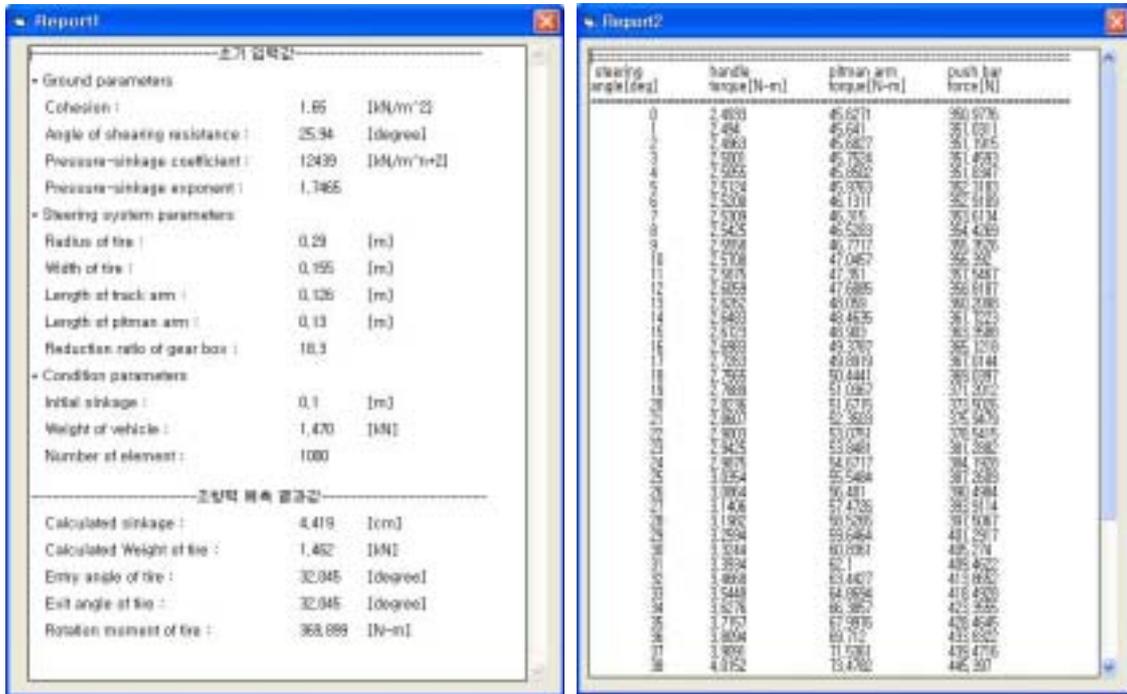


Fig. 4-6 Data input part of steering torque prediction program.

## 제 5 절 조향력 예측 모델의 검증

본 연구에서 개발한 조향력 예측 모델의 유효성을 검증하기 위하여 제 3장에서 수행된 조향력 실험 결과를 모델에 의해 예측된 결과와 비교하였다. 한편, 3장에서 전술한 바와 같이, 4가지 노면조건과 4 수준의 타이어 공기압 및 축하중의 변화에 따라 측정된 조향력 실험의 분석 결과, 조향력은 노면상태와 축하중의 변화에 대해서는 크게 영향을 받는 것으로 나타났다으나 공기압은 조향력에 미치는 효과가 거의 없는 것으로 나타났다. 또한 4가지 노면조건 중 도로 노면은 비도로 노면에 비해 상대적으로 조향력이 작게 나타났을 뿐만 아니라 실제적으로 트랙터의 작업이 이루어지는 조건이 아니다.

따라서 본 절에서는 모델의 검증을 위해 3가지 비도로노면(Ground-I, Ground-II, Ground-III)과 4 수준의 축하중 조건(1470 N, 1960 N, 2450 N, 2940 N)에 대해서만 측정된 조향력과 모델에 의해 예측된 조향력 결과를 비교하였다. 또한 측정된 결과와 예측된 결과

간의 비교는 각각의 조건에서 조향각이 45° 일 때 얻은 최대 조향력값을 이용하여 수행하였다.

그림 4-7은 Ground- I 에서 4 수준의 축하중에 따라 측정된 최대 조향력과 모델에 의해 예측된 최대 조향력값을 비교한 결과로서, 축하중이 각각 1470 N, 1960 N, 2450 N, 2960 N 일 때 측정된 최대 조향력과 예측된 조향력간의 오차는 각각 5.49%, 6.937%, 3.11%, 20.30%로서 모델에 의해 예측된 결과는 측정치와 잘 일치하는 것으로 나타났다.

한편 그림 4-8과 4-9는 각각 Ground- I 에 비해 상대적으로 노면의 강도가 높은 Ground- II와 Ground-III에서 측정치와 예측치를 비교한 결과로서 두 노면조건에 대해 수행된 측정치와 예측치간의 비교 결과는 Ground- I 에 비해 큰 차이를 보이는 것으로 나타났다. 또한 4 수준의 모든 축하중 조건에서 모델에 의해 예측된 결과가 측정된 결과에 비해 상대적으로 높게 예측되었다. 이러한 결과는 본 연구에서 조향력 예측 모델을 개발하는데 있어 타이어를 강차륜(rigid wheel) 즉, 타이어의 공기압을 해석에 고려하지 않았기 때문이다.

즉, Ground- I 의 경우에는 노면이 매우 연약하기 때문에 축하중에 따른 타이어의 침하량이 커서 타이어-노면간의 접지면적이 크게 발생한다. 따라서 Ground- I 에서는 실제 조향력 측정시에도 타이어의 변형이 거의 발생하지 않으므로 타이어를 강차륜으로 가정한 예측 모델이 실제 상황을 거의 유사하게 나타낼 수 있기 때문이다.

그러나 Ground- II와 Ground-III의 경우에는 상대적으로 노면이 단단하기 때문에 실제 조향력 측정시에는 타이어의 침하가 작게 발생하더라도 타이어의 변형이 크게 발생하여 타이어-노면 접지면적도 크게 발생하게 되나, 예측 모델에서는 타이어-노면간의 접지면적의 크기가 타이어의 변형이 없이 타이어의 순수한 침하량에 의해서만 나타나기 때문에 모델에 의해 발생하는 타이어-노면 접지면적의 크기는 실제 측정시에 나타나는 타이어-노면 접지면적에 비해 현저히 작게 나타나게 되어 모델에 의해 예측된 최대 조향력이 측정치에 비해 작게 나타난 것으로 판단된다.

위의 결과로부터 본 연구에서 개발된 조향력 예측 모델은 타이어의 침하가 크게 발생하는 연약한 노면에서는 조향력을 잘 예측할 수 있는 것으로 나타났으나 상대적으로 노면이 단단한 지역에서는 예측치의 신뢰성이 떨어지는 것으로 나타났다. 그러나 실제의 경우에 있어, 트랙터는 일반적으로 노면이 연약한 지역에서 운용되기 때문에 본 연구에서 개발한 조향력 예측 모델은 트랙터의 조향력을 예측하는데 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

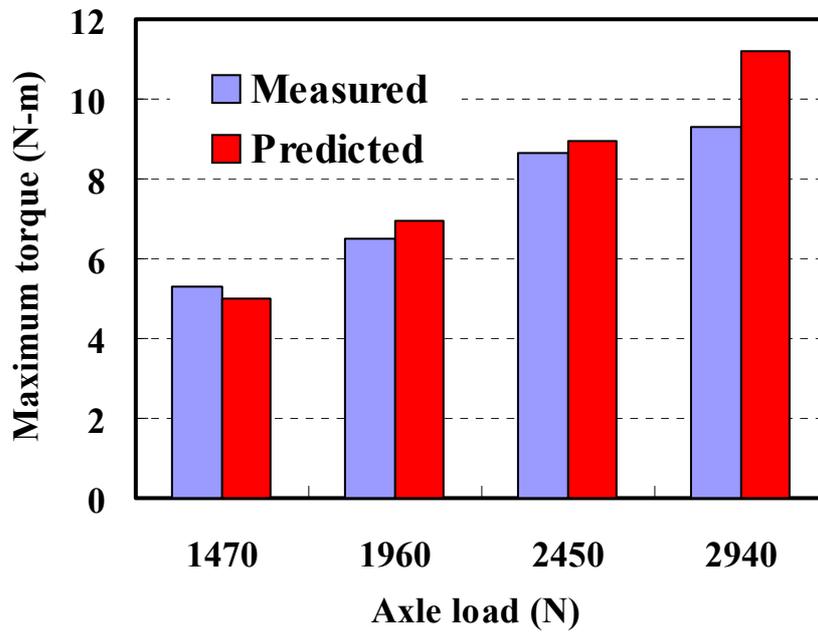


Fig. 4-7 Comparison of measured and predicted maximum steering torques with axle load of tire at ground- I .

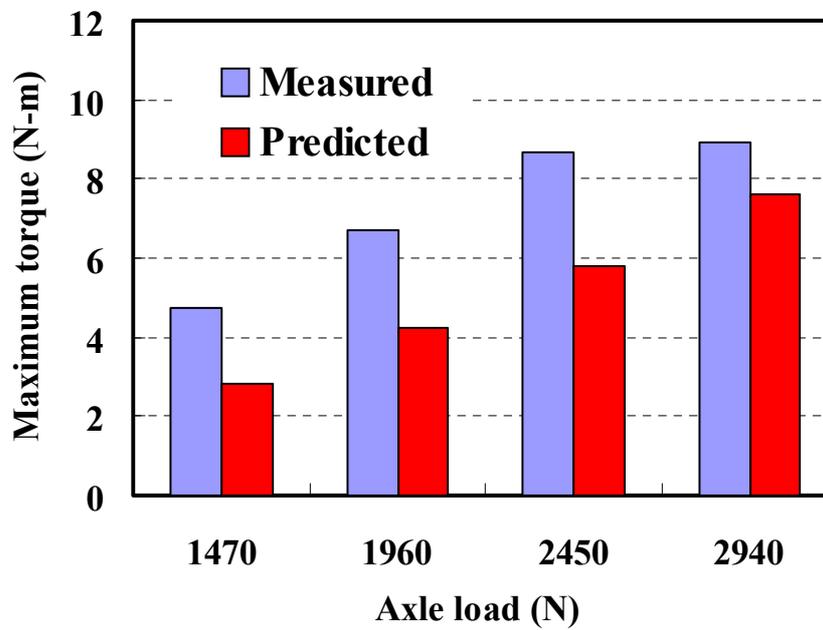


Fig. 4-8 Comparison of measured and predicted maximum steering torques with axle load of tire at ground- II .

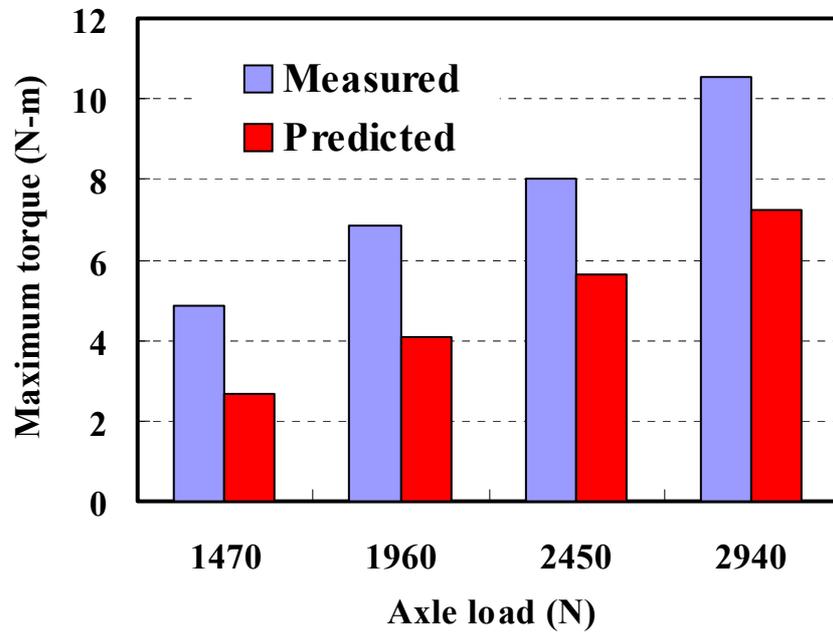


Fig. 4-9 Comparison of measured and predicted maximum steering torques with axle load of tire at ground-III.

## 제 5 장 시작기 시스템 및 요소 설계와 제작

### 제 1 절 개발방향 설정 및 시스템 설계

트랙터용 전동식 조향 제어시스템은 조향 휠을 조작했을 때, 조타 입력에 따른 전압 신호를 발생시키는 토크 센서에서 조작력을 검출하여 제어장치에 의해 모터의 전류를 제어하여 적절한 보조 동력을 발생시키도록 설계하였다. 그림 5-1에서 보는 바와 같다. 그리고 기존의 특허 회피 및 저가형 개발을 고려하여 토크센서는 워엄기어 방식으로 한 포텐쇼미터로 구성하였으며, 트랙터 조향 기구부의 동력 전달 구조에서 기존 트랙터 기구부의 링크에서 피트암 하단 구조는 변경하지 않았다.

본 연구에서는 기존 조향장치의 조립이 가능하게 하기 위하여 유압식 볼 스크류 방식에서의 취부구조는 비슷한 형태로 설계하였다.

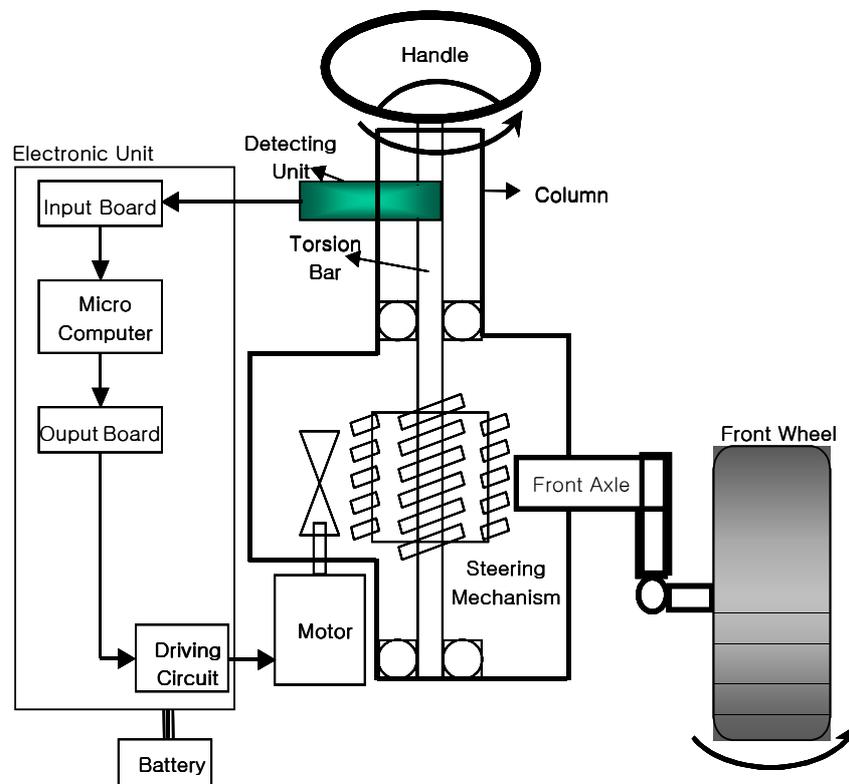


Fig. 5-1 Configuration of electronic power steering control system for tractor.

그림 5-2는 트랙터용 전동 조향시스템의 제어 블록 흐름도를 보여주고 있다. 조향 휠을 포함하는 조작부, 트랙터 배터리, 정전압 전원부, 모터구동회로, 마이콤, 입출력보드, 전류/전압감지회로가 포함된 전자제어부로 이루어진 제어부와, 제어부의 조작부와 연결되고 상기 조작부의 조타 입력에 따른 조작력을 검출하기 위한 포텐쇼미터가 설치된 검출부와, 전자제어부의 모터구동회로와 연결된 모터부 및 모터부와 연결된 기구부가 포함되어 구성된 제어시스템으로 이루어져 있다.

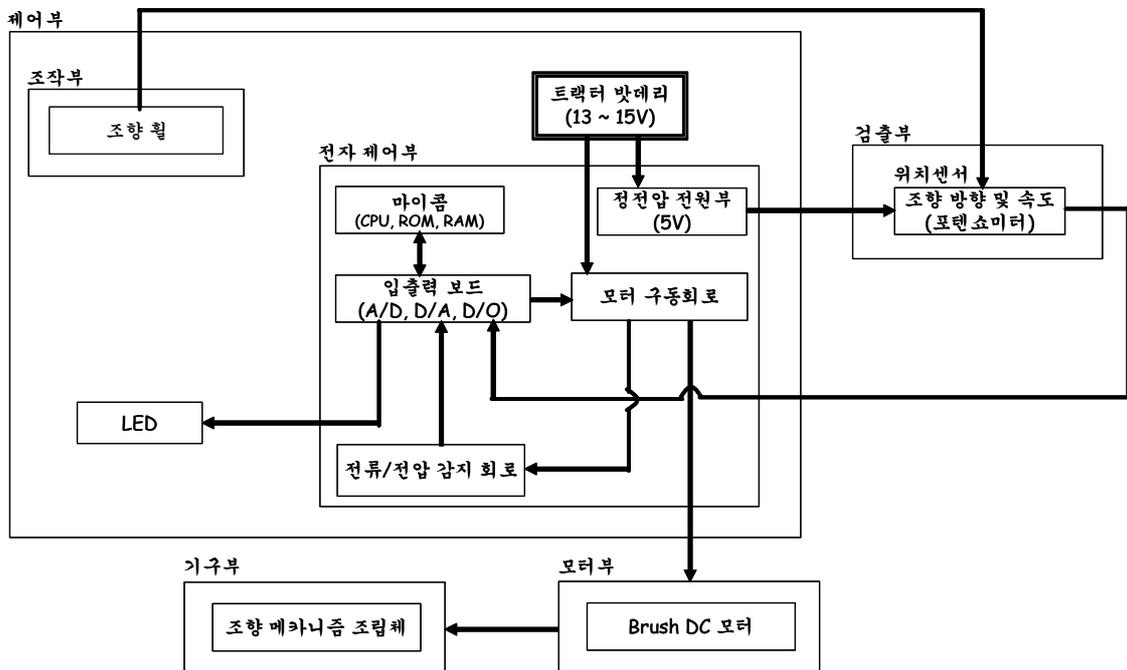


Fig. 5-2 Block diagram of electronic power steering control system for tractor

## 제 2 절 실내 실험장치 구성 및 모터 선정

### 1. 실내 실험장치

조향 장치의 모터의 선정을 위한 성능실험 장치를 제작하고 시스템에 적용여부를 조기에

파악하기 위하여 실내 실험 장치를 구성하였다.

실험장비는 크게 계측장비, 조향 조립체 및 모형장치로 구성되어 있다. 그림 5-3은 실험 장치의 설계 개략도 및 실험 장치의 구성을 보여주고 있다. 실험 장치는 트랙터와 동일한 모형으로 제작하였다. 그림 5-4(a)는 실험 장치의 실물을 보여주고 있다. 실험 장치에서 조향휠의 제어는 조향휠 상단에 모터와 감속기를 장착하여 제어 판넬로 원하는 속도로 조절이 가능한 형태로 구성하였다. 실험에서 원하는 속도별로 작동시켜 그 때의 각 센서들의 반응을 계측하였다. 그림 5-4(b)는 트랙터의 일정한 하중을 가해주는 유압장치의 유압밸브와 탱크를 보여주고 있다.

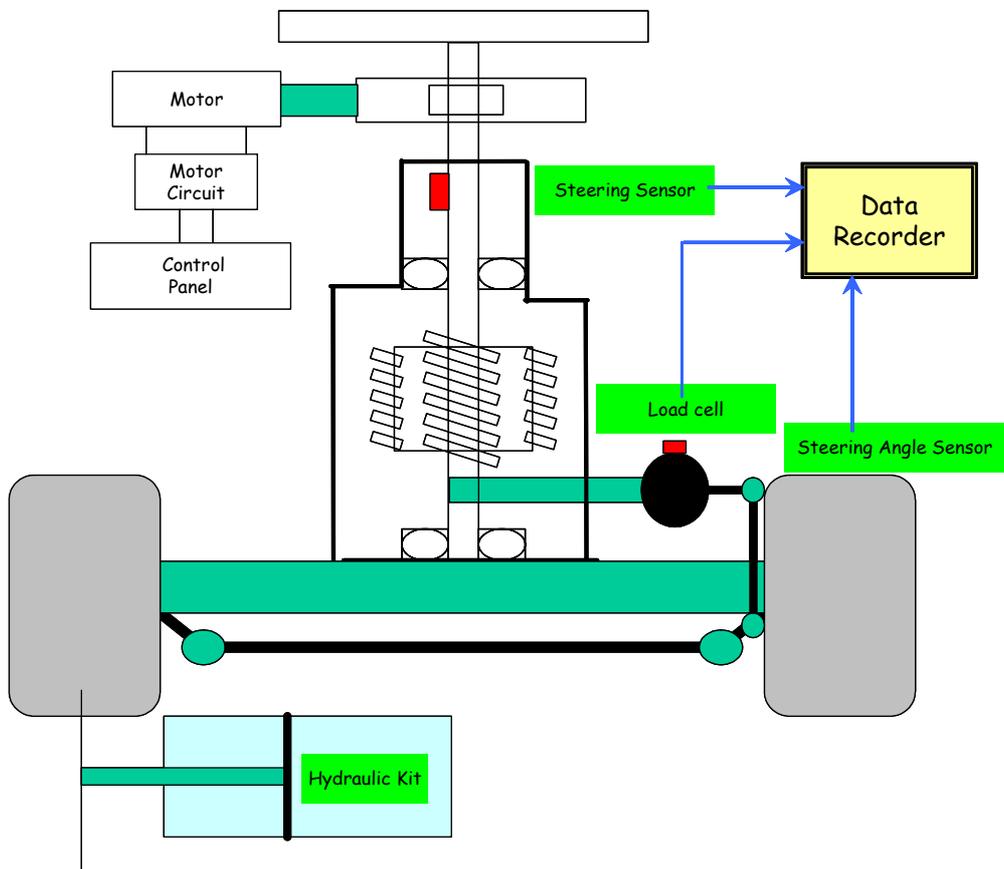


Fig. 5-3 Schematic View of Indoor tester.



(a) Tester



(b) Hydraulic Kit

Fig. 5-4 Photo View of Indoor tester.

## 2. 실험 방법 및 결과

### 가. 실험 방법

본 실험에서는 조향 속도에 따른 조향 토크를 실험적으로 구명하기 위해 2가지의 모터를 교체해 가면서 타이어의 조향 토크를 10회 반복 실험하였다.

### 나. 실험 결과

실제 트랙터의 전륜의 무게를 유지하기 위하여 유압장치를 작동시켜 항상 무게를 300 kg 이 되도록 하였다. 이때의 조향휠의 속도별 최대 조향력을 측정한 결과는 속도에 관계없이 최대 조향력 값은 동일한 것으로 나타났다.

조향력은 좌측, 우측의 작동방향에 관계없이 동일한 힘이 작동함을 알 수가 있었고, 이때의 최대 힘은 16 N·m이다. 그리고 모터가 보조해 주는 힘은 9.66 N·m임을 알 수가 있었다. 또한 모터의 회전수는 최대 조향휠 기준으로 2 rev./sec이다.

### 제 3 절 요소 설계 및 제작

#### 1. 전자제어부

그림 5-5에서 보는 바와 같이 전자제어부는 운전자의 동작에 의한 센서로부터의 신호를 입력 포트(A/D보드)를 통해 읽어 들여 각종 연산처리를 수행한다. 그리고 프로그램으로 구성된 알고리즘으로 원하는 만큼 모터 드라이버에 신호를 주어서 좌, 우 조향이 되도록 작동한다. 드라이버 회로는 FET 소자를 4개로 구성하여 모터를 전진, 후진이 가능하도록 구성하였고 그림 5-6에 나타나 있다.

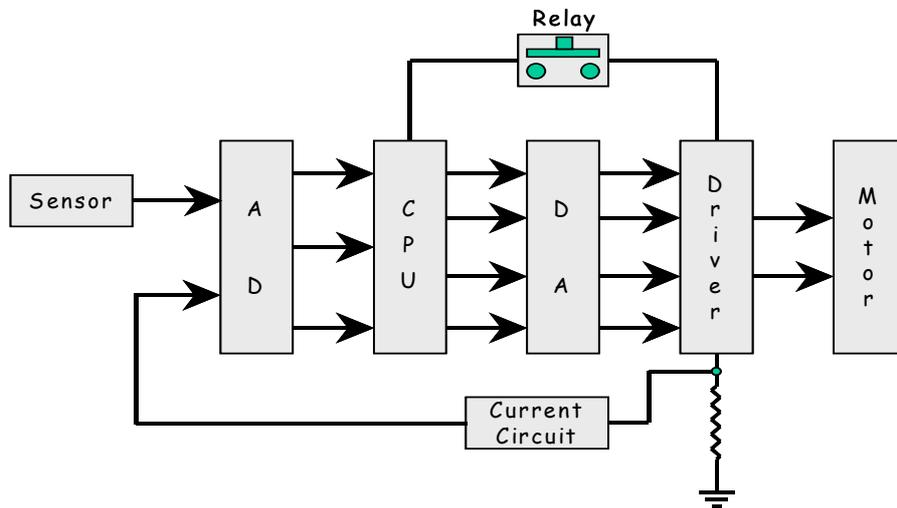
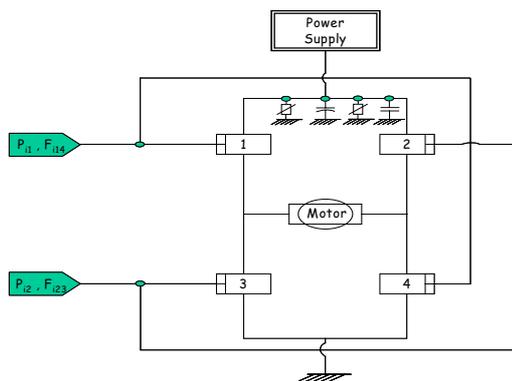
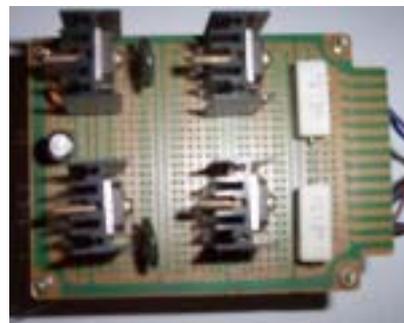


Fig. 5-5 Schematic diagram of Electronic Control.



(a) Drawing



(b) Photo

Fig. 5-6 Driving Circuit for Motor.

## 2. 제어 알고리즘

그림 5-7과 같이 트랙터에 전원이 들어가면 마이크로컴퓨터는 초기화 작업을 수행한 후 시스템의 이상 유무를 점검한다. 그리고 검출부에서 방향과 속도를 감지하여 모터가 원하는 속도만큼 계산하여 모터의 회전수를 제어하는 동시에 방향의 좌, 우도 감지하여 운전자가 원하는 만큼의 제어가 되도록 수행한다.

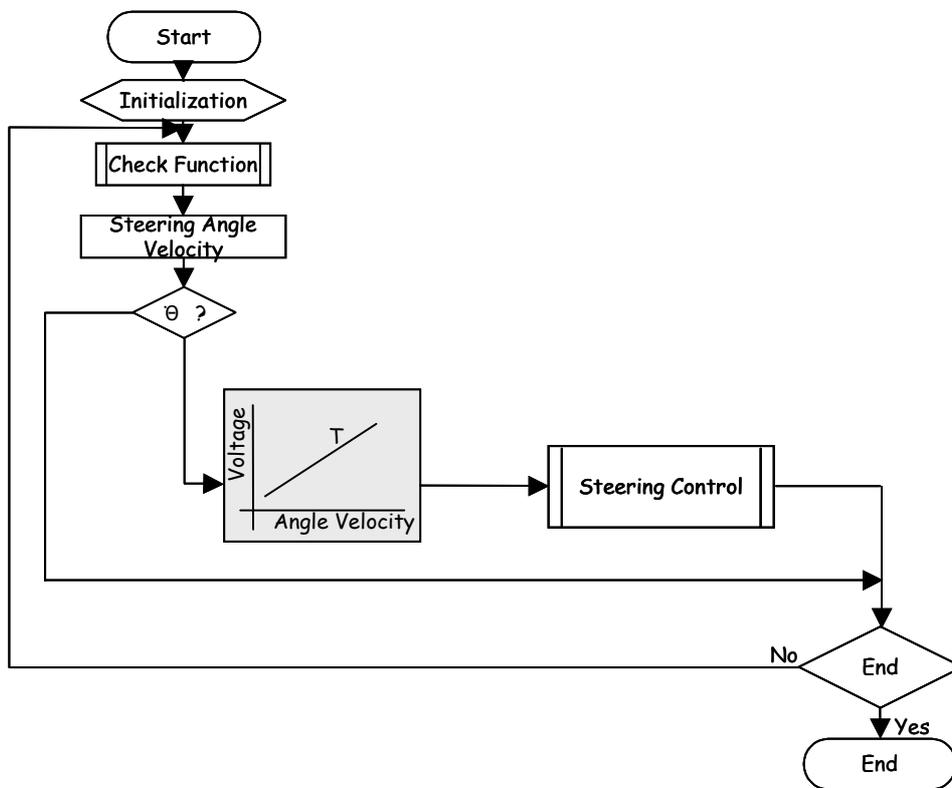
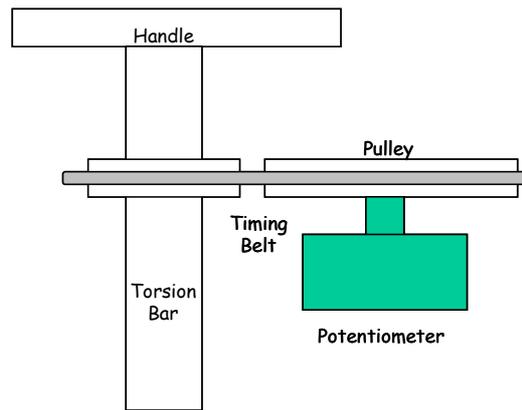


Fig. 5-7 Algorithm of Control.

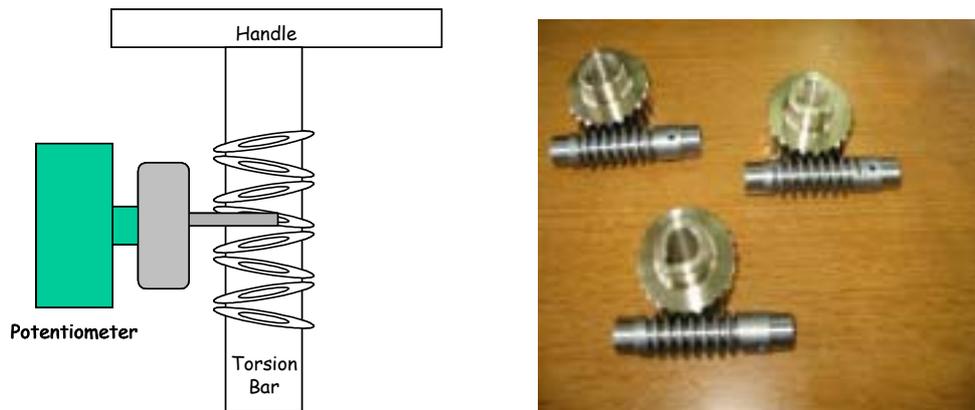
## 3. 검출부

운전자의 동작 상태에 관한 정보를 얻기 위한 부분으로 포텐쇼미터를 이용하여 운전자의 동작상태인 방향과 조향 속도를 감지한다. 그림 5-8에서 보는 바와 같이 두 가지 방법으로 하여 실험한 결과, 토션바 상단 부분에 유격부가 존재한다면 두 가지 모두 가능하다. 하지만 그림 5-8(a)의 경우에는 공간이 많이 필요하기 때문에 좋은 방법은 아니지만 쉽게 구현할

수 있다. 그림 5-8(b)의 경우에는 공간을 최소화 할 수 있지만 토션바 회전부의 가공이 난해한 점이 있다. 그러나 본 연구에서는 그림 5-8(b)과 같은 구조로 채택하였으며 워엄기어를 장착하여 90°의 포텐쇼미터를 사용하여 설계된 방법이다.



(a) Pulley type



(b) Worm Gear type

Fig. 5-8 Schematic Diagram of Detector.

#### 4. 메커니즘

그림 5-9는 조향 메커니즘의 조립체를 보여 주고 있다. 조립체는 시작기에 장착이 가능하도록 설계하였다. 그림 5-10은 조향 메커니즘의 금형을 보여 주고 있고, 그림 5-11은 조향 메커니즘의 주요 단품을 보여주고 있다. 그림 5-11(a)는 컬럼을 덮는 커버이고, 그림 5-11(b)는 운전자가 조향휠을 좌, 우 조정하기 위한 토션바 및 센서의 워엄기어가 들어 있

는 조향휠 몸체이다. 그림 5-11(c)는 조향휠의 출력축이다. 그림 5-11(d)는 조향휠을 감속시키기 위한 감속기어를 상하로 움직이는 기어이다. 그림 5-11(e)는 감속한 뒤 실제 조향을 하기 위한 출력축으로 운전자가 원하는 방향으로 기어의 상하 작동에 의해 좌, 우 조정이 되는 형태로 제작되었다. 그림 5-11(f)는 실제 조향을 위한 감속기어가 들어있는 컬럼 몸체이다.



(a) Side View



(b) Front View



(c) Top View

Fig. 5-9 System assembly photo of Steering system mechanism.



Fig. 5-10 Mold photo of Steering system mechanism



(a) Cover, Column



(b) Column, Detector



(c) Gear Shaft



(d) Driving Shaft



(e) Driving Shaft



(f) Steering Housing

Fig. 5-11 Photo of Part elements of Steering system mechanism.

## 5. 모터

모터의 선정은 이론적 예측모델의 수식에 의해 결정된 사양을 바탕으로 결정하였다. 그러나 선정 단계에서 많은 어려움이 발생하였지만 원하는 사양과 비슷한 모터를 구입하고, 실험 장치를 구성하여 원하는 모터를 결정할 수가 있었다. 모터 사양은 표 5-1에서 나타나 있다.

Table 5-1 Specification of Motor

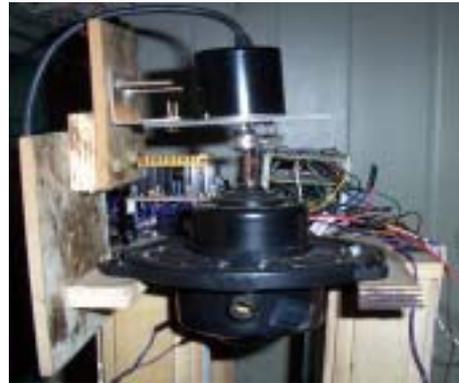
제조회사	Ferrite Company	사용회전수(rpm)	3,000
모 델	S9D150-12	정격회전수(rpm)	2,450
출 력(W)	150	중 량(kgf)	2.3
전 압(V)	12	전장(mm)	155
전 류(A)	17	축(mm)	13

그림 5-12는 설계, 제작된 전자제어부와 모터의 회전수를 실험할 수 있는 간이 실험장치를 보여 주고 있다. 실험장치에서 모터의 회전수는 로타리 엔코드를 이용하였으며 그 사양은 표 5-2과 같다. 그림 5-13은 모터 회전수와 출력과의 관계를 나타낸 그래프이다. 그림

5-14는 실험 장치를 이용한 결과로서 모터 드라이버에서 출력되는 출력 값에 의한 모터의 회전수와 관계의 관계를 나타내고 있다. 모터의 실제 사양에서는 12볼트일 때 2,450 rpm이 정격 회전수였고, 실제 실험에서는 약 2332 rpm의 결과를 보였다. 이는 데이터 수집 및 제어 회로에 약간의 오차가 있다고 볼 수 있지만 유사하다고 할 수 있다. 2차년도 시작기 실험에서 실제 토양에 위치한 트랙터의 방향 및 속도 제어를 위한 기초 데이터로 활용하였다.



(a) Tester



(b) Rotary Encoder

Fig. 5-12 Photo of tester for motor.

Table 5-2 Specification of Rotary Encoder

전기적 특성		기계적 특성	
분 해 능	10/30/60/100/200/360/512/600/1000/1024/P/R	최 대 회 전 수	5,000rpm
전 원	DC 4.75 ~ 28V	가 동 토 크	30gfcM Max at 25°C
소 비 전 류	60mA	관 성 모 멘 트	20gfcM
최대응답주파수	50KHz	허 용 측 하 중	반경방향 5kg Max 축방향 3kg Max
상승 하강 시간	3μsec	진 동	(10~55Hz)/0.75mm
		충 격	50G, 11msec
		사용온도범위	-10°C ~ +50°C
		보존온도범위	-25°C ~ +85°C
		BEARING LIFE	1×10 <sup>4</sup> (h)
		PROTECTION	IP50

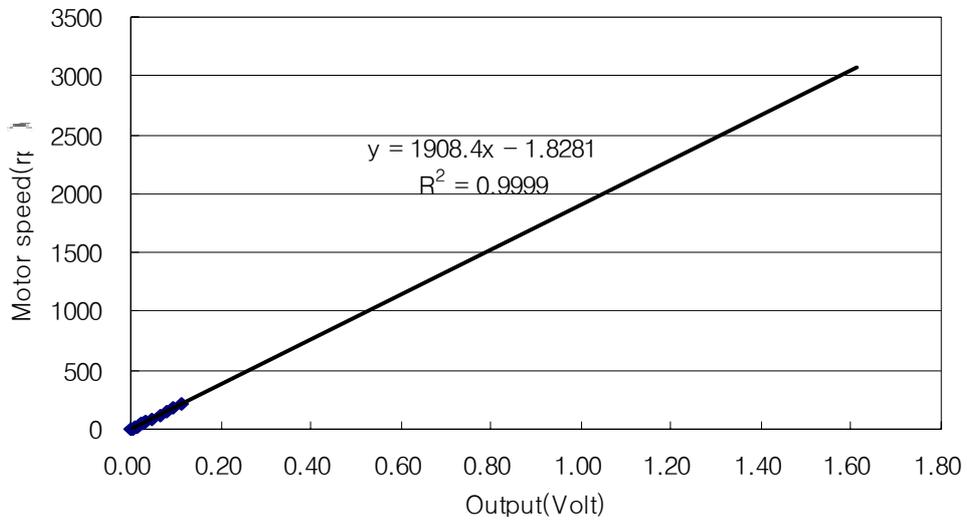


Fig. 5-13 Graph of motor rpm calibration using rotary encoder.

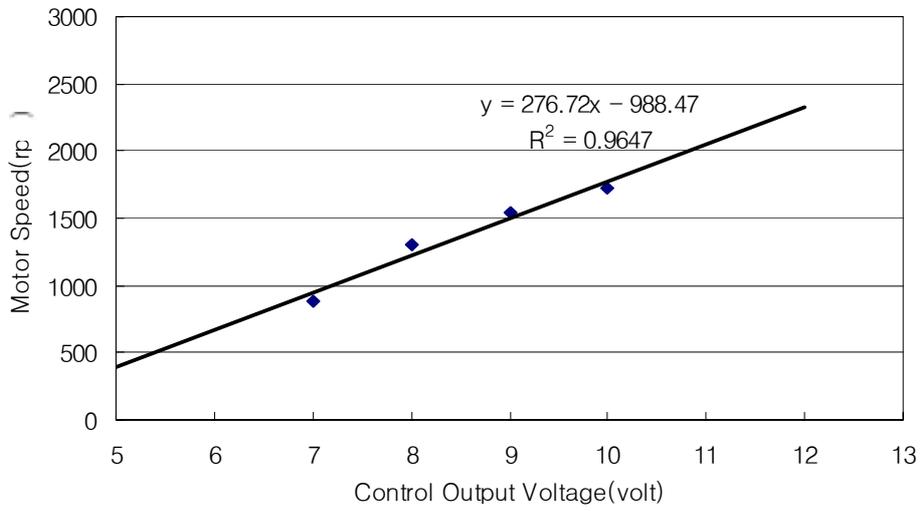


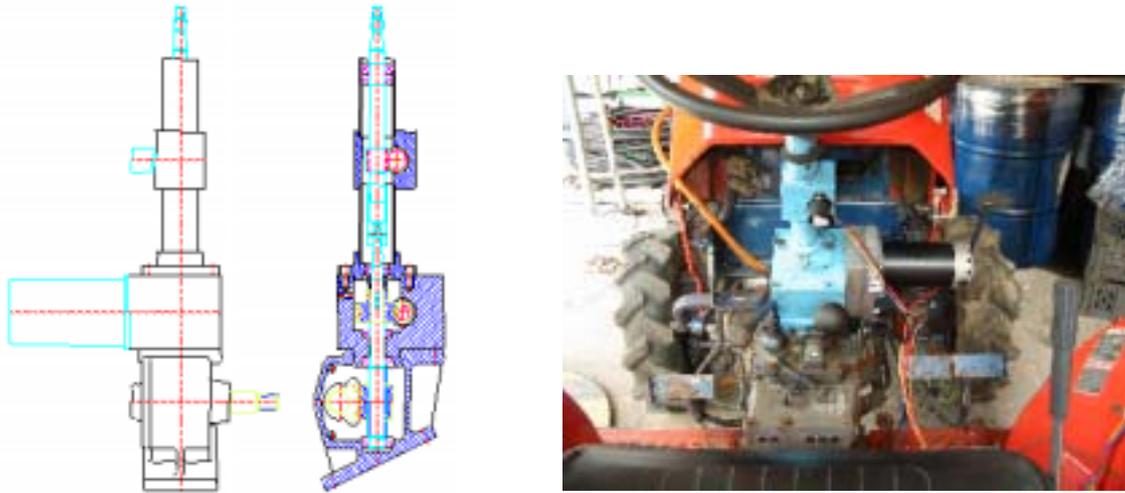
Fig. 5-14 Relation of motor rpm and output voltage.

## 제 4 절 시작기 구성 및 제작

시작기의 제어시스템은 조향휠의 방향을 감지하는 좌, 우 방향 감지 센서가 마이콤에 신호를 보내고, 상기 마이콤에서 위치와 속도를 계산하여 모터를 좌측 및 우측으로 작동시킨다. 이러한 모터의 보조 작동으로 조향휠을 원활하게 작동하도록 한다. 시작기 제작을 위한 기본 제품은 국내 D사의 L2202-4WD 모델을 사용하였으며, 개발된 시작기 제원은 표 5-3과 같다. 그림 5-15는 조향 조립체의 도면 및 조립된 상태를 보여주고 있다. 그림 5-15에 나타낸 바와 같이 기존의 조향 장치를 완전히 제거한 후, 조립이 가능한 형태로 조립되어 있다. 그림 5-16은 조향 장치를 제어해주는 마이크로컴퓨터이다. 그림 5-17은 시작기를 보여주고 있으며 조립이 완료된 상태이다.

Table 5-3 Specification of Prototype.

Items		Specification
Model		L2202-4WD
Engine	Type Exhaustion(cc) Output(ps/rpm)	3 CYL., Water Cooled, 4 Cycle Diesel 1299 22/2600
Chassis	Type Clutch Brake Velocity lever	4WD Dry 1 Plate Hydraulic Wet Di나 F8/R8
PTO-RPM		578/752/1077/1605



(a) Drawing

(b) Assembly State

Fig. 5-15 Photo of steering system.



Fig. 5-16 Photo of Controller.



(a) Assembly state of prototype



(b) Driving state 1



(c) Driving state 2

Fig. 5-17 Photo of prototype.

## 제 6 장 트랙터 성능시험

### 제 1 절 성능시험 장치

실험 장치는 실내 실험과 동일하고, 실험 포장은 화성시 태안읍 배양리 소재 밭에서 실시하였다. 포장의 조건은 일반 밭 토양에서 실험하였다.

그림 6-1(a)에서 보는바와 같이 일정한 토양 위에서 조향 실험을 하였다. 그림 6-1(b)는 트랙터의 조향력을 측정하기 위한 푸시바(push bar)에 장착된 로드셀을 보여주고 있고, 그림 6-1(c)는 트랙터의 조향 방향을 측정하기 위한 킹핀(king pin) 고정 방식에 포텐쇼미터를 장착하였다.



(a) Test field



(b) Load cell of push bar



(c) Potentiometer

Fig. 6-1 Photo of prototype.

## 제 2 절 성능시험 방법 및 결과

### 1. 시험 방법

본 실험에서는 실외에서 트랙터 속도에 따른 조향 최대토크를 실험적으로 구명하기 위해 타이어의 조향 토크를 속도별 3회 반복 실험하였다. 트랙터의 속도는 정지, 3 km/hr, 8 km/hr, 11 km/hr, 15 km/hr, 18 km/hr, 22 km/hr, 25 km/hr로 실시하였다. 그리고 토양의 조건은 on-road와 off-road의 두 가지로 하여 실험하였다.

### 2. 시험 결과

조향 각도를 측정하기 위하여 포텐쇼미터를 사용하였다. 이 포텐쇼미터의 저항은 2 k $\Omega$ 이며, 입력 전원은 5 볼트(volt)이다. 그림 6-2에서는 포텐쇼미터를 이용한 조향각도의 캘리브레이션을 나타내었다.

그림 6-3은 일반 밭 토양에서 실험한 결과를 보여주고 있다. off-road 상태에서는 트랙터의 속도가 빠를수록 조향에 작용하는 힘이 줄어드는 경향을 보이고 있다. 그리고 최대 힘은 약 175 kg으로 나타났다. 좌우측의 조향에서 경향은 비슷하지만, 측정값에서 차이가 나는 이유는 토양의 상태와 트랙터 등의 외형적 조건으로 인한 차이로 사료된다.

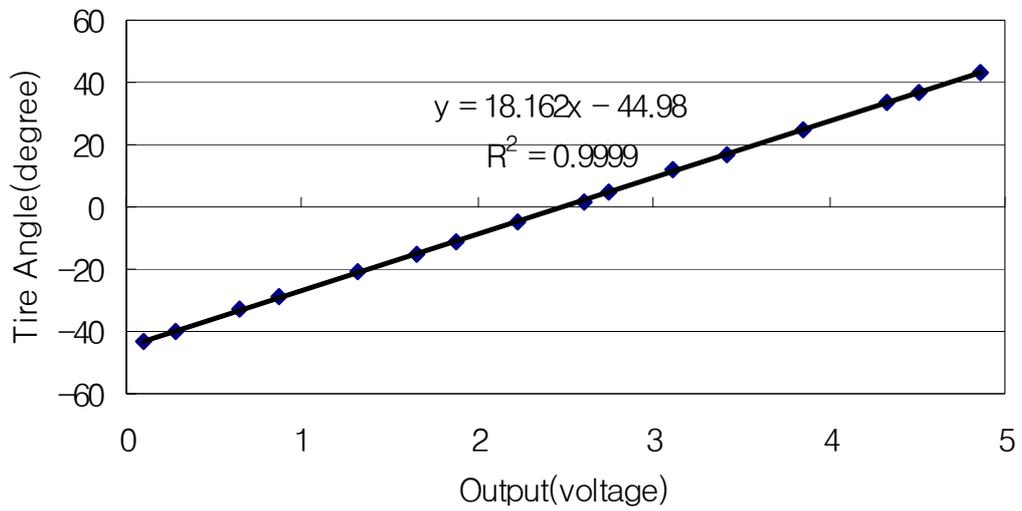


Fig. 6-2 Calibration of potentiometer.

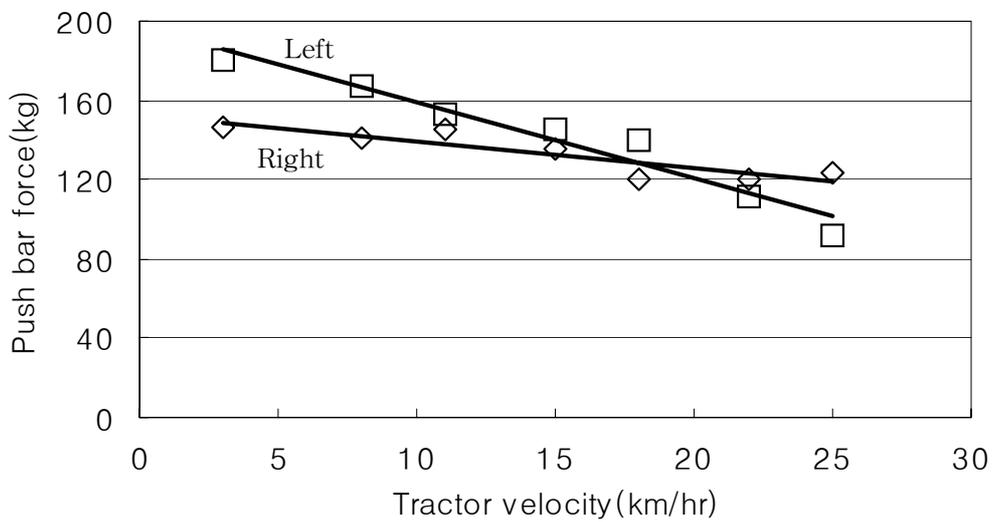


Fig. 6-3 Results of push bar force on off road.

그림 6-4에서 보는바와 같이 트랙터 조향휠의 토션바에서 작용하는 힘은 최저속에서 최고 약 16.5 N·m으로 나타났으며, 최고속에서는 약 8.5 N·m으로 나타났다. 따라서 모터의 보조동력을 고려한다면 충분히 사람이 돌릴 수 있는 결과를 알 수가 있다. 사람이 돌릴 수 있는 최대 토크는 7.5 N·m이며, 이 때 보조동력이 없는 상태의 최대 토크는 16.5 N·m이고 모터 보조동력은 이론적으로 약 9 N·m이다.

그리고 예측 모델에 의한 시뮬레이션 결과와 비교하여도 동일한 결과는 아니지만 비슷한 형태의 예측이 실제 실험 데이터와 유사한 형태로 나타났다.

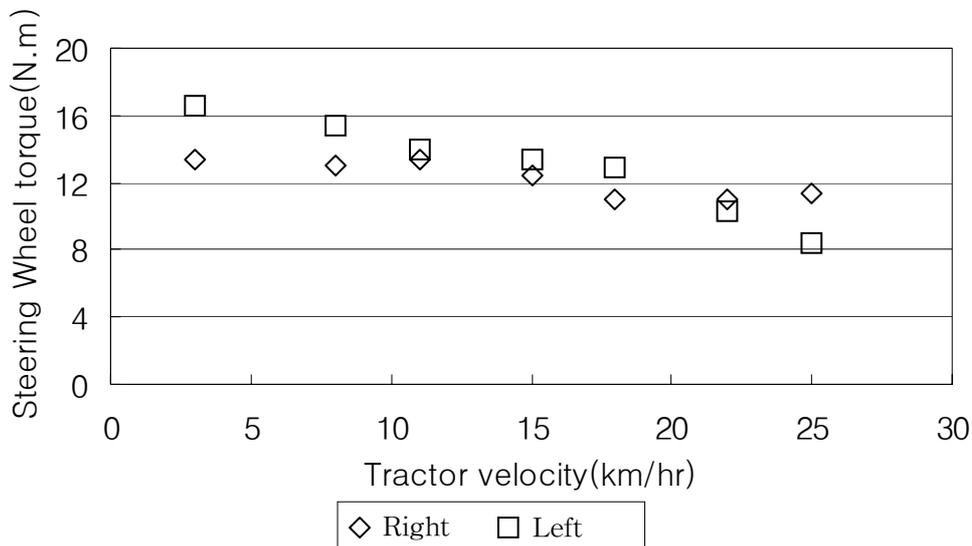


Fig. 6-4 Results of steering wheel torque on off road.

그림 6-5에서는 on-road에서 푸시바의 조향 토크를 나타내고 있다. 정지 상태에서 최고 힘은 약 165 kg으로 나타났다. 왼쪽과 오른쪽 조향에서 속도별 힘 분포는 비슷한 경향을 보였다. 또한 off-road와 속도별 경향은 비슷하게 나타났으며 on-road가 off-road에 비하여 힘이 약 10 kg정도 적게 나타나는 것을 알 수가 있다.

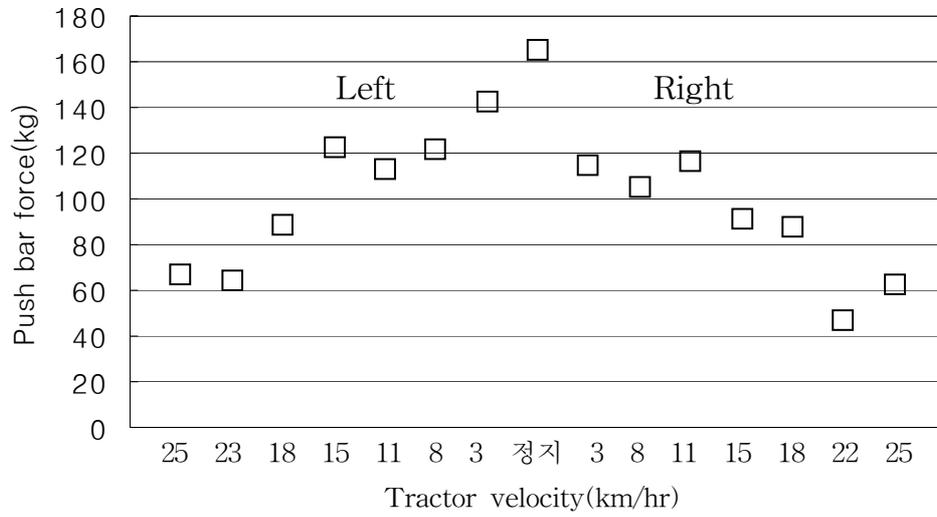


Fig. 6-5 Results of push bar force on on road.

## 제 7 장 결 론

본 연구는 작업자가 포장에서 작업을 할 때, 어떠한 토양 조건에 관계없이 부드럽게 조향할 수 있는 조향장치를 개발하고, 이를 위하여 트랙터의 조향력을 예측 모델을 개발하였으며 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 트랙터용 전동식 조향 제어시스템은 조향 휠을 조작했을 때, 조향 입력에 따른 전압 신호를 발생시키는 조향 센서에서 조작력을 검출하여 제어장치에 의해 모터의 전류를 제어하여 적절한 보조 동력을 발생시키도록 설계하였다. 그리고 기존의 특허 회피 및 저가형 개발을 고려하여 조향 센서는 워엄 기어 방식으로 한 포텐쇼미터로 구성하였다. 그리고 모터의 선정은 이론적 예측모델의 수식에 의해 결정된 사양을 바탕으로 결정하였다.

2. 조향 장치의 모터의 선정을 위한 성능실험 장치를 제작하고 시스템에 적용여부를 조기에 파악하기 위하여 실내 실험 장치를 구성하였다. 실험장비는 크게 계측장비, 조향 조립체 및 모형장치로 구성되어 있다. 그리고 실험 장치는 트랙터와 동일한 모형으로 제작하였다.

3. 조향력 측정장치는 국내 D사의 22마력 트랙터의 조향기구부를 이용하여 인공토조시스템용 단일 타이어 조향력 측정 장치로 개량 설계, 제작하였다. 단일 타이어 조향력 측정장치는 인공토조시스템의 측정대차에 장착된 차륜 프레임에 부착되고, 조향력 측정장치가 부착된 차륜프레임은 워기어와 미끄럼 베어링에 의해 좌·우 및 상·하 방향으로 자유롭게 이동할 수 있다. 조향력 측정 장치의 주요 측정 요소는 컬럼축 토크(핸들 토크), 컬럼축 회전각, 푸시바의 압축 및 인장력, 킹핀축 조향각 등이다.

4. 타이어의 축하중의 증가는 실험이 수행된 모든 토양조건에서 타이어의 조향력을 증가시키는 것으로 나타났다. 조향력은 모든 축하중과 공기압 조건에서 off-road의 경우가 on-road에 비해 크게 나타났다. 또한 토양상태에 따른 조향력의 크기는 축하중이 1470 N일 경우에는 Ground-I에서 가장 크게 나타났지만, 축하중이 2940 N으로 증가했을 경우에는 Ground-III에서 조향력이 가장 크게 나타났다. 즉, off-road에서 토양조건에 따른 조향력은 본 실험에 설정된 인자들의 범위 내에서 축하중이 작을 경우에는 연약한 토양에서 조향력이

크게 나타나지만, 축하중이 일정수준 이상으로 증가했을 경우에는 단단한 토양에서 더 큰 조향력이 필요한 것으로 나타났다. 그리고 타이어공기압의 변화에 따른 조향력은 on-road에서는 공기압이 낮을수록 증가하였지만 off-road에서는 명확한 경향이 없었다.

5. 시작기의 제어시스템은 조향휠의 방향을 감지하는 좌, 우 방향 감지 센서가 마이콤에 신호를 보내고, 상기 마이콤에서 위치와 속도를 계산하여 모터를 좌측 및 우측으로 작동시킨다. 이러한 모터의 보조 작동으로 조향휠을 원활하게 작동하도록 하였다. 그리고 시작기 제작을 위한 기본 제품은 국내 D사의 L2202-4WD 모델을 사용하였다.

6. Off-road에서는 조향휠의 토션바에서 작용하는 힘은 최저속에서 최고 약 16.5 N·m 나타났으며 최고속에서는 약 8.5 N·m으로 나타났다. 따라서 모터의 보조동력을 고려한다면 충분히 사람이 돌릴 수 있는 결과를 알 수가 있다. 이 때 사람이 돌릴 수 있는 최대 토크는 7.5 N·m이고, 보조동력이 없는 상태의 최대 토크는 16.5 N·m이고, 보조동력은 약 9 N·m이다. on-road에서는 정지 상태에서 최고 푸시바 힘은 약 165 kg으로 나타났다. 왼쪽과 오른쪽 조향에서 속도별 힘 분포는 비슷한 경향을 보였다.

7. 우리나라의 주요 논 및 밭토양인 여주, 평택, 충주, 당진, 수원 지역 등에서 토양의 물리적 특성을 측정하였다. 토양의 물리적 특성은 토양의 점착력, 내부마찰각, 부착력, 토양 급속 마찰각과 토양의 압력-침하 변수 등을 측정하였으며, 그 외에 토성과 토양의 수분 함량 등을 측정하였다. 그리고 측정 결과, 전체 21개 측정지역의 토성은 양토(L)가 9곳, 사질양토(SL)가 7곳, 미사질양토(SiL)가 3곳, 미사질식양토(SiCL)가 1곳으로 조사지역의 대부분의 토양은 양토 계통이었다. 또한 수분함량은 주로 14~38% 범위로 나타났다. 한편, 조향력에 직접적으로 영향을 미치는 인자인 토양의 점착력과 내부마찰각은 각각 1.8~9.4 kPa 범위와 29~42° 범위로서 넓은 범위에 걸쳐 다양하게 나타났고, 또한 토양의 압력-침하 특성변수인 지역별로 넓은 분포를 나타내었다. 이러한 결과로부터 트랙터의 조향력은 지역별, 토양별로 다르게 나타날 것으로 판단되므로 조향력 예측모델은 토양특성을 고려하여 개발해야 하는 것으로 나타났다.

8. 트랙터의 조향기구부의 특성뿐만 아니라 트랙터가 운용되는 토양특성을 고려하여 조향력 예측 모델을 개발하였다. 해석에 고려된 조향기구부의 변수로는 타이어의 축하중, 타이어

의 직경과 폭, 피트만암의 길이, 킹핀축과 타이어 중심축간의 거리, 트랙암의 길이 등이고, 토양변수로는 토양의 전단응력 및 압력-침하 특성 등이다. 따라서 본 연구에서 개발된 조향력 예측 모델은 다양한 토양조건에서 조향기구부의 특성에 따른 조향력을 예측할 수 있다.

9. 개발한 조향력 예측 모델을 이용하여 트랙터가 운용되는 노면상태의 특성을 나타내는 토양변수들과 트랙터 조향시스템의 제원을 입력변수로 하여 조향력을 예측할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램은 토양변수와 조향장치의 기구부 설계변수에 대한 입력 자료로부터 조향 타이어의 침하량, 푸시바에 작용하는 힘, 핸들 토크 등을 조향각의 함수로서 예측할 수 있다.

10. 개발된 조향력 예측 모델은 타이어의 침하가 크게 발생하는 연약한 노면에서는 조향력을 잘 예측할 수 있는 것으로 나타났으나 상대적으로 노면이 단단한 지역에서는 예측치의 신뢰성이 떨어지는 것으로 나타났다. 그러나 실제의 경우에 있어, 트랙터는 일반적으로 노면이 연약한 지역에서 운용되기 때문에 본 연구에서 개발한 조향력 예측 모델은 트랙터의 조향력을 예측하는데 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

## 제 8 장 참 고 문 헌

- 1) Bekker, M. G, 1969. "Introduction to Terrain-Vehicle Systems" ,University of Michigan Press.
- 2) Bohdan I. Pryjmak, "Simulation of Electric Power Steering Armature Inertia Effects on Vehicle System Handling Response Using Bondgraph Technology", SAE Paper 851639, 1985
- 3) Chen, J. S., "Control of Electric Power Steering Systems", SAE Paper 981116, 1998
- 4) Dean C. Kamopp, Durk H. Wuh, "Approximate Inverse Simulation of an Active Steering System Including Steering Wheel Reaction", SAE Paper 912563, 1991
- 5) H. ITOH, A. OIDA and M. YAMAZAKI. 1995. "Measurement of Force Acting on 4WD-4WS Tractor Tires During Steady-State Circular Turning in a Rice Field", Journal of Terramechanics, Vol. 32, No. 5, pp. 263-283
- 6) Iga, Shigeru, Akihiko Sakazaki, Naoki Shibata, "Motor Driven Power Steering-For the Maximum Steering Sensation in Every Driving Situation", SAE Paper 880705, 1988
- 7). Karafiath, L.L., Nowatzki, E. A., 1978. "Soil Mechanics for off-road Vehicle Engineering", Trans Tech Publications.
- 8) Nakayama, T. and Suda, E., "Present and Future of Electric Power Steering, Automotive Technology", J. of Vehicle Design, Vol.44, No.1, pp.106-111, 1990
- 9) Nakayama, T. and Suda, E., "The Present and Future of Electric Power Steering", Int. J. of Vehicle Design, Vol.15, Nos 3/4/5, pp.243~254, 1994
- 10) NSK, NSK Homepage [www.nsk.com](http://www.nsk.com), "Electronic Power Steering"
- 11) Shimizu, Y., Kawai, T., "Development of Electric Power Steering", SAE Paper 910014, 1991
- 12) W. C. Yang, W. E. Tobler, "Dynamic Modeling and Analysis of Electronically Controlled Power Steering System", ASAE Advance Automotive Technologies, DSC-Vol 52, pp267~277, 1993
- 13) Wong, J. Y, 1993. "Theory of Ground Vehicles", John Wiley & Sons
- 14) W Schleuter, "Electric Servo Drive for Front and Rear Wheel Power Steering",

ImechE C382/065, pp361~368, 1989

15) Yuji Kozki, Goro Hirose, Shozo Sekiya, Yasuhiko Miyaura, "Electric Power Steering(EPS)", NSK Technical Journal, No. 6, pp9~15, 1999

16) Y. Zhang, R. L. Kushwaha, F. W. Bigsby, "Design of Common-Center-Steering Systems of Tractors", American Society of Agricultural Engineers, Vol. 31(4), pp 1015~1019, 1988

17) 大下 幸一郎, 毛利 豊彦, 高橋 努, 伊蘇 進二, "電動式パワーステアリングシステム", 自動化技術, Vol.41, No.10, pp.1206~ 1212, 1987

18) 嶋田 敏, 諸山 和弘, 小林 昭男, "電動式パワーステアリング用 パワーユニットの開発", 自動化技術, Vol.46, No.2, pp.12~16, 1992

19) 杉谷 伸夫, 蘇原 幸廣, "ロードインフォメーションの取得を考慮した 電動式パワーステアリング制御", 自動化技術, Vol.50, No.11, pp.100~105, 1996

20) 竹原 伸, 坂本 清, 花本 芳宣, 則次 俊郎, "電動式パワーステアリングのモータ慣性の影響と補償", 社団法人 自動化技術會 Vol.974, pp.69~72, 1997

21) 中山 陸志, 須田 英一, "電動式パワーステアリングの現在と未来", 自動化技術, Vol.44, No.1, pp.106~111, 1990

22) 김병진, 박동진, 윤석찬, 한창수, "HILS에 의한 전동식 동력 조향장치 제어 알고리즘 검증", 한국자동차공학회 2000년도 춘계학술대회, pp570~575, 2000

23) 김상섭, 박성태 외 4인. 2002. "Fundamentals of Vehicle Dynamics".피어슨 에듀케이션 코리아.

24) 김희수, 류제하, 임재우.2001. "차량 메카트로닉스 시스템 개발 및 시험을 위한 조향 HILS 시스템의 성능평가", 한국자동차공학회논문집, pp.164-172

25) 류제하, 노기환, 김종협, 김희수, "전동식 동력 조향장치 시험을 위한 HILS 시스템 개발", 한국자동차공학회논문집, 제 7권 제 9호, pp105~111, 1999

26) 만도기계, 만도기계 홈페이지 [www.mando.com](http://www.mando.com), "조향장치"

27) 박동진, 윤석찬, 한창수, "전동식 동력 조향장치 연구를 위한 HILS 시스템 개발", 대한기계학회논문집 A권, 제 24권 제 12호, pp 2883~2890, 2000

28) 변준석, 2001, "구동륜 슬립이 견인성능에 미치는 영향"

29) 선우명호, 임홍재 외 2인. 2001. "자동차 공학". Inter Vision

30) 안동준, 1999, "슬립-침하 효과를 고려한 휠형차량의 견인성능 예측"

- 31) 윤석찬. 2000. “볼 스크류형 전동식 동력 조향 장치의 제어 성능 향상에 관한 연구”, 한양대학교 박사학위 논문.
- 32) 이규승, 박원엽, 2001. “농용트랙터의 적정 타이어공기압에 관한 연구”, 농림부 최종 연구보고서.
- 33) 한국과학기술정보연구원, “전동식 파워 조향장치 국내외 특허 130여건: NSK, KOYO, MMC, HONDA, 대우자동차, 삼성전기, 만도기계 등”
- 34) 한창수, 이명호, 박호, 오재응, “경차용 전동조향장치의 성능평가를 위한 시뮬레이터의 개발”, 대한기계학회논문집 A권, 제 25권 제 6호, pp 923~929, 2001
- 35) 황정호, 허건수, “차량 조향 제어 시스템을 위한 조향 시뮬레이터 개발”, 한국자동차공학회논문집, 제 7권 제 3호, pp205~213, 1999

## 주 의

1. 이 보고서는 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.