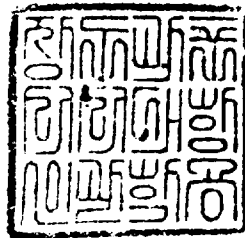


TJ 145.2f2
권 38
1994
CD)

기구학적 모델에 기초한
차량의 조향 제어

Steering Control of a Vehicle Based
on Kinematic Modeling



Steering Control of a Vehicle Based on Kinematic Modeling

Advisor : Wan Kyun Chung

by

Mincheul Kim

Department of Mechanical Engineering
(System & Design Program)

POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE & TECHNOLOGY

A thesis submitted to the faculty of Pohang University
of Science & Technology in partial fulfillment of the
requirement for the degree of Master of Science in the
Department of Mechanical Engineering (System &
Design Program)

Pohang, Korea

Dec. 27, 1993

Approved by



Major Advisor



기구학적 모델에 기초한 차량의 조향 제어

김 민 철

위 논문은 대학원 석사 학위논문으로 학위논문
심사위원회를 통과하였음을 인정합니다.

1993 년 12 월 27 일

학위논문심사 위원회 위원장

위 원

위 원

김 완준
연 여 일
조 등 우

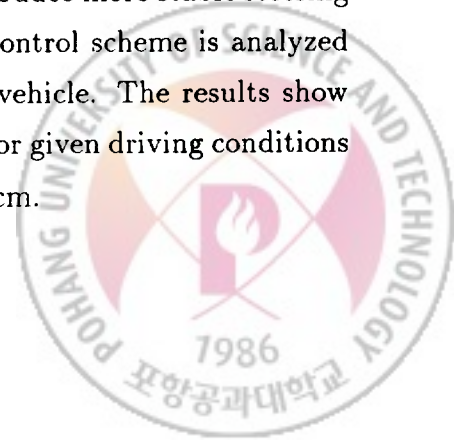


MME 김 민 철. Mincheul Kim. Steering Control of a Vehicle Based
9222M02 on Kinematic Modeling. 기구학적 모델에 기초한 차량의 조
 향 제어. Department of Mechanical Engineering. 1994. 61P.
 Advisor:Wan Kyun Chung. Text in Korean.

Abstract

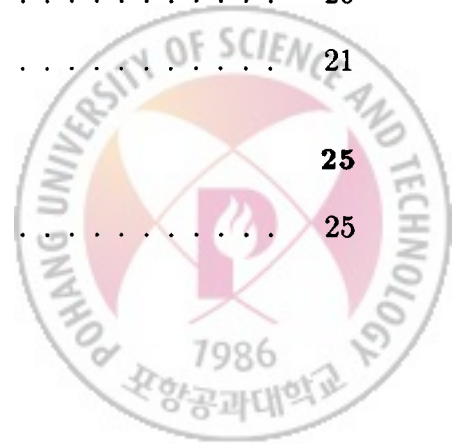
There are two types of wheeled vehicles: the first one is the *vehicle with handle for steering*, and the other one is the *vehicle without handle*. Major difference between them is that the vehicle with handle is steered by the steering mechanism, that is, the vehicle is steered by changing the relative angle between the wheel direction and the vehicle orientation. The vehicle without handle is steered by the difference of wheel speed at both sides. So far, most autonomous vehicles like AGV have used the second method without handle because of its simple mechanism. If the vehicle with handle is to be autonomous, however, totally different problems generated by the handle mechanism happen and these should be analyzed and controlled.

In this thesis basic kinematic model of the vehicle is derived by the geometric approach to analyze the autonomous vehicle with handle. The hysteresis of handle mechanism, actuator dynamics, sensor characteristics and controller are also included to construct the integrated model of the autonomous vehicle system and analyzed in detail. A new control scheme, *PID with acceleration feedback control* to steer the vehicle is proposed to produce more stable steering characteristics. The effectiveness of the proposed control scheme is analyzed by both simulations and experiments using a real vehicle. The results show that the developed model and controller works well for given driving conditions such that the tracking error can be kept within $\pm 5\text{cm}$.



목 차

I. 서론	1
1.1 연구동기	1
1.2 연구목적 및 범위	2
II. 자동차의 기구학적 운동 특성	3
2.1 차량의 기구학적 분류	3
2.1.1 핸들이 있는 차량	3
2.1.2 핸들이 없는 차량	4
2.2 핸들이 있는 차량의 기구학적 운동해석	5
2.2.1 기구학적 구속조건	5
2.2.2 차량의 운동방정식	14
III. 차량제어 시스템의 구성	16
3.1 조향 핸들 및 페달의 구동장치	17
3.2 센서 시스템	18
3.3 Controller의 구성	20
3.4 차량내의 기타 장치 및 외부 장치	21
IV. 시스템 모델링 및 Controller 설계	25
4.1 차량의 모델링	25

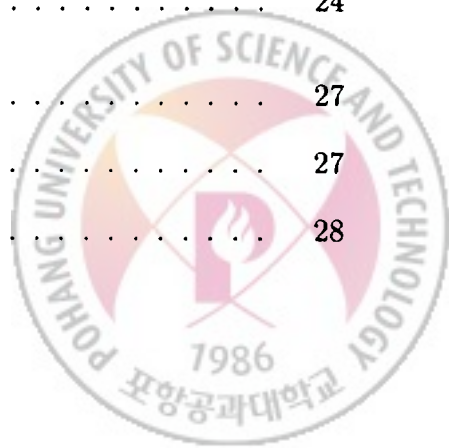


4.2	조향기구의 모델링	26
4.3	조향오차 감지장치의 모델링	28
4.4	조향 모터의 모델링	30
4.5	외란의 모델링	30
4.6	Controller의 설계	32
V.	차량주행의 시뮬레이션	34
5.1	Simulator의 구성	34
5.2	조향 모터의 속도한계와 시스템 성능	36
5.3	주행로에의한 외란과 시스템 성능	38
5.4	조향기구의 hysteresis와 시스템 성능	40
VI.	실험 및 토의	43
6.1	Integral Control의 효과	43
6.2	조향 모터의 속도한계와 주행 성능과의 관계	46
6.3	가속도 피드백 제어의 효과	49
VII.	결론	56
부록A.	차량 및 주행 제어 시스템의 Block Diagram	57

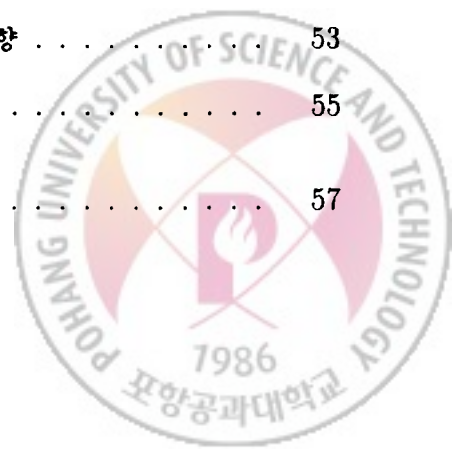


그림 목차

2.1	핸들이 있는 차량의 개략도	4
2.2	핸들이 없는 차량의 개략도	4
2.3	핸들이 있는 차량의 좌표계	6
2.4	횡방향 미끄러짐	7
2.5	일반적인 차량의 운동 형태	8
2.6	4륜차량의 단순화	10
2.7	자동차의 조향기구	11
2.8	자동차의 2륜운동모델	11
3.1	브레이크 동작의 개략도	17
3.2	페달의 동작 기구	19
3.3	조향 핸들의 동작 기구	19
3.4	Controller의 외관	22
3.5	관제실내부의 모습	22
3.6	자동차내부 시스템의 개략도	23
3.7	외부장치의 배치도	24
4.1	조향기구의 일반적인 구조	27
4.2	Steering gear unit	27
4.3	조향오차의 감지 과정	28



4.4	조향오차 감지장치의 비선형 특성	29
4.5	조향오차 감지장치에 대한 3차원운동의 영향	31
5.1	Simulator의 구성	35
5.2	조향 모터의 속도 한계와 주행 성능과의 관계	36
5.3	가속도 피드백의 효과	37
5.4	Road roughness와 주행 성능과의 관계	38
5.5	외란의 주파수(Roadfreq)와 주행성능과의 관계	39
5.6	주행로 외란에 대한 가속도 제어의 영향	40
5.7	Hysteresis와 주행 성능과의 관계	41
5.8	조향기구의 hysteresis대한 가속도 제어의 영향	42
6.1	Integral Control의 영향	44
6.2	적분항의 변화	45
6.3	가속도 피드백이 없을 때의 실험 결과 (속도한계: 2.0 deg/sec)	47
6.4	가속도 피드백이 없을 때의 실험 결과 (속도한계: 3.0 deg/sec)	48
6.5	가속도 피드백이 있을 때의 실험 결과 (속도한계: 2.0 deg/sec)	50
6.6	가속도 피드백이 있을 때의 실험 결과 (속도한계: 3.0 deg/sec)	51
6.7	가속도 피드백의 조향 오차에 대한 영향	52
6.8	가속도 피드백의 조향 오차 변화량(\dot{y})에 대한 영향	53
6.9	가속도 피드백의 α 에 대한 영향	55
A.1	전체 조향 제어 시스템의 Block Diagram	57



A.2 Controller의 Block Diagram	58
A.3 Plant의 Block Diagram	58
A.4 조향 모터의 Block Diagram	59
A.5 자동차의 Block Diagram	59



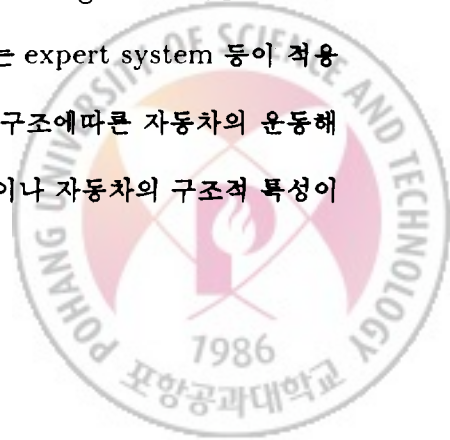
I. 서론

1.1 연구동기

우리는 일상 생활과 산업현장에서 여러가지 형태의 차량을 볼 수 있다. 자동차, 자전거, 손수레, 그리고 군사용 탱크등 우리의 주변에는 아주 다양한 형태의 차량이 사용되어지고 있다. 이들 대부분의 차량들은 사람이나 화물의 운송 수단으로써 사용되어진다. 산업 현장의 AGV(automated guided vehicle), 그리고 mobile robot 등을 제외한 대부분의 차량은 사람이 그 운전을 맡는다. 이러한 작업은 단순하지만 정신적인 노동이 크기 때문에 지금까지 많은 control engineer 들은 차량의 운전자동화에 관한 많은 연구를 수행하여왔다. 이런 노력의 결과로 정해진 주행 환경에서 운행하도록 하는 AGV 등은 공장내부에서 물류이송의 자동화를 위해 실제 현장에 적용되어 사용되어지고 있다.

최근에는 여러가지의 목적으로 자동차의 자동운전에 관한 연구가 일본, 미국등의 자동차 회사를 중심으로하여 진행되어지고 있다. 자동차의 자동운전은 크게 두가지로 주어진 환경에서 주행로의 정보를 주는 유도선을 따라 운행되어지는 AGV [6]와 주변도로를 도로를 스스로 vision 등을 이용하여 인식하여 자율 주행하는 차량에 대한 연구로 나눌 수 있다 [5].

제어방식의 경우 지금까지의 자동운전을 위한 대부분의 운전 algorithm에는 neural network을 통한 learning control이나 fuzzy control 또는 expert system 등이 적용되어졌다 [7]. 그러나 이러한 종류의 제어기법은 자동차의 구조에따른 자동차의 운동해석에 그 근거를 둔것이 아니다. 또한 이들 운전 algorithm이나 자동차의 구조적 특성이



자동안전의 안정성에 미치는 영향에 대한 연구는 거의 수행되지 않았다. 본 논문에서는 자동차의 기구학적 모델을 통해 자동차의 운동 모델을 얻고 이를 근거로 자동 운전의 안정성에 관해 살펴보고자 한다.

1.2 연구목적 및 범위

자동차의 운전을 자동화한다는 것은 자동차의 위치를 원하는 궤적을 따라 움직이도록 제어하는 것이다. 자동차의 위치제어는 자동차의 속도제어와 조향제어로 나뉘어진다. 본 논문에서는 조향제어의 안정성을 높일 수 있는 조향제어기의 개발에 연구의 목적을 두었다. 또한 차량을 정해진 주행로에서 주행시킨후 차량이 입는 내상을 측정하는 자동차의 내구시험 자동화에 실제로 적용시키고자한다.

전체 조향제어 시스템의 안정성에 관한 연구를 위해 우선 자동차의 운동을 해석하여 차량의 운동 model을 얻을 필요가 있다. 여기에 자동차의 자동안전을 위해 사용되는 actuator와 sensor system의 모델을 결합하여 전체 조향시스템의 모델링을 하여야한다. 이렇게 얻어진 조향제어 model을 가지고 조향제어기가 시스템의 안정성에 미치는 영향과 조향제어 system중 어떤 부분이 시스템의 안정성에 영향을 미치는가를 해석하여야한다. 본 연구에서는 computer simulation 및 실차에 적용한 실험을 통해 본 연구를 통해 개발된 조향제어기의 성능을 해석하고 평가하고자한다.



II. 자동차의 기구학적 운동 특성

2.1 차량의 기구학적 분류

우리가 사용하는 차량은 기구학적인 특징에 따라 크게 2가지 형태로 분류될 수 있다. 조종간(handle)이 있는 형태와 그렇지 않은 형태의 2가지것이다. 위의 두 형태는 기본적으로 조종간의 유무라는 차량의 기구적 특징에 의한 분류이지만 실제 자동운전의 경우 그 mechanism에 따라 아주 다른 특성을 보일 수 있으며 심지어 시스템의 안정성에 치명적인 영향을 줄 수 있다.

2.1.1 핸들이 있는 차량

그림 2.1에서 보듯이 차량이 조종간(handle)에 의해 조종되는 형태의 것으로 조종간으로 바퀴의 일부(주로 앞바퀴)의 방향을 바꾸어 유도됨하여 차량의 조향제어가 이루어지도록 설계되어진 차량을 핸들이 있는 차량이라고 하자. 이 형태의 대표적인 예로 들 수 있는 차량은 4륜 및 3륜 자동차와 2륜의 자전거와 motor cycle등이 있다. 보통의 차량들이 대부분 이 형태이며 사람이 운전하는 경우 시각에 의한 조종으로 무리없이 조향이 이루어진다. 그러나 이런 차량의 조향을 자동화하는 경우 자동화를 위한 각 부분인, 즉 actuator, link, belt 등의 부분에 대한 동특성과 성질이 자동화된 전체 시스템의 안정성에 크게 영향을 주게 된다.



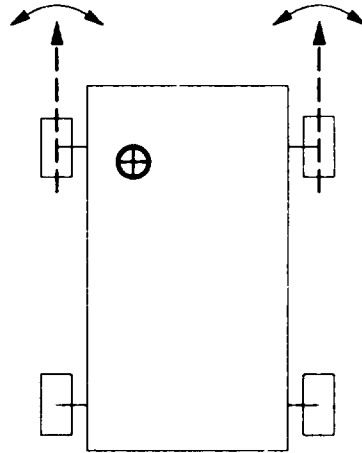


그림 2.1: 핸들이 있는 차량의 개략도

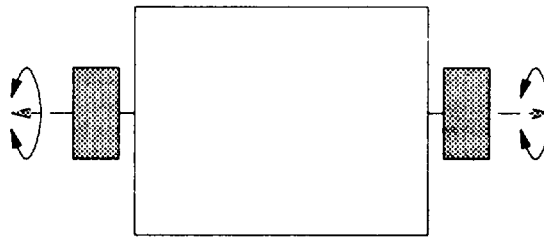


그림 2.2: 핸들이 없는 차량의 개략도

2.1.2 핸들이 없는 차량

이 형태는 조종간에 의해서 차량이 조종되는 것이 아니라 그림 2.2와 같이 구동축에 2개이상의 actuator가 달려 바퀴의 회전 속도를 독립적으로 제어함으로써 차량의 조향제어가 조종간없이 이루어지도록 만들어진 차량으로 핸들이 없는 차량이라 한다. 이런 형태의 대표적인 차량은 건설현장의 불도우저와 군사용의 탱크가 속한다. 또한 공장 자동화나 창고 자동화를 위해 많이 사용되는 대부분의 AGV가 이 형태로 제작되어진다. 이 형태의 차량은 제작이 단순하고 기계적으로 간단하며 회전반경을 자유롭게 조종할 수

있다는 장점이 있으나 actuator의 수가 늘어나고 정확한 조향제어가 어렵다는 면이 있다.

2.2 핸들이 있는 차량의 기구학적 운동해석

핸들이 있는 차량중 대표적인 것은 그림 2.1과 같이 4개의 바퀴를 가진 자동차 형태의 것이다. 위의 차량에 대한 기구학적 운동해석은 먼저 좌표계(coordinate system)의 설정과 기본적인 가정을 통해 이루어졌다.

2.2.1 기구학적 구속조건

다음 그림 2.3은 핸들이 있는 4륜 차량의 운동을 기술하기 위해 설정된 좌표계(coordinate system)를 나타낸 그림이다. 이 system의 운동을 기술하기 위해서는 그림에서 보듯이 9 개¹의 coordinate가 필요하다. 여기서

x, y : vehicle position

α : vehicle orientation

ϕ_1 : left front wheel direction

ϕ_2 : right front wheel direction

θ_i : 각 바퀴의 각 변위 ($i = 1, \dots, 4$)

를 뜻한다. 이 9개의 좌표는 서로 독립적이지 않고 다음의 기본적 가정을 통해 유도되는 구속조건식(constraint equation)을 만족시키게 된다.

¹ 핸들이 있는 4륜 차량의 대표적인 형태인 자동차의 경우에는 9개이상의 자유도를 갖는다. 하지만 2차원 평면운동으로 가정하면 자동차의 운동도 9개의 coordinate로 기술할 수 있다.



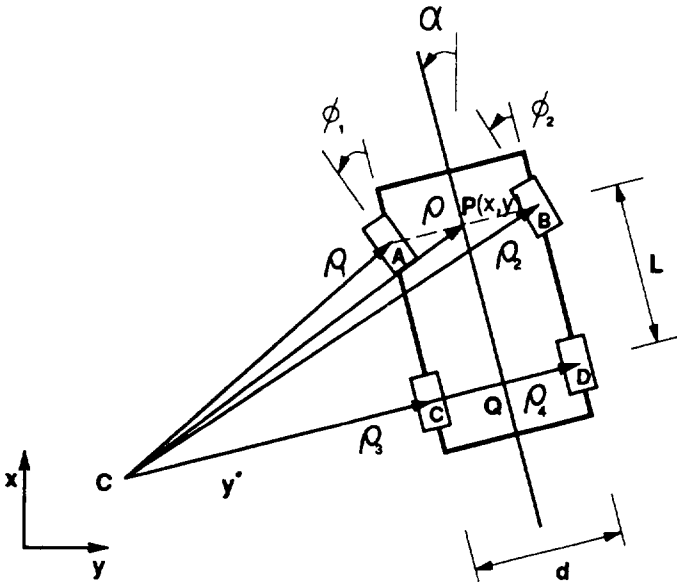
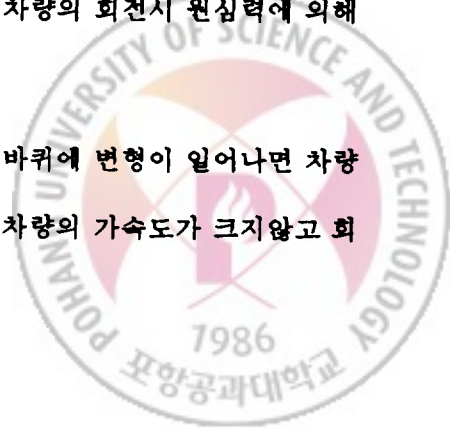


그림 2.3: 핸들이 있는 차량의 좌표계

- Dynamic effect 무시

차량은 고속이 아닌 경우 동적운동특성보다는 기구학적 운동특성에 의해 운동이 결정된다. Dynamic effect는 주로 미끄러짐현상과 바퀴 변형의 형태로 나타난다. 일반적으로 차량의 바퀴에서는 항상 미끄러짐이 일어난다. 이 미끄러짐현상은 다음의 2가지형태로 일어난다. 첫번째는 차량의 감가속시에 바퀴의 방향으로 일어나는 미끄러짐이고 또 다른 하나는 그림 2.4처럼 차량의 회전시 원심력에 의해 일어나는 횡방향 미끄러짐이다.

바퀴의 변형은 주로 횡가속도를 받을 때 일어난다. 바퀴에 변형이 일어나면 차량의 진행방향과 바퀴의 방향이 일치하지 않게 된다. 차량의 가속도가 크지않고 회



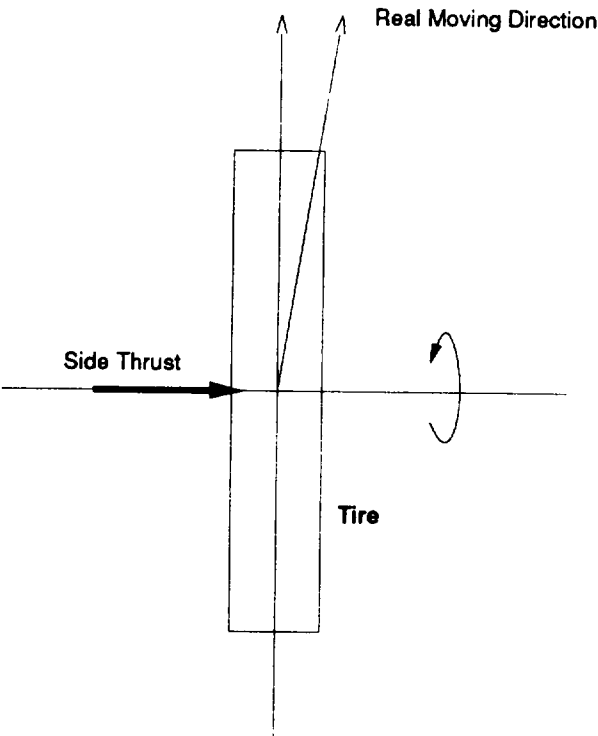


그림 2.4: 횡방향 미끄러짐



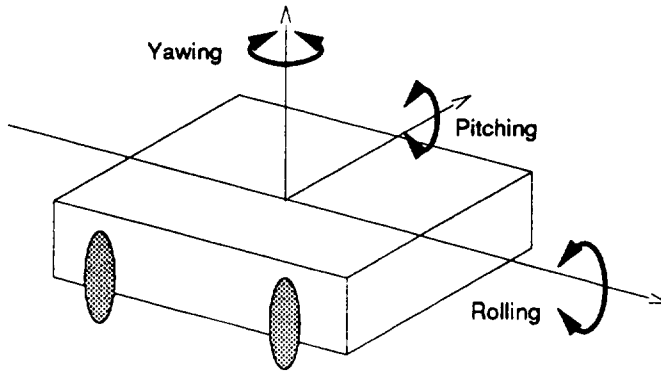


그림 2.5: 일반적인 차량의 운동 형태

전시의 곡률반경이 크다고 가정하면 미끄러짐현상과 바퀴의 변형은 무시되어질 수 있다.

● 2차원 평면운동

일반적으로 차량의 운동은 그림 2.5에서 보듯이 roll, pitch, 그리고 yaw 운동의 복합형태로 나타난다. 그런데 차량의 운동은 yawing에 가장 큰 영향을 받기 때문에 rolling과 pitching은 무시한다. 따라서 차량의 운동은 2차원 평면 운동으로 가정할 수 있다.

앞서서 다룬 기본적인 가정으로부터 다음의 구속조건식이 유도된다. 이러한 구속조건식을 통해 9개의 자유도를 가진 핸들이 있는 차량은 2개의 자유도를 가진 system으로 간략화된다.

(1) 구속조건 1

그림 2.3에서 차량의 순간중심은 C점이 된다. 그리고 각 바퀴의 중심에서 바퀴방향에 수직인 직선은 C점에서 만나야한다. 따라서 이 점은 y' 축상에 존재하며 front wheel



direction, 즉 ϕ_1, ϕ_2 에 의해 결정된다. 그리고 앞바퀴 각 각에 수직인 두선은 y' 축상의 한점에서 만나야한다. 그렇지않으면 바퀴에서 서로 밀거나 당기는 힘이 작용하여 횡방향의 미끄러짐(side slip)이 일어나게 된다. 따라서

$$\rho_3 - \rho_4 = d \quad (2.1)$$

를 만족해야 한다. 여기서 ρ_3, ρ_4 는 ϕ_1, ϕ_2 로 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\rho_3 = \frac{L}{\tan \phi_1} \quad (2.2)$$

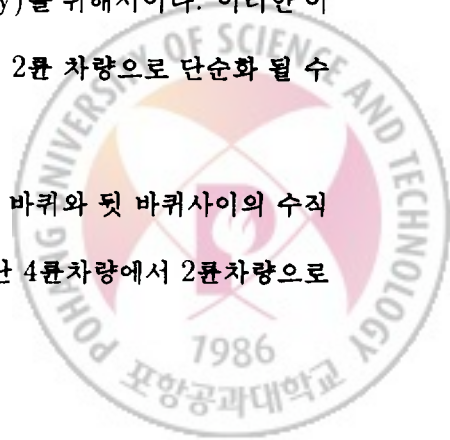
$$\rho_4 = \frac{L}{\tan \phi_2} \quad (2.3)$$

그러므로 ϕ_1, ϕ_2 는 다음과 같은 식을 만족해야 한다.

$$\frac{d}{L} = \frac{1}{\tan \phi_1} - \frac{1}{\tan \phi_2} \quad (2.4)$$

일반적으로 핸들이 있는 차량에서는 1개의 바퀴 또는 2개 아니면 그 이상의 바퀴의 방향을 변화시켜 차량을 조종한다. 자동차와 같이 조종간에 의해 2개의 바퀴(wheel)가 방향(wheel direction)이 바뀌어지는 경우는 바퀴의 방향이 구속조건 1을 만족시키면서 움직이도록 차량의 조향기구를 설계해야한다. 이를 역으로 생각하면 조향을 위해 그 방향이 바뀌어지는 바퀴는 하나만 있어도 된다. 자동차의 경우는 2개의 바퀴가 조향을 위해 그 방향이 바뀌지만 이는 차량의 안정성(driving stability)를 위해서이다. 이러한 이유로 4개의 바퀴를 가진 자동차는 그림 2.6과 같이 3륜, 다시 2륜 차량으로 단순화 될 수 있다.

그림 2.6의 3가지 차량모델은 휠베이스(wheel base: 앞 바퀴와 뒷 바퀴사이의 수직 거리)만 같다면 기구학적인 운동특성은 모두 똑같아 진다. 단 4륜차량에서 2륜차량으로



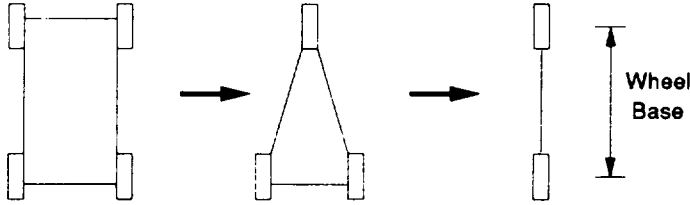


그림 2.6: 4륜차량의 단순화

단순화될 때 그림 2.7의 개략도와 같은 조향기구가 없어지게 되기 때문에 2개의 앞바퀴의 방향으로 결정되는 회전중심 C점과 같은점에 회전중심이 생기도록 2륜차량 앞바퀴의 방향이 결정되어야 한다.

그림 2.8은 자동차의 간략화된 2륜운동모델이다. 여기서 2륜차량의 ϕ 에 의해 결정되는 회전 중심과 4륜차량의 ϕ_1, ϕ_2 에 의해 결정되는 회전중심이 같아지기 위해서는 그림 2.3과 그림 2.8로부터

$$\overline{CQ} = \frac{L}{\tan \phi} = \frac{1}{2} \left(\frac{L}{\tan \phi_1} + \frac{L}{\tan \phi_2} \right) \quad (2.5)$$

따라서,

$$\frac{2}{\tan \phi} = \frac{1}{\tan \phi_1} + \frac{1}{\tan \phi_2} \quad (2.6)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2 \tan \phi_1 \tan \phi_2}{\tan \phi_1 + \tan \phi_2} \right) \quad (2.7)$$

와 같은 관계를 가져야 한다. 여기서 4륜차량에 대한 ϕ 의 의미는 앞 바퀴 2개를 없애고 그림 2.3의 P점에 바퀴 하나가 있다고 생각했을 때 ϕ_1 과 ϕ_2 에 대해 가져야 할 바퀴 방향이다. 또한 P점의 절대 좌표에 대한 진행방향은 결국 ϕ 에 차량의 orientation, α 를 더한 값이 된다. 본 논문에서는 이 ϕ 를 유효조향각도라고 정의한다. 그림 2.3으로부터

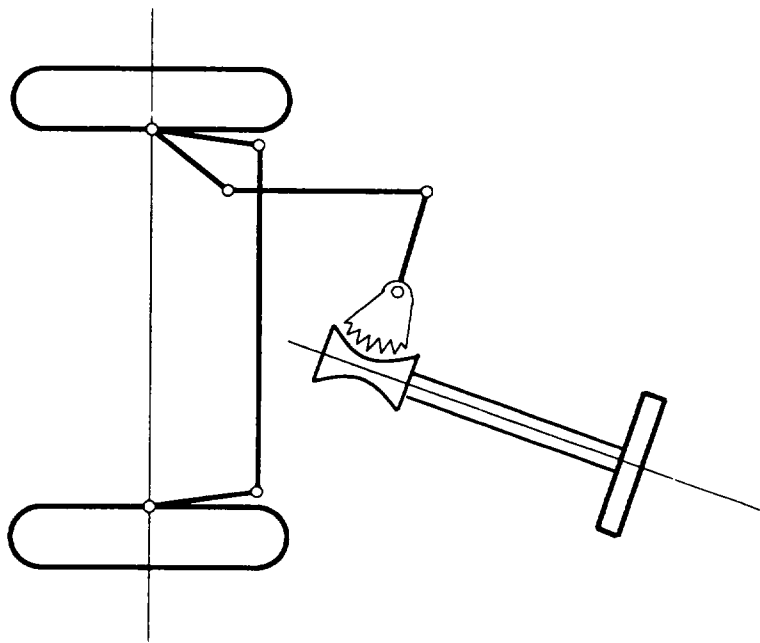


그림 2.7: 자동차의 조향기구

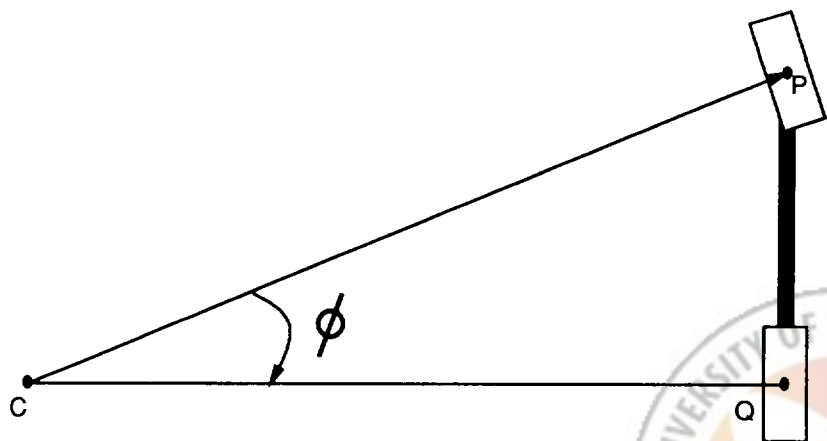
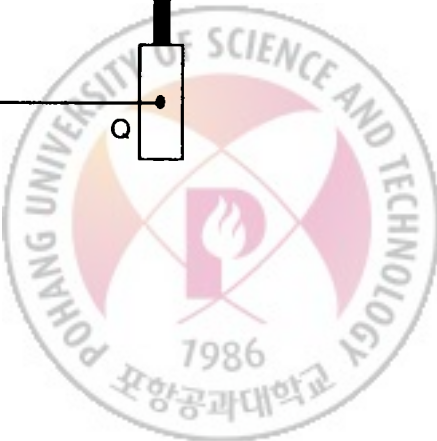


그림 2.8: 자동차의 2륜운동모델



ϕ_1, ϕ_2 를 ϕ 의 식으로 유도할 수 있다.

$$\rho_3 = \rho \cos \phi + \frac{d}{2} \quad (2.8)$$

따라서,

$$\frac{L}{\tan \phi_1} = \frac{L}{\sin \phi} \cos \phi + \frac{d}{2} \quad (2.9)$$

$$\tan \phi_1 = \frac{2 \tan \phi}{2L + d \tan \phi} \quad (2.10)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{2 \tan \phi}{2L + d \tan \phi} \right) \quad (2.11)$$

이 된다. ϕ_2 도 같은 방법으로 다음과 같이 유도된다.

$$\rho_4 = \rho \cos \phi - \frac{d}{2} \quad (2.12)$$

$$\phi_2 = \tan^{-1} \left(\frac{2 \tan \phi}{2L - d \tan \phi} \right) \quad (2.13)$$

여기서 d 는 휠 트레드, L 은 휠베이스를 뜻한다. 실제로 자동차와 같은 4개의 바퀴가 있는 차량의 조향은 앞쪽의 양쪽 바퀴를 조종하여 이루어지지만 이것을 조종자의 관점에서 보면 P점의 진행방향이 $\alpha + \phi$ 가 되도록 하기위해 조향핸들로 유효조향각도(ϕ)만을 조종하면 ϕ_1, ϕ_2 는 각각 식 (2.11)과 식 (2.13)의 기구학적 관계로 ϕ 에 의해 결정 되는 것이라고 볼 수 있다. 이런 이유로 본 논문에서는 조향핸들의 각도와 유효조향각은 비례한다고 가정하고 차량을 모델링하였다.

(2) 구속조건 2

모든 바퀴의 중심은 점C에 대해 같은 각속도로 회전한다. 그리고 여기서 바퀴와 지면사이에서는 미끄러짐이 일어나지 않는다는 가정을 이용하면 다음과 같은 구속조건식을 얻



을 수 있다.

$$\frac{v_A}{\rho_1} = \frac{v_B}{\rho_2} = \frac{v_C}{\rho_3} = \frac{v_D}{\rho_4} = \dot{\alpha} \quad (2.14)$$

여기서, v_A, v_B, v_C, v_D 는 각 바퀴 중심의 속도를 나타낸다.

$$v_A = r\theta_1$$

$$v_B = r\theta_2$$

$$v_C = r\theta_3$$

$$v_D = r\theta_4$$

여기서 r 은 바퀴의 반경이다. 따라서

$$\frac{\dot{\theta}_1}{\rho_1} = \frac{\dot{\theta}_2}{\rho_2} = \frac{\dot{\theta}_3}{\rho_3} = \frac{\dot{\theta}_4}{\rho_4} \quad (2.15)$$

이 된다. 그런데

$$\rho_1 = \frac{L}{\sin \phi_1} \quad (2.16)$$

$$\rho_2 = \frac{L}{\sin \phi_2} \quad (2.17)$$

$$\rho_3 = \frac{L}{\tan \phi_1} \quad (2.18)$$

$$\rho_4 = \frac{L}{\tan \phi_2} \quad (2.19)$$

이므로 결국 구속조건식은

$$\dot{\theta}_1 \sin \phi_1 = \dot{\theta}_2 \sin \phi_2 = \dot{\theta}_3 \tan \phi_1 = \dot{\theta}_4 \tan \phi_2 \quad (2.20)$$



이 된다. 또한 바퀴에선 횡방향의 미끄러짐이 존재하지 않으므로 P점의 운동방향은 $\alpha + \phi$ 가 된다. 그러므로 다음의 구속조건식이 얻어진다.

$$\dot{x} = v_p \cos(\alpha + \phi) \quad (2.21)$$

$$\dot{y} = v_p \sin(\alpha + \phi) \quad (2.22)$$

$$\dot{\alpha} = \frac{v_p}{\rho} \quad (2.23)$$

결국 구속조건1으로부터 1개의 구속조건식이 얻어지고 구속조건2로부터 6개의 구속조건이 얻어지게되어 모두 7개의 구속조건식을 얻을 수 있다. 따라서 9개의 좌표(coordinate)를 가진 핸들을 가진 차량은 2개의 자유도(Degrees of freedom)를 가지게 된다.

2.2.2 차량의 운동방정식

본 절에서는 앞절의 유효조향각도(ϕ)를 이용하여 차량의 기구학적인 운동방정식을 구한다. 앞절의 구속조건식

$$\vec{v}_p = (\dot{x}, \dot{y}) \quad (2.24)$$

$$\dot{x} = v_p \cos(\alpha + \phi) \quad (2.25)$$

$$\dot{y} = v_p \sin(\alpha + \phi) \quad (2.26)$$

에서 \dot{x} 과 \dot{y} 은 차량의 orientation α 그리고 유효 조향각도 ϕ 로 표현된다. 그런데 차량의 회전속도 $\dot{\alpha}$ 은

$$\dot{\alpha} = \frac{v_p}{\rho} \quad (2.27)$$

$$= \frac{v_p \sin \phi}{L} \quad (2.28)$$



와 같이 유효 조향각도 ϕ 의 함수가 되고 이식을 적분하면 α 는

$$\alpha = \frac{1}{L} \int_0^t v_p \sin \phi dt \quad (2.29)$$

로 유도된다. 이 식을 다시 식 (2.25)와 식 (2.26)에 대입하고 적분하면 차량의 운동 방정식은 아래와 같은 형태로 유도된다.

$$x = \int_0^t v_p \cos\left(\frac{1}{L} \int_0^t v_p \sin \phi dt + \phi\right) dt \quad (2.30)$$

$$y = \int_0^t v_p \sin\left(\frac{1}{L} \int_0^t v_p \sin \phi dt + \phi\right) dt \quad (2.31)$$

이렇게 해서 유도된 운동 방정식은 차량을 모델링할때 transfer function을 구할때 이용되며 이 transfer function은 다시 시뮬레이션에서 차량의 모델로서 사용된다. 또한 이 운동 방정식을 통해 나타나는 차량의 운동특성을 controller설계시 이용하였다.



III. 차량제어 시스템의 구성

본 연구에서는 핸들이 있는 차량의 대표적인 형태인 승용차의 무인 주행을 위해 기존의 AGV 시스템의 구동방식을 이용해 차량 제어 시스템을 구축하였다. 기존의 AGV 시스템에 사용된 차량의 대부분은 핸들이 없는 차량이며 최고 운전 속도도 10km/h 이하였다. 일반적으로 사용목적은 공장 자동화나 창고 자동화를 목적으로하는 무인 cart를 구현하는 것이었다. AGV 시스템의 제어구조는 원하는 주행로에 유도선을 설치하고 이 유도선을 따라 정해진 속도로 움직이게 하는 것이다. AGV시스템이 적용되는 차량의 대부분이 핸들이 없는 차량인데 그 이유는 조향기구(steering mechanism)가 필요없으므로 구조가 간단해지고 핸들이 있는 차량과는 달리 중심의 이동없이 차량의 orientation을 자유롭게 바꿀 수 있기 때문에 어떤 형태의 유도선도 쉽게 따라 갈 수 있기 때문이다. 본 논문에서 대상으로 하고 있는 자동차의 무인 내구 시험은 차량을 정해진 주행로에서 일정한 속도로 일정거리를 주행한 후 차량이 입은 내상(damage)을 측정하는 과정으로 이루어진다. 본 연구에서는 이 과정중 현재 사람이 하고 있는 험로 주행을 자동화하고자 한다. 이를 위해 본 차량 주행 시스템은 험로에서 인간을 대신하여 시험 주행로를 정해진 주행 시퀀스(sequence)에 따라 주행할 수 있도록 다음의 요소들을 가지도록 설계되어졌다.

1. 핸들 및 페달의 구동 장치
2. 센서 시스템 (속도, 자세 및 구간 감지)
3. Controller (조향, 속도 및 원격 제어)



4. 차량내의 기타 장치

5. 외부 장치

3.1 조향 핸들 및 페달의 구동장치

조향핸들과 페달의 구동장치의 설계시 가장 많이 고려된 사항은 설치의 편리성과 호환성이다. 전체 주행 제어 시스템은 차량의 내구 시험을 위해 사용되기 때문에 내구 시험의 대상이 되는 차량은 여러 형태의 것이 될 수 있다. 이런 이유로 자동차의 공간적 한계 내에서 자동차에 어떠한 손상을 입히지 않고 견고한 장치고정과 원활한 조작을 위해 가변적인 구조로 설계 제작되었다.

본 주행 제어 시스템은 자동 트랜스미션(AT:Automatic Transmission)이 적용된 차량을 제어하도록 설계되었기 때문에 엑셀 페달과 브레이크 페달을 구동할 수 있는 기구만 있으면 된다. 엑셀 페달의 경우는 작은 힘으로도 동작이 가능하지만 차량의 속도 제어를 위해서 정확한 위치제어가 필요하다.

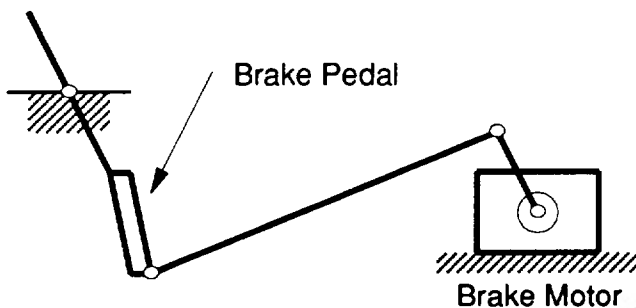


그림 3.1: 브레이크 동작의 개략도



이런 이유로 엑셀 페달의 제어를 위해 서보모터가 내장된 선형 액추에이터(linear actuator)를 사용하였다. 그리고 브레이크 페달의 구동장치는 그림 3.1과 그림 3.2와 같이 4-bar mechanism을 이용하여 큰 추력(thrust force)이 나오도록 설계 제작하였다.

승용차와 같은 핸들이 있는 차량은 조향 핸들에 의해 조종되어진다. 조향 핸들 구동장치는 운전석 앞부분에 설치된 제어기(controller)에서 결정한 제어량만큼 조향 핸들을 동작시키는 부분이다. 조향 핸들의 동작을 맡는 모터의 동력전달은 timing belt와 pulley를 사용하여 그림 3.3과 같이 구성되었다.

3.2 센서 시스템

센서 시스템은 아래의 3부분으로 나누어 질 수 있다.

1. 조향 오차 감지 장치
2. 속도 감지 장치
3. 구간 감지 장치

조향 제어를 위해서 유도선에 대한 차량 위치의 상대오차(tracking error)를 감지하는 센서가 필요하기 때문에 본 시스템에서는 MPC(Magnet Pickup Coil)를 이용하여 조향 오차 감지 장치를 구성하였다. 유도선에 교류를 흘려주면 유도선 주위에는 전류의 크기에 비례하고 거리의 제곱에 반비례하는 자장이 형성된다. 여기에 MPC를 접근시키면 유도전류가 발생하게 되는데 이 유도 전류의 크기는 유도선까지의 거리의 제곱에 반비례하게 된다. 본 주행 제어 시스템에서는 이를 이용하여 차량의 유도선에 대한 조향 오차

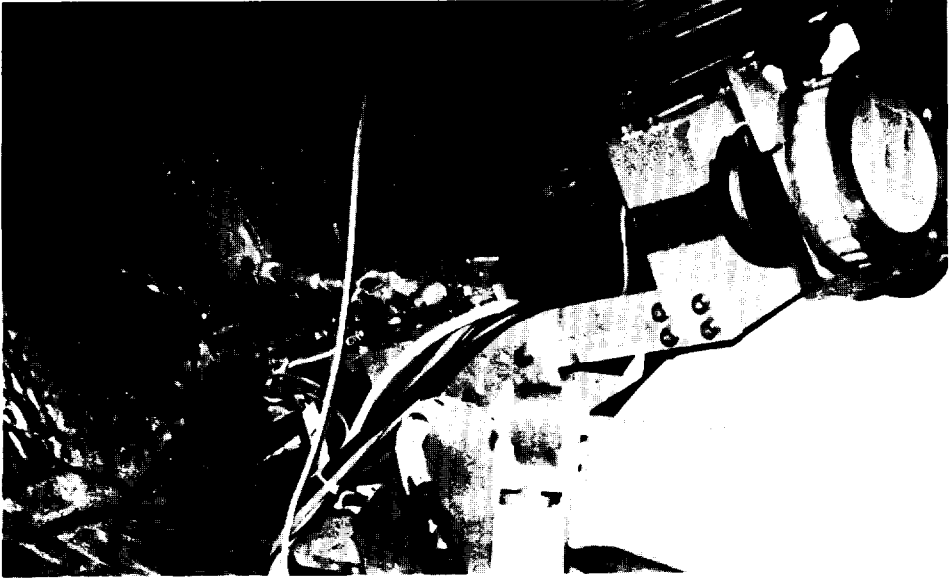


그림 3.2: 페달의 동작 기구

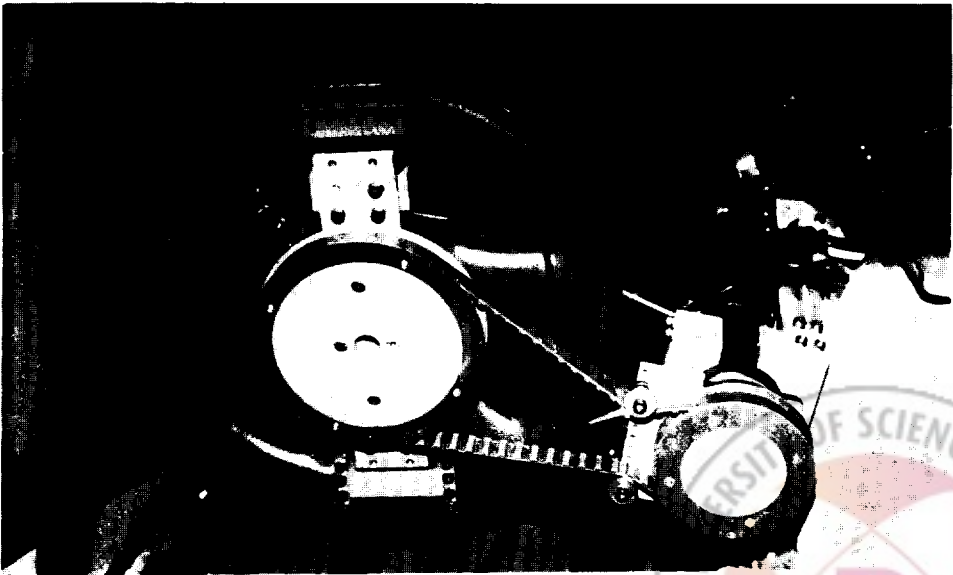


그림 3.3: 조향 핸들의 동작 기구



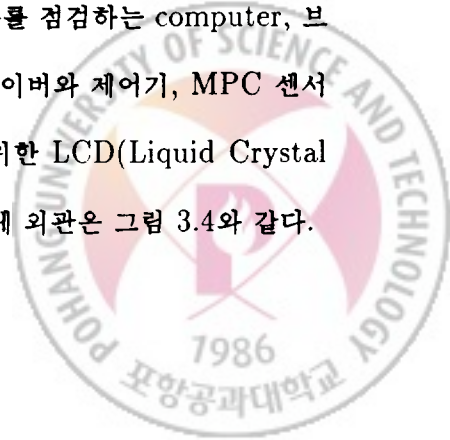
를 감지한다. 이를 위해 본 시스템에서는 2개의 MPC를 사용한다. MPC의 특성을 정확하게 알아 낼 수 있고 적절하게 MPC를 설치하면 1개의 MPC로도 조향 오차를 감지할 수 있지만 온도 변화등으로 센서의 특성이 바뀔 수 있기 때문에 2개의 MPC를 사용하여 조향 오차 감지 장치를 구성하였다.

차량의 속도 제어를 위해서 차량의 속도를 감지하는 장치가 필요하게 된다. 속도 감지는 encoder와 counter board를 사용하여 구성하였고 encoder는 차량의 트랜스미션에서 클러스터로 연결되어 있는 스피드 케이블에 설치하여 차량의 속도를 측정하는 방법을 사용하였다.

구간 감지 장치는 주행로상에서 차량의 절대위치를 알아내기 위해 사용되는 장치이다. 속도 감지 장치로 부터 차량이 움직인 상대적인 거리는 파악이 가능하지만 주로상의 절대 위치는 알아 낼 수 없다. 구간 측정 장치는 주행로의 일정한 위치에 구간 감지용 전선을 매설하고 조향 오차 감지장치에서 사용된 MPC로 이를 감지하여 차량의 절대위치를 그 지점에서 보정하는 방법을 사용하여 구성하였다.

3.3 Controller의 구성

주행 제어 시스템의 머리에 해당하는 controller는 자동차의 뒷 좌석 좌측에 놓이며 그 구성 요소는 전체 시스템의 시퀀스 제어와 속도 및 조향 제어를 수행하는 computer, 외부와의 통신과 제어를 담당하고 첫번째 computer의 오류를 점검하는 computer, 브레이크 구동용 모터와 엑셀 구동용 선형 액추에이터의 드라이버와 제어기, MPC 센서 보드, 속도 감지용 counter, 그리고 사용자 인터페이스를 위한 LCD(Liquid Crystal Display)와 키패드 (keypad)등으로 구성되어 있다. 그 전체 외관은 그림 3.4와 같다.



3.4 차량내의 기타 장치 및 외부 장치

차량의 출발과 정지신호를 받고 차량의 주행 정보를 관제 computer에 보내는 무선 모뎀(wireless modem)과 controller, 센서 시스템, 그리고 구동 장치에 쓰이는 차량 축전지의 직류전원으로 부터 만들어 주는 직류-교류 전환기(inverter)는 차량의 우측 앞 좌석에 설치하였다.

차량의 운행 감시장치로서 카메라 4대가 주행로에 설치되어 있고 모니터는 관제실에 설치하였다. 그리고 차량의 운전 상태를 직접 수신하고 차량의 출발과 정지를 제어하는 관제 computer와 교류발생기를 관제실에 설치하였다. 그림 3.5는 관제실 내부에 설치된 관제 computer, 교류발생기, 그리고 모니터의 배치를 나타낸 그림이다.

그림 3.6은 자동차내부에 설치된 주행 제어 시스템의 배치를 나타내는 개략도이다. 그리고 그림 3.7은 주행로에 설치된 유도선의 형태와 구간 감지용 전선의 형태를 보여주는 개략도이다.



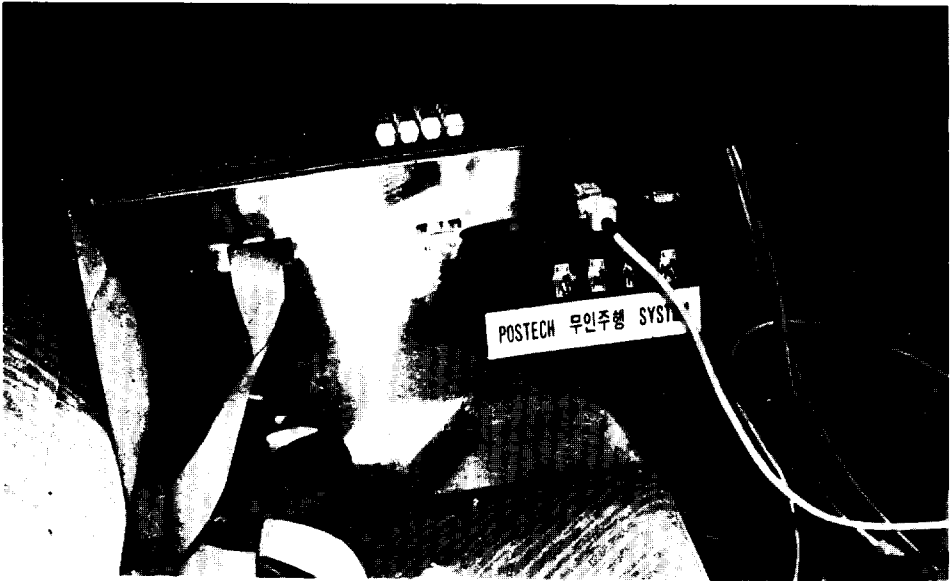


그림 3.4: Controller의 외관



그림 3.5: 관제실내부의 모습

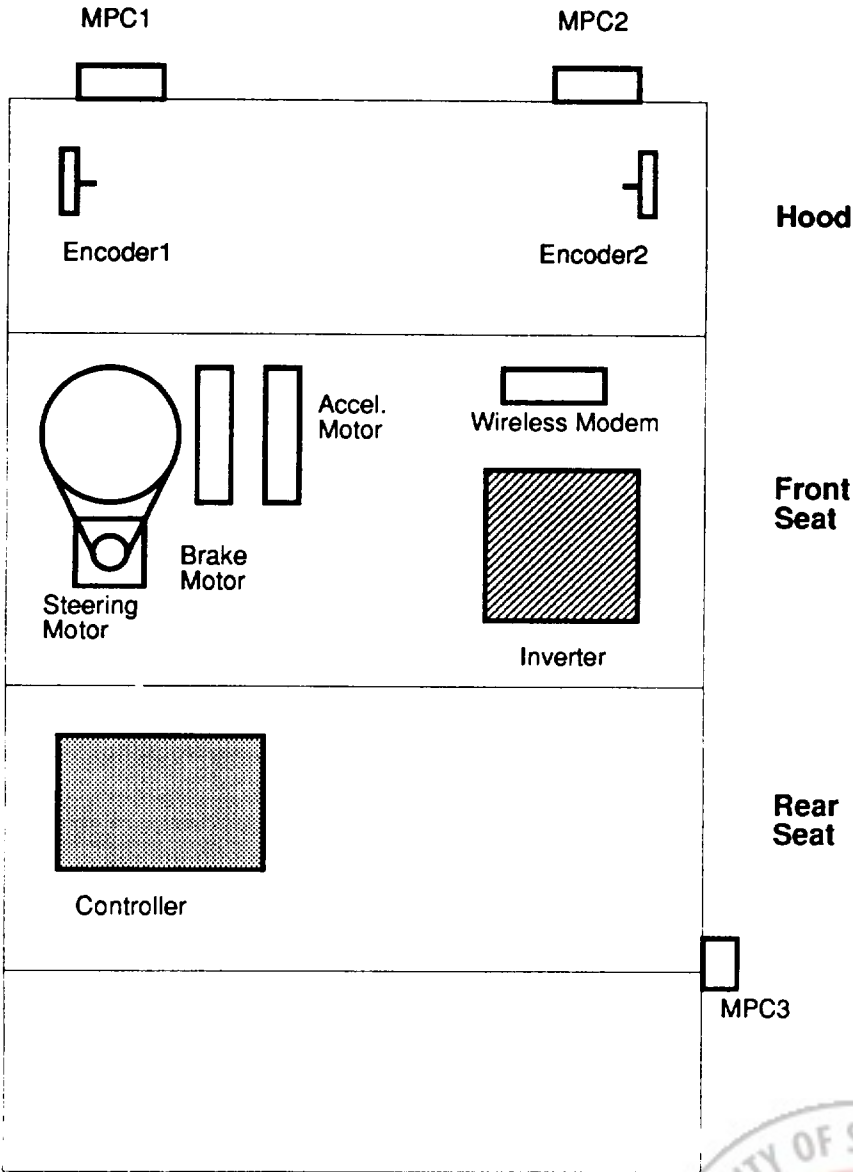


그림 3.6: 자동차내부 시스템의 개략도



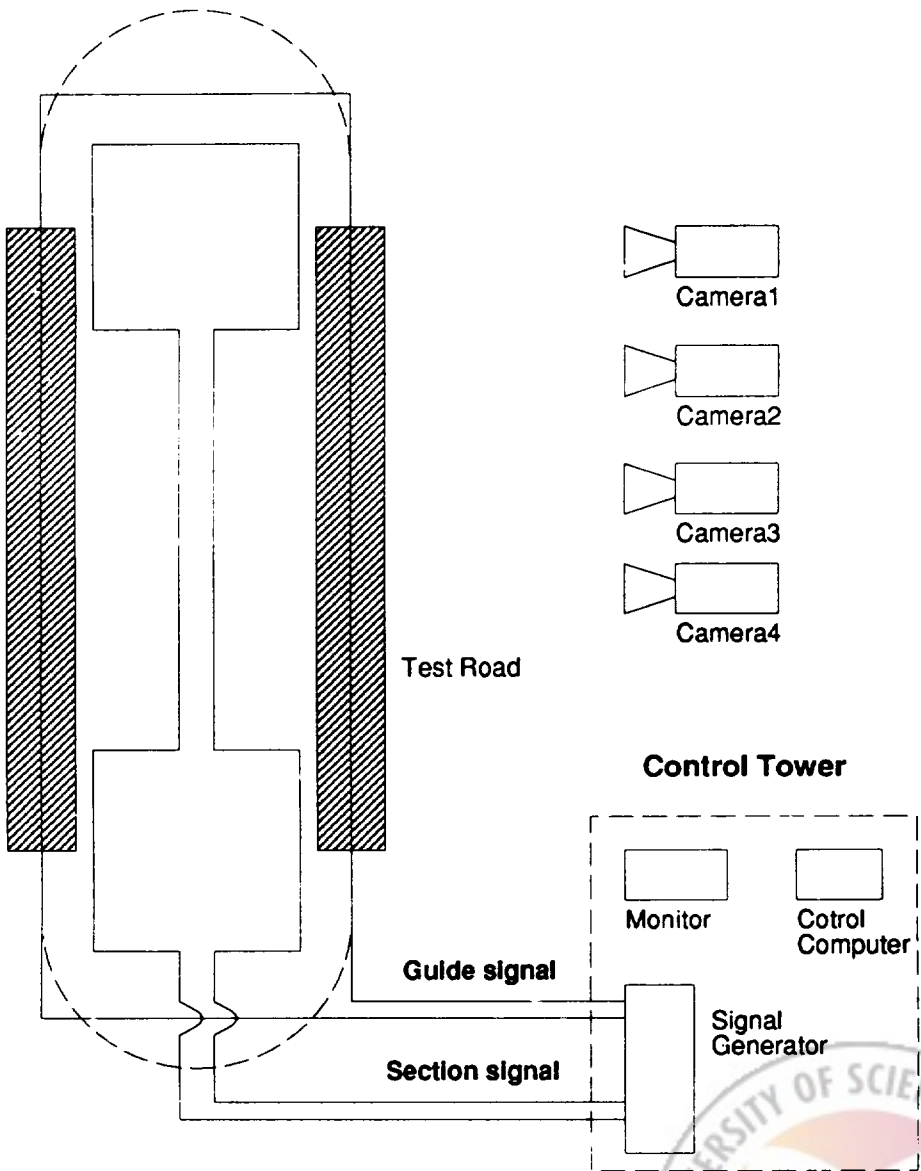
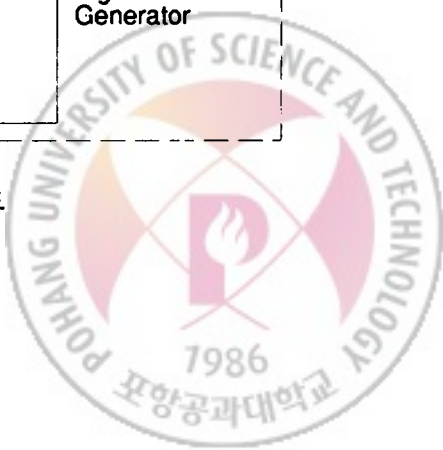


그림 3.7: 외부장치의 배치도



IV. 시스템 모델링 및 Controller 설계

본 장에서는 차량 주행 시스템의 안정성을 살펴보기 위해 시스템의 각 요소의 거동을 모델링하였다. 그리고 보다 안정한 차량의 제어를 위해 조향오차의 가속도를 제어하기 위해 가속도 피드백을 사용하는 제어 기법을 제안하였다.

4.1 차량의 모델링

본 절에서는 2장에서 구한 차량의 운동방정식을 근거로 하여 차량의 운동을 모델링하였다. 이를 위해 우선 다음의 2가지 가정을 하였다.

1. 차량의 속도는 일정하다.

차량의 속도는 구간에 따라 정해진 속도로 움직이도록 속도제어를 통해 일정한 속도로 유지되기 때문에 차량의 속도가 일정하다고 가정한다.

2. α 와 ϕ 는 5° 이하로 작다.

조향 제어시 차량의 유도선에 대한 orientation을 나타내는 α 와 유효 조향각도 ϕ 는 각각 5° 미만이며 두 값을 합한 $\alpha + \phi$ 도 5° 미만이다. 따라서 다음과 같은 sine 함수의 간략화가 가능하다.

$$\sin \alpha \approx \alpha$$

$$\sin \phi \approx \phi$$

$$\sin(\alpha + \phi) \approx \alpha + \phi$$



위의 가정을 통해 2장에서 구한 운동방정식은 식 (4.1–4.6)처럼 간략화될 수 있다.

$$y = \int_0^t v_p \sin\left(\frac{1}{L} \int_0^t v_p \sin \phi dt + \phi\right) dt \quad (4.1)$$

$$= \int_0^t v_p \sin(\alpha + \phi) dt \quad (4.2)$$

$$\approx \int_0^t v_p (\alpha + \phi) dt \quad (4.3)$$

$$= \int_0^t v_p \left(\frac{v_p}{L} \int_0^t \sin \phi dt + \phi \right) dt \quad (4.4)$$

$$\approx \int_0^t \left(\frac{v_p^2}{L} \int_0^t \phi dt + v_p \phi \right) dt \quad (4.5)$$

$$\ddot{y} = \frac{v_p^2}{L} \phi + v_p \dot{\phi} \quad (4.6)$$

식 (4.6)을 Laplace transform시키면 다음과 같이 유도된다.

$$s^2 Y(s) = \left(\frac{v_p^2}{L} + v_p s \right) \Phi(s) \quad (4.7)$$

위의 식으로부터 y 와 ϕ 사이의 transfer function은 다음과 같이 유도 된다.

$$\frac{Y}{\Phi}(s) = \frac{\frac{v_p^2}{L} + v_p s}{s^2} \quad (4.8)$$

4.2 조향기구의 모델링

핸들이 있는 차량의 부류에 속하는 자동차는 조향기구(steering mechanism)를 가지고 있다. 일반적으로 자동차의 조향기구는 그림 4.1의 구조를 가진다. 여기서 steering gear unit을 보다 자세히 살펴보면 그림 4.2의 구조를 가진다. 이 steering gear unit은 universal coupling, ball screw, 그리고 rack and pinion으로 구성되며 이 부분들은 hysteresis(backlash)를 가진다. 그리고 조향 모터와 핸들사이의 동력전달

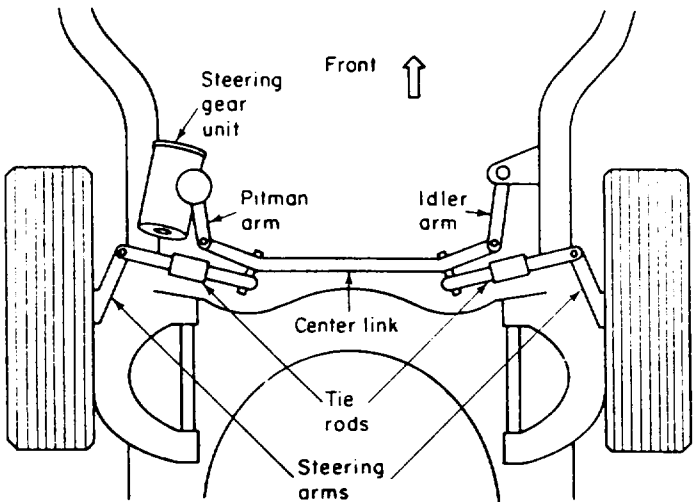


그림 4.1: 조향기구의 일반적인 구조

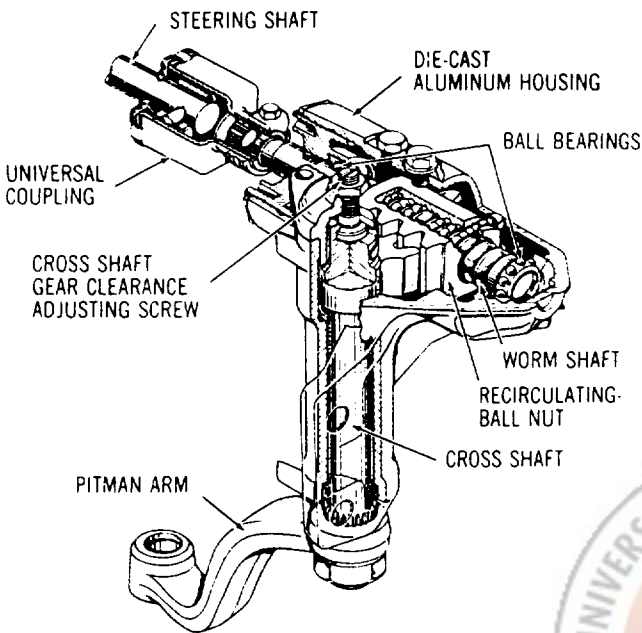


그림 4.2: Steering gear unit



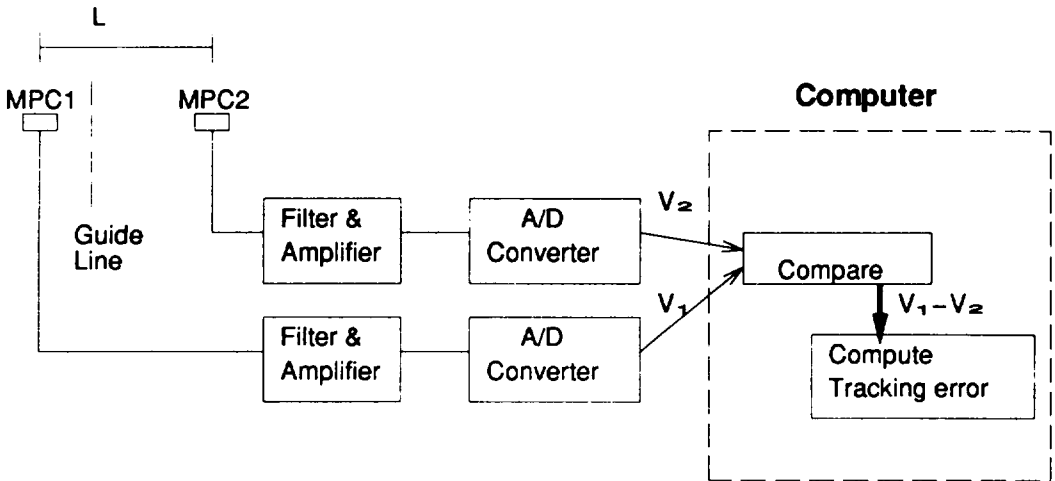


그림 4.3: 조향오차의 감지 과정

기구(timing belt와 pulley)에서도 hysteresis가 발생한다. 이런 이유로 전체 조향기구를 hysteresis로 모델링하였다.

4.3 조향오차 감지장치의 모델링

조향오차 감지장치는 그림 4.3의 과정을 통해 유도선에 대한 조향오차를 측정한다. 여기서 차량이 오른쪽으로 치우치면 MPC1에서 유도되는 전압은 커지고 MPC2에서 유도되는 전압의 크기는 작아진다. 조향오차를 y 라 하면

$$y = ScaleFactor(V_1 - V_2) \quad (4.9)$$

의 식으로 y 를 구할 수 있다. 그러나 유도선이 MPC1과 MPC2 사이에 놓이지 않으면 즉 차량이 유도선에 대해 거리가 $\frac{L}{2}$ 이상으로 벗어나면 MPC1과 MPC2에 유도되는 전압의 증가와 감소로 만들어지는 $V_1 - V_2$ 값의 차이는 더 커지지 않고 작아지게 된다. 본 논문에서는 이런 비선형특성을 그림 4.4의 그래프로 모델링하였다.

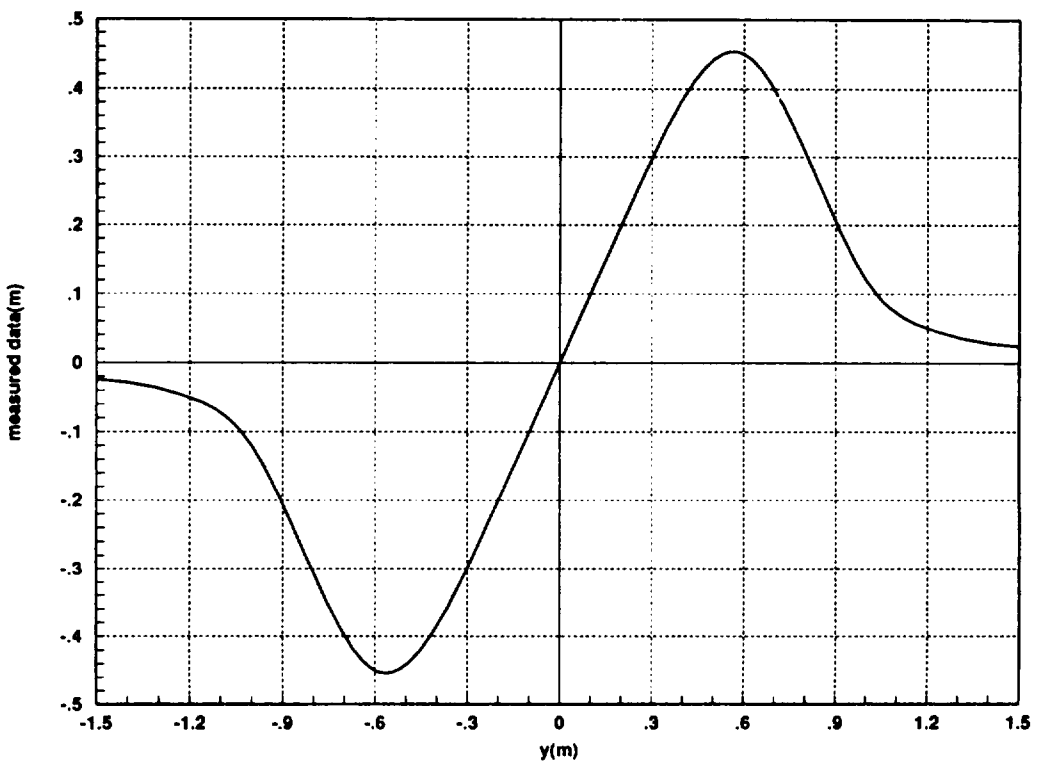


그림 4.4: 조향오차 감지장치의 비선형 특성



그리고 전압을 측정하여 수치화하는 A/D converter는 conversion시에 항상 일정 시간이상이 소요되는데 본 시스템에서 사용한 A/D converter는 약 30-50ms 정도 된다. 이를 50ms의 시간 지연(time delay)로 모델링하였다.

4.4 조향 모터의 모델링

조향 모터는 조향 핸들을 돌려주는 구동 장치로 이 모터의 회전속도는 모터의 성능에 따라 그 한계값을 가진다.

조향모터의 위치제어는 모터 제어용 motion controller와 모터 power driver에 의해 이루어진다. 여기서 motion controller는 위치제어와 trajectory planning을 맡는 요소인데 본 시스템을 위해 모터가 낼 수 있는 최대 속도로 원하는 위치까지 움직이도록 이 부분을 programming하였다. 조향제어의 측면에서 모터의 구동특성을 살펴보면 controller에서 결정되는 유효조향각의 속도에 한계(saturation)를 주는 부분이 된다. 이런 이유로 조향모터는 속도 saturation으로 모델링을 하였다. 그리고 위치 명령으로부터 실제 모터가 반응하는데까지 약 50ms정도가 걸리기 때문에 이 부분을 시간 지연으로 모델링하였다.

4.5 외란의 모델링

주행 제어 시스템에는 여러 가지의 외란이 들어오게 되는데 그 대표적인 예로 다음의 2가지를 들 수 있다.

- 주행로에 의한 외란 (Road disturbance)
- 자동차의 엔진 noise에 의한 외란



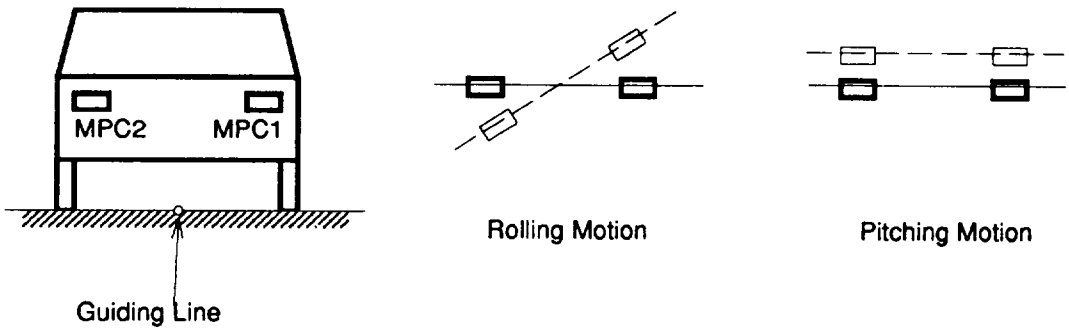
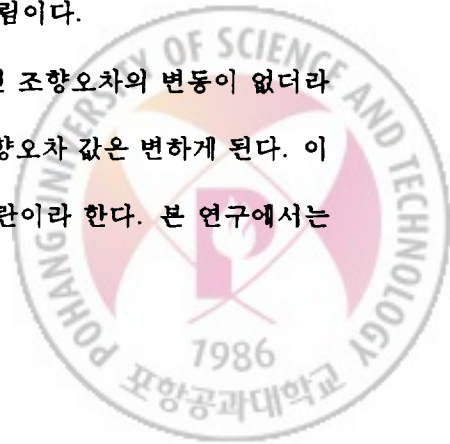


그림 4.5: 조향오차 감지장치에 대한 3차원운동의 영향

주행로에 의한 외란은 다시 2가지 형태로 구분될 수 있다. 그 첫번째 형태는 주행로가 완전한 평지가 아니기 때문에 발생하는 외란이다. 실제 주행로는 항상 요철을 가지고 그 요철은 일정하게 나타나지 않기 때문에 양쪽 바퀴에 각각 다르게 영향을 미친다. 구체적으로 예를 들면 왼쪽 바퀴와 닿아 있는 지면은 평지이고 오른쪽 바퀴 부분은 요철인 부분이 될 수 있다. 이런 경우 유도선을 따라가기 위해서는 왼쪽 바퀴보다 오른쪽 바퀴가 더 빨리 회전하여야 한다. 이런 현상을 조향제어의 측면에서 보면 차향은 직선의 유도선을 따라가는 것이 아니고 요철이 있는 유도선을 따라 가는 것이 된다. 두번째로 들 수 있는 주행로에 의한 외란은 차량이 실제로는 3차원 운동을 하기 때문에 발생하는 외란이다. 차량이 요철을 만나 roll motion이나 pitch motion을 하게 되면 앞서서 설명한 조향오차 감지 장치에서 나오는 측정값이 변화를 일으킨다. 그림 4.5는 roll motion과 pitch motion이 조향오차 감지장치에 미치는 영향을 보여주는 그림이다.

위의 그림에서 보듯이 rolling이나 pitching이 일어나면 조향오차의 변동이 없더라도 양쪽 MPC에 유도되는 전압은 변하게 되어 측정되는 조향오차 값은 변하게 된다. 이런 현상으로 발생하는 외란을 차량의 3차원 운동에 의한 외란이라 한다. 본 연구에서는



이런 주행로에 의한 외란을 다음과 같이 sine 함수로 모델링하였다.

$$D = \text{Roughness} \times \sin(2\pi \times \text{Roadfreq} \times t) \quad (4.10)$$

여기서 *Roughness*는 외란의 크기를 나타내고 *Roadfreq*는 외란의 주파수가 된다.

엔진 noise에 의한 외란은 앞서의 조향오차 감지장치의 필터(filter) 부분에서 대부분 제거되고 또한 그 크기가 주행로에 의한 외란에 비해 그 크기가 매우 작기 때문에 본 연구에서는 무시하였다.

4.6 Controller의 설계

그림 2.3에서 유도선이 $y = 0$ 라는 직선이라고 가정하면 주행제어의 목표는 $y = 0$ 가 되도록 하는 것이라 할 수 있다. 본 연구에서는 이 제어 목표를 위해 controller의 기본 구조를 PID로 설계하였다. 그리고 여기에 \dot{y} 에 damping을 주는 개념의 가속도 피드백을 사용하여 controller를 구성하였다. 여기서 \dot{y} 에 damping을 주는 이유는 조향 모터를 조종하는 조향 모터의 속도 한계 때문이다. 2장의 운동 방정식으로 부터 \dot{y} 은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{y} &= v_p \sin(\alpha + \phi) \\ &\cong v_p(\alpha + \phi) \end{aligned}$$

따라서 \dot{y} 은 차량의 진행방향인 $(\alpha + \phi)$ 에 비례하는 값이다. 그러므로 \dot{y} 에 damping을 주는 것은 결국 차량의 진행 방향을 나타내는 $(\alpha + \phi)$ 에 damping을 주는 것이된다. 자동차의 제어는 $(\alpha + \phi)$ 값을 조종함으로써 이루어지는 데 $(\alpha + \phi)$ 값 자체의 변화량이 커지면, 특히 이중에서도 α 의 시간에 대한 변화량 $\dot{\alpha}$ 가 커지면 ϕ 의 속도 $\dot{\phi}$ 에는 한계가 있

기 때문에 차량의 진행방향을 제어하기가 어렵고 진행방향의 제어가 쉽지않으면 조향제어도 당연히 어려워지게 된다. 이러한 이유로 진행방향에 damping을 주는 개념의 가속도 피드백을 사용하여 진행방향의 변화량이 쉽게 커지지 않게 함으로써 ϕ 에 의해 차량이 쉽게 제어될 수 있도록 하였다. 전체 control equation을 다음과 같다.

$$\phi = -(K_p y + K_d \dot{y} + K_i \int_0^t y dt + K_a \ddot{y}) \quad (4.11)$$

지금까지 모델링된 부분들중에서 주행 시스템의 안정성에 영향을 주는 부분으로 조향 모터의 속도한계, 조향 기구의 hysteresis, 그리고 주행로에의한 외란을 들 수 있다. 다음 장에서는 모델링된 각각의 부분들을 통합하여 전체 시스템을 모델링하고 각각의 변수의 주행성능에 대한 영향을 시뮬레이션을 통해 살펴 본다.



V. 차량주행의 시뮬레이션

본장에서는 앞서의 모델링을 근거로 차량주행을 시뮬레이션(simulation)함으로써 차량 주행 시스템의 각 요소중 조향 모터의 속도한계, 조향기구의 hysteresis, 그리고 주행로에의한 외란이 시스템의 안정성에 어떤 영향을 미치는 가에 대해 살펴본다. 여기서 조향 모터의 속도한계값을 제외한 나머지 hysteresis와 외란의 정확한 실제값은 알 수 없기때문에 실험을 통해 유추하여 사용하였다. 이런 이유로 본 장에서는 시스템 각 요소의 상대적인 변화가 주행 시스템의 안정성에 어떤 영향을 미치는 가를 알아보고, 또한 조향기구로서 핸들을 가진 차량의 주행 제어를 위해 제안한 가속도제어가 시스템의 성능에 어떠한 영향을 주는 가를 알아보았다.

5.1 Simulator의 구성

그림 5.1은 simulator의 구성을 나타내는 block diagram이다. simulator의 각 부분¹은 4장에서 모두 모델링되었고 본 장에서는 그 결과를 이용해 차량 주행 simulator를 구성하였다. 시뮬레이션을 위해 hardware로 workstation SUN SPARCstation 330을 사용하였고 simulation package로 MATRIXx v3.0을 이용하였다. 이 주행시스템의 controller는 digital control system이기 때문에 discrete time domain에서 해석하고 plant는 continuous time domain에서 해석하는 hybrid analysis를 사용하여 시뮬레이션을 하였다.

¹ 각 부분의 상세한 block diagram은 부록에 실려있다.



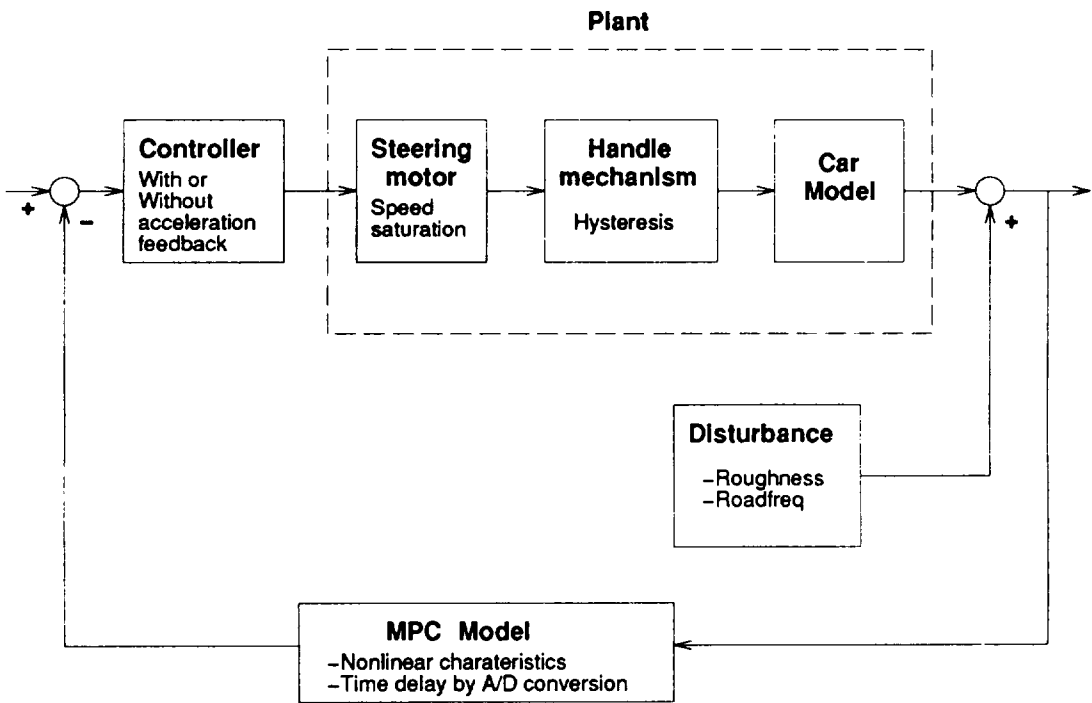


그림 5.1: Simulator의 구성



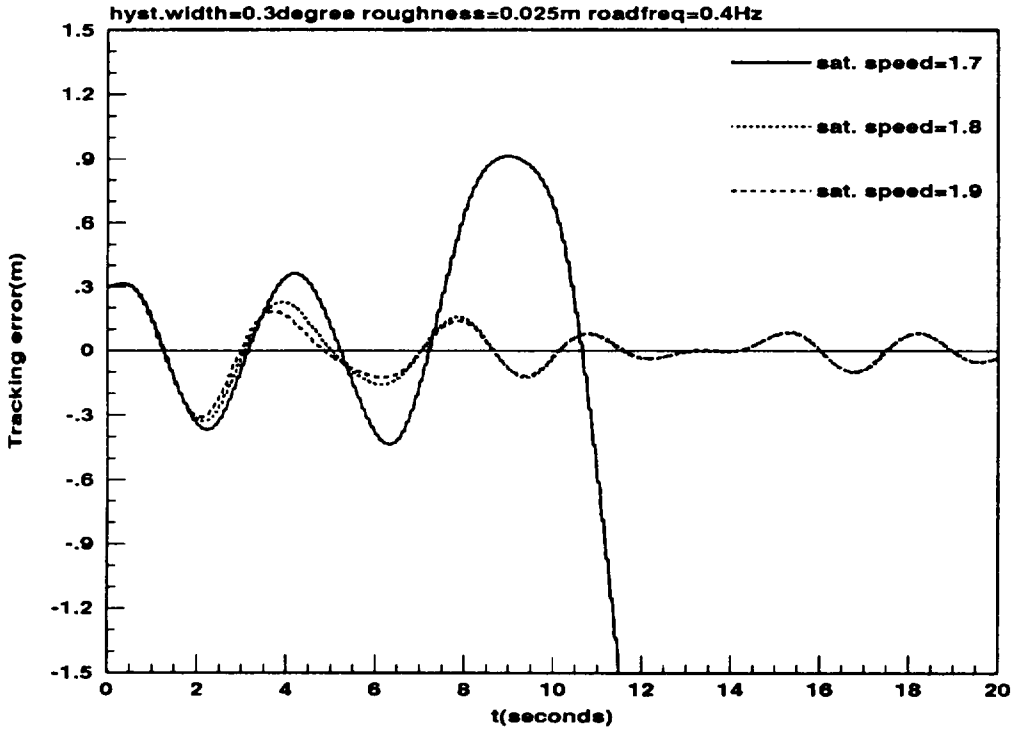


그림 5.2: 조향 모터의 속도 한계와 주행 성능과의 관계

5.2 조향 모터의 속도한계와 시스템 성능

본 절에서는 조향모터의 속도한계에 따른 시스템의 성능을 살펴 보았다. 먼저 controller에 가속도피드백이 없고 PD control만 사용했을 때의 simulation 결과는 그림 5.2와 같다. 이 결과는 외란의 정도를 나타내는 Roughness와 Roadfreq가 각각 0.025m, 0.4Hz이고 조향 기구의 hysteresis width가 0.3degree일때의 것이다. 조향 모터의 속도 한계로 인한 유효 조향각의 속도한계가 1.9, 1.8, 1.7 degree/sec으로 점점 작아지면서 조향 오차(Tracking Error)의 overshoot은 점차 증가하다가 발산하여 시

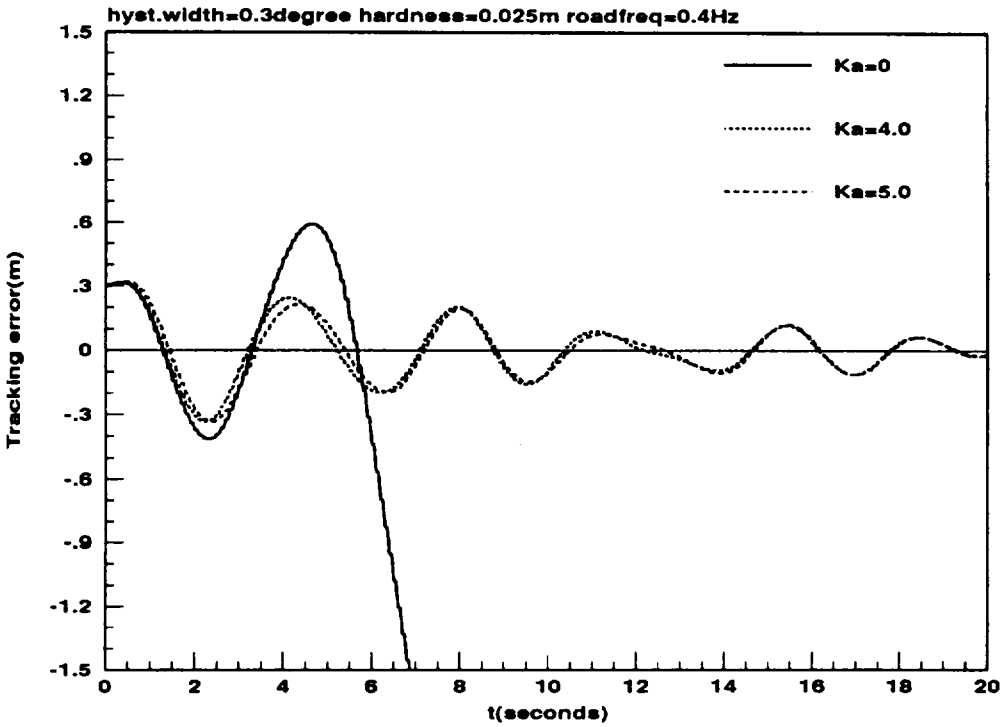


그림 5.3: 가속도 피드백의 효과

시스템 자체가 불안정해진다. 그림 5.3은 유효조향각의 속도한계가 1.6 degree/sec일때 가속도 피드백 gain이 0, 4.0, 5.0으로 증가시켰을 때의 주행 시뮬레이션의 결과이다. 가속도 피드백이 없을 때 ($K_a = 0$ 일때) PD제어로는 안정된 결과를 얻을 수 없었지만 가속도 피드백이 제어과정에 추가됨으로서 안정된 주행 시뮬레이션 결과를 얻을 수 있다.



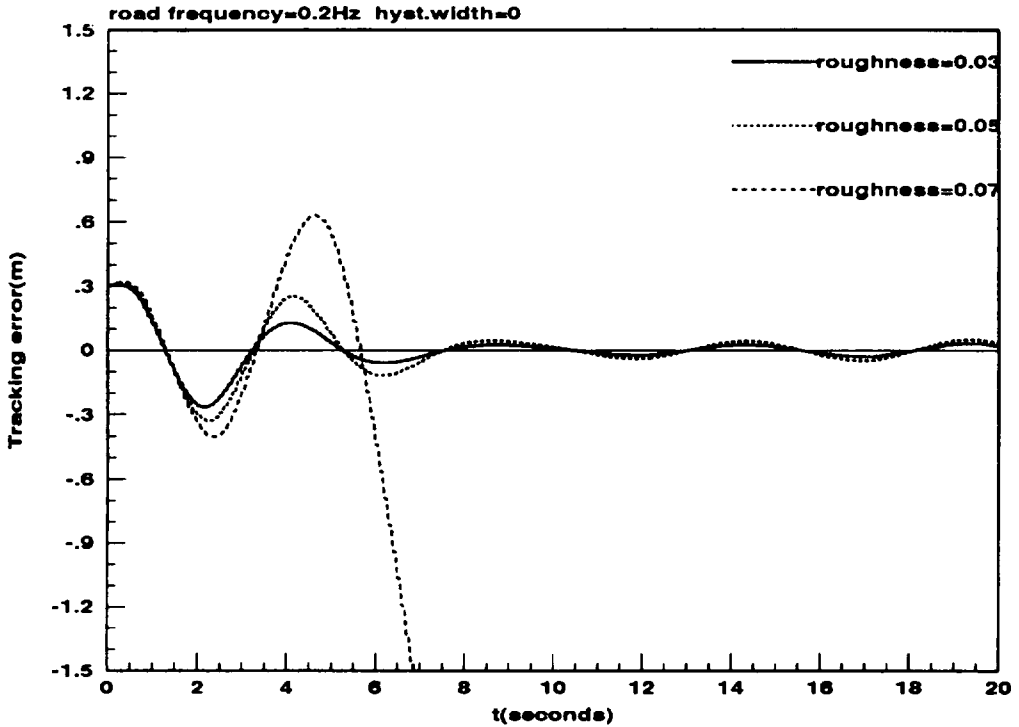


그림 5.4: Road roughness와 주행 성능과의 관계

5.3 주행로에의한 외란과 시스템 성능

본 절에서는 외란이 차량 주행에 미치는 영향에 대해 시뮬레이션을 통해 살펴 보았다. 주행 안정성에 악영향을 미치는 요소로는 외란외에 조향 기구의 hysteresis가 있는데 여기서는 외란만의 영향을 알아보기 위해 조향 기구에서 발생하는 hysteresis가 없다고 가정하고 주행 시뮬레이션을 하였다. 또한 본절의 마지막에서는 외란만이 존재하는 주행조건에서 가속도 피드백이 차량의 안정성에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통해 알아 보았다. 먼저 그림 5.4와 그림 5.5는 가속도 피드백을 사용하지 않았을 때의 결과이다.

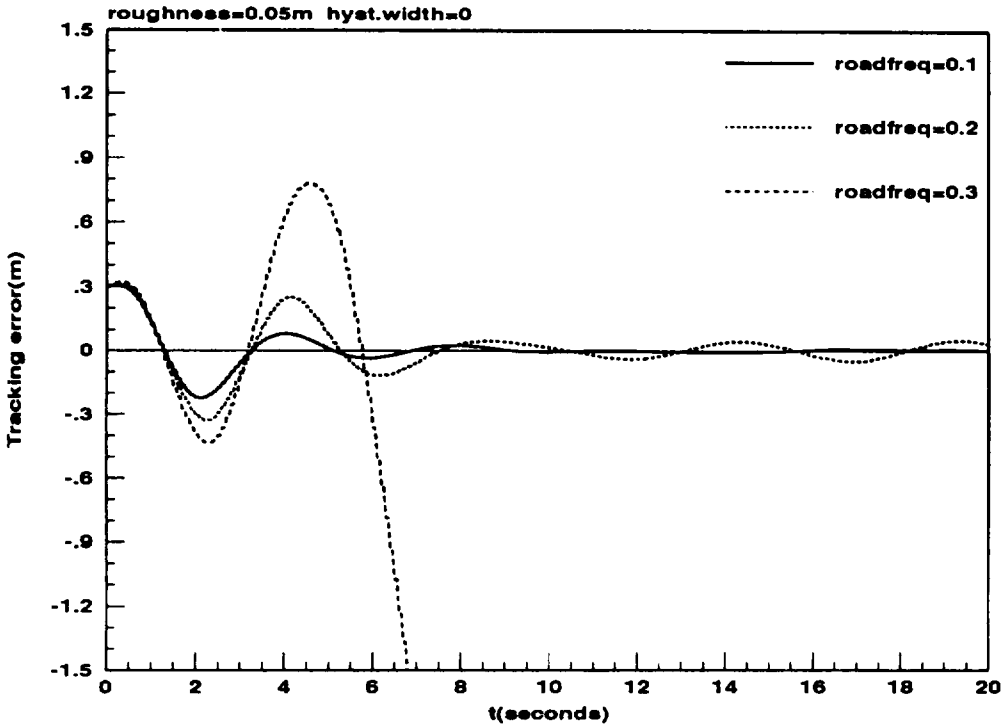


그림 5.5: 외란의 주파수(Roadfreq)와 주행성능과의 관계

그림 5.4는 외란의 주파수를 0.2Hz로 고정시키고 외란의 크기를 나타내는 Roughness를 0.03m, 0.05m, 0.07m로 점차 증가시켰을 때의 주행 시뮬레이션의 결과이다. 외란의 크기가 증가함에 따라 fluctuation이 점점 커지다가 결국에는 발산하게 된다.

그림 5.5는 외란의 크기는 0.05m로 고정시키고 외란의 주파수(Roadfreq)를 0.1, 0.2, 0.3Hz로 증가시켰을 때의 주행 시뮬레이션의 결과이다. 역시 외란의 주파수가 높아짐에 따라 조향 오차의 fluctuation이 점점 커지다가 0.3Hz가 되면 발산하게 된다.

그림 5.6은 외란만이 있고 조향기구의 hysteresis가 없을 때 가속도 피드백이 차량 주행의 안정성에 어떤 영향을 미치는 가를 살펴본 시뮬레이션 결과이다. 가속도 피드백

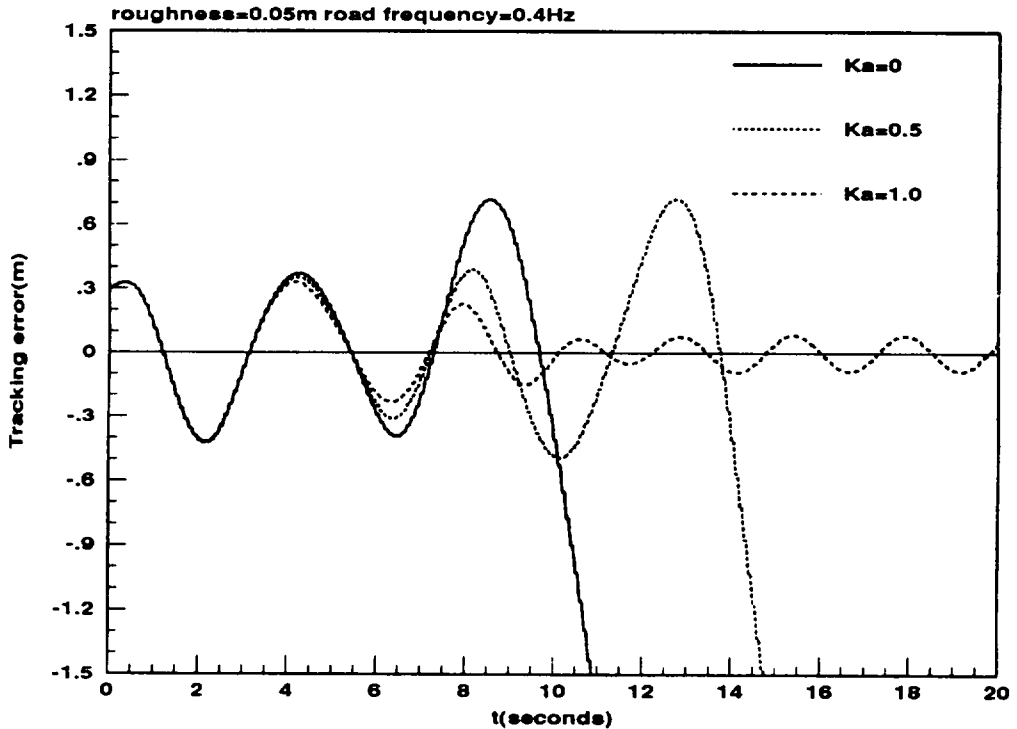


그림 5.6: 주행로 외란에 대한 가속도 제어의 영향

gain을 점차 증가시키기에 따라 조향오차의 fluctuation이 줄어 차량의 주행은 안정화된 다.

5.4 조향기구의 hysteresis와 시스템 성능

본 절에서는 외란이 없다고 가정했을 때, 즉 $Roughness = 0$ 일때 조향기구의 hysteresis의 폭을 증가시켜 주면서 차량주행을 시뮬레이션하였다. 그리고 hysteresis 만이 존재하는 주행조건하에서 가속도 피드백이 차량주행 제어의 성능에 미치는 영향을 살펴 보았다. 우선 가속도피드백을 사용하지 않고 PD control만을 사용했을 때의 주

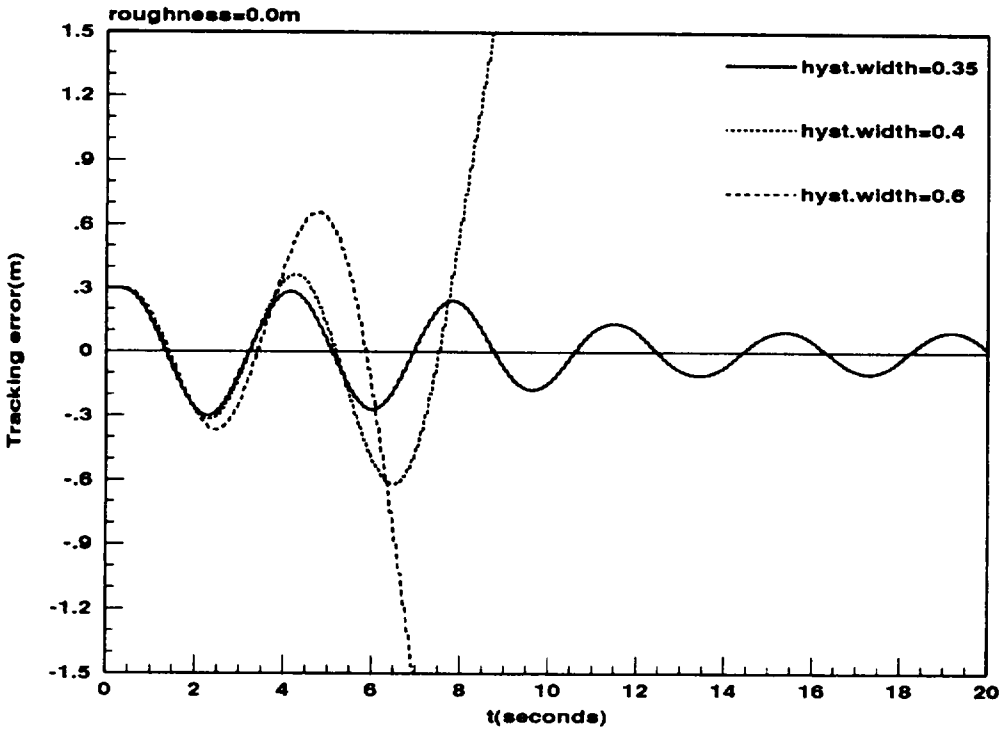


그림 5.7: Hysteresis와 주행 성능과의 관계

행 제어 성능과 hysteresis의 관계를 살펴보면 그림 5.7과 같은 결과를 얻을 수 있다. hysteresis의 폭이 점차 커지면서 조향오차의 변동이 커지다가 주행이 불안정하게 된다. 그림 5.8은 조향 기구의 hysteresis가 0.4도이고 외란이 없을 때 가속도피드백 제어가 주행 성능에 미치는 영향을 보여 준다. Gain값이 증가함에 따라 조향오차의 변동 폭(fluctuation)이 작아지다가 K_a 가 6이상이 되면서 주행 시스템이 안정화됨을 볼 수 있다. 따라서 시뮬레이션을 통해 우리는 조향기구의 hysteresis에 의해 발생하는 주행 제어에 대한 악영향도 가속도 피드백 제어로 감소시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다.

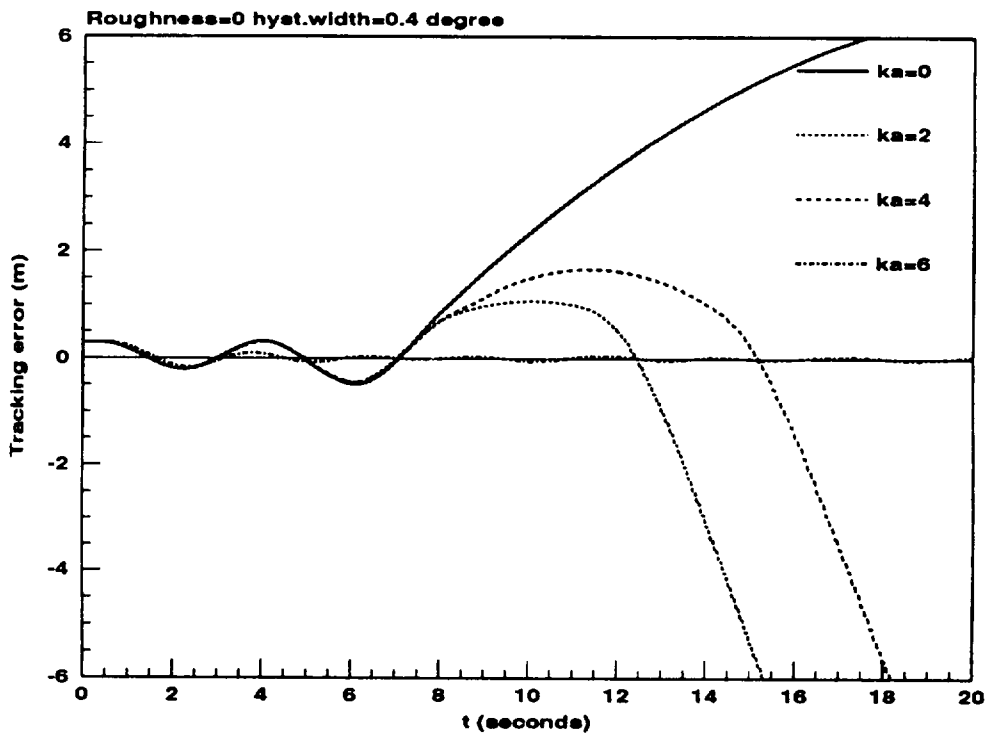


그림 5.8: 조향기구의 hysteresis대한 가속도 제어의 영향



VI. 실험 및 토의

본 장에서는 자동차에 주행 제어 시스템을 적용하여 실험을 통해 앞장에서 제안된 제어기의 효과를 살펴본다.

6.1 Integral Control의 효과

Integral control을 쓰지 않고 PD 제어만을 사용하면 조향 오차의 궤적이 한 쪽으로 치우친다. 이것은 조향 핸들의 원점을 정확하게 알 수 없기 때문에 생기는 현상이다. 조향 핸들의 원점이라는 것은 차량이 직선 운동을 할 때의 핸들 위치를 뜻하는 데 이 위치는 정확하게 알 수 없다. 이런 이유로 차량 주행시 한쪽으로 치우치는 현상이 일어나게 된다. Integral control은 이러한 원점 오차를 보정하여 준다. 로봇을 PID control할 경우 적분항은 static force에 해당하는 양으로 수렴한다. 차량 제어의 경우 적분항은 조향 핸들의 원점오차에 해당하는 양 만큼으로 수렴하게 된다. 그림 6.1은 integral control에 의해 차량 주행 궤적의 치우침이 없어지는 것을 보여 주는 실험 결과이다. 그림 6.2은 적분항의 변화를 나타내는 실험 결과이다. 약 100m지점에 이르게되면 적분항이 수렴한다. 그러나 완전히 수렴하지않고 약 0.04도의 변동폭을 가지게 된다. 그 이유는 주행로에의한 외란이 적분항에도 영향을 주기때문이다. 이런 현상을 막기 위해서는 integral gain을 작게 주면 되지만 원점오차의 보정이 느려지기 때문에 integral control의 효과가 떨어진다.



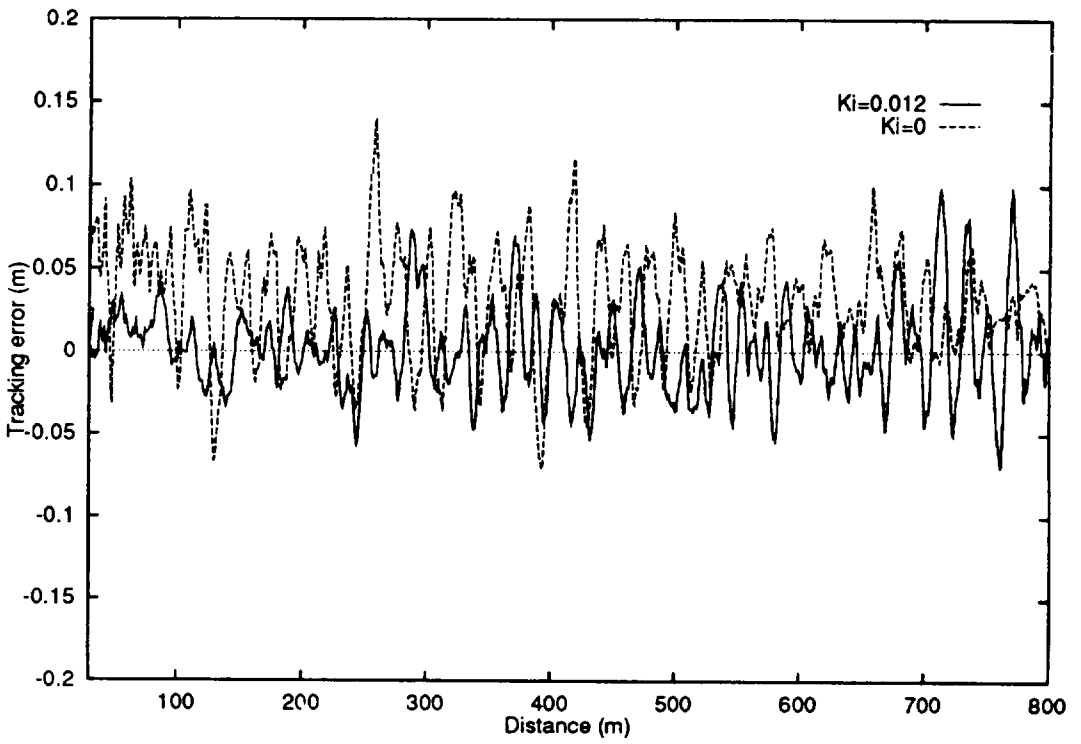


그림 6.1: Integral Control의 영향



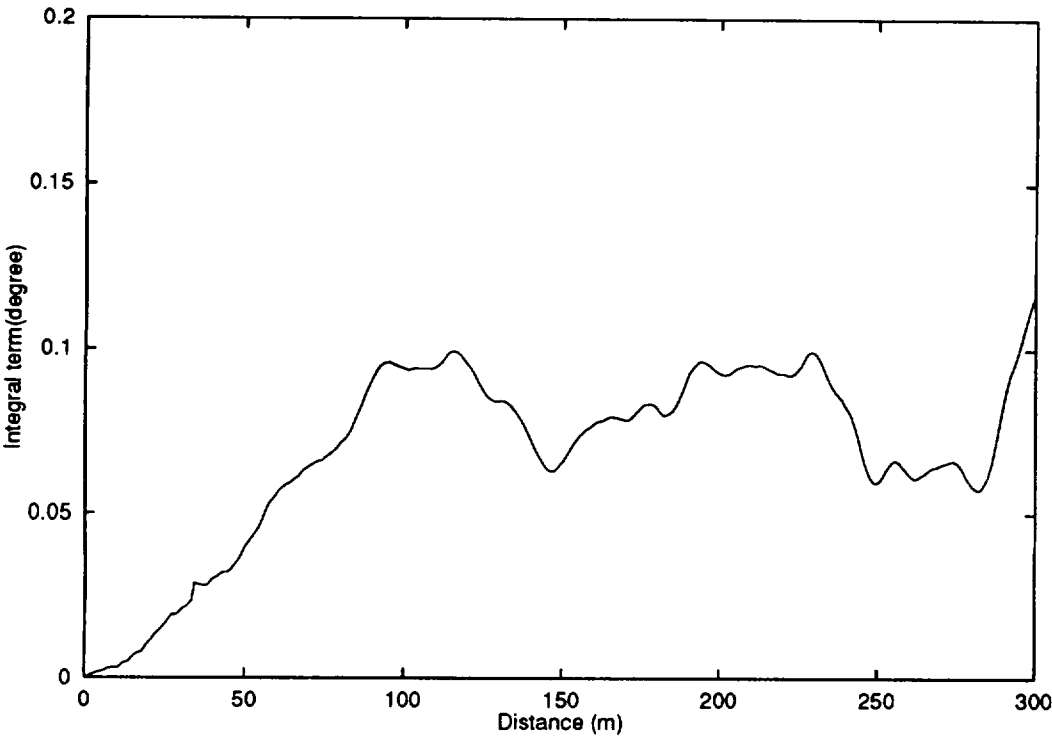


그림 6.2: 적분항의 변화



6.2 조향 모터의 속도한계와 주행 성능과의 관계

조향 모터의 속도한계는 시뮬레이션 결과에서 보듯이 주행 제어 시스템을 불안정하게 만든다. 본 절에서는 조향 모터의 속도한계에 따른 주행 안정성을 실험을 통해 알아 보았다.

그림 6.3과 그림 6.4는 가속도 피드백을 사용하지않고 PID 제어만을 사용하였을 때 조향모터의 속도한계가 각각 2.0degree/sec 일때와 3.0degree/sec 일때의 실험결과이다. 본 연구를 통해 개발된 주행 제어 시스템에 사용되는 조향 모터의 속도한계는 3.0degree/sec 이지만 속도한계가 차량의 조향제어에 미치는 영향을 살펴보기위해 속도한계를 위에서 기술한 두가지 경우에 대해 실험하였다. 실험결과를 보면 속도한계가 2.0degree/sec 일때는 불안정한 주행을 보이지만 속도한계가 3.0degree/sec 으로 높아지면서 주행이 안정화된다는 것을 볼 수 있다. 시뮬레이션에서도 조향 모터의 속도한계가 낮아짐에 따라 차량 주행이 불안정해짐을 볼 수 있었다. 하지만 시뮬레이션에서는 유효조향각의 속도한계가 1.8degree/sec 이상이면 안정화된 결과를 얻을 수 있었지만 실험에서는 2.0degree/sec 의 경우도 주행이 불안정하였다. 그 이유는 시뮬레이션시에 주행로에 의한 외란이 실제값보다 약하게 모델링되었기 때문인 것으로 유추된다.



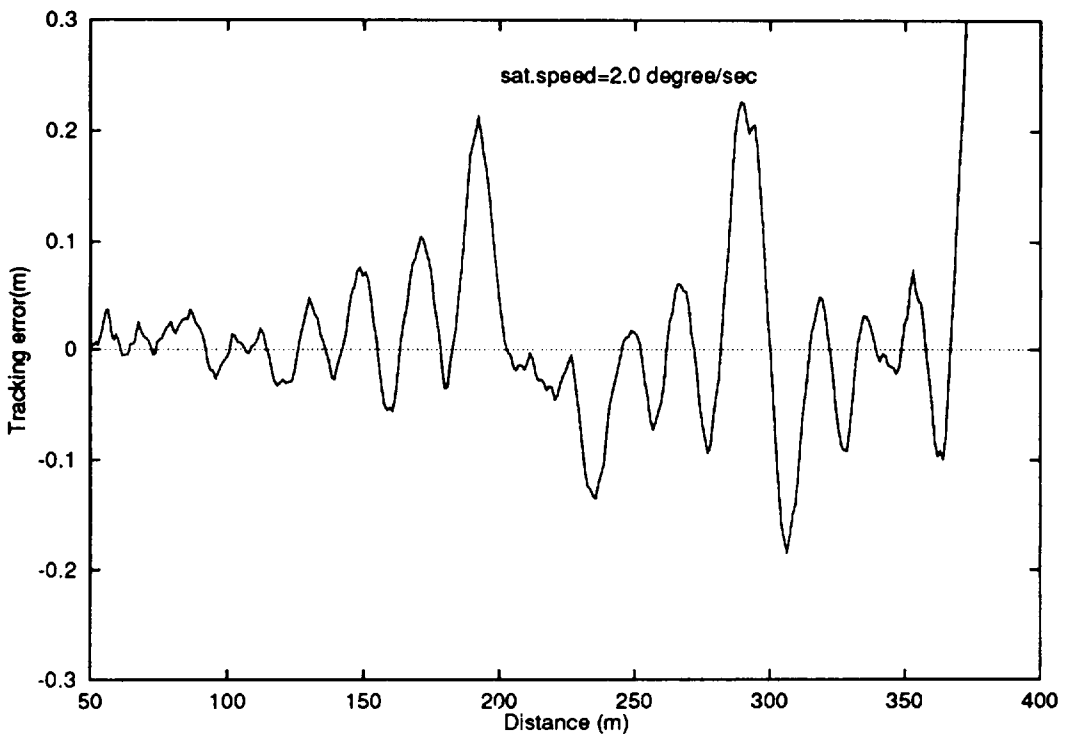


그림 6.3: 가속도 피드백이 없을 때의 실험 결과 (속도한계: 2.0 deg/sec)



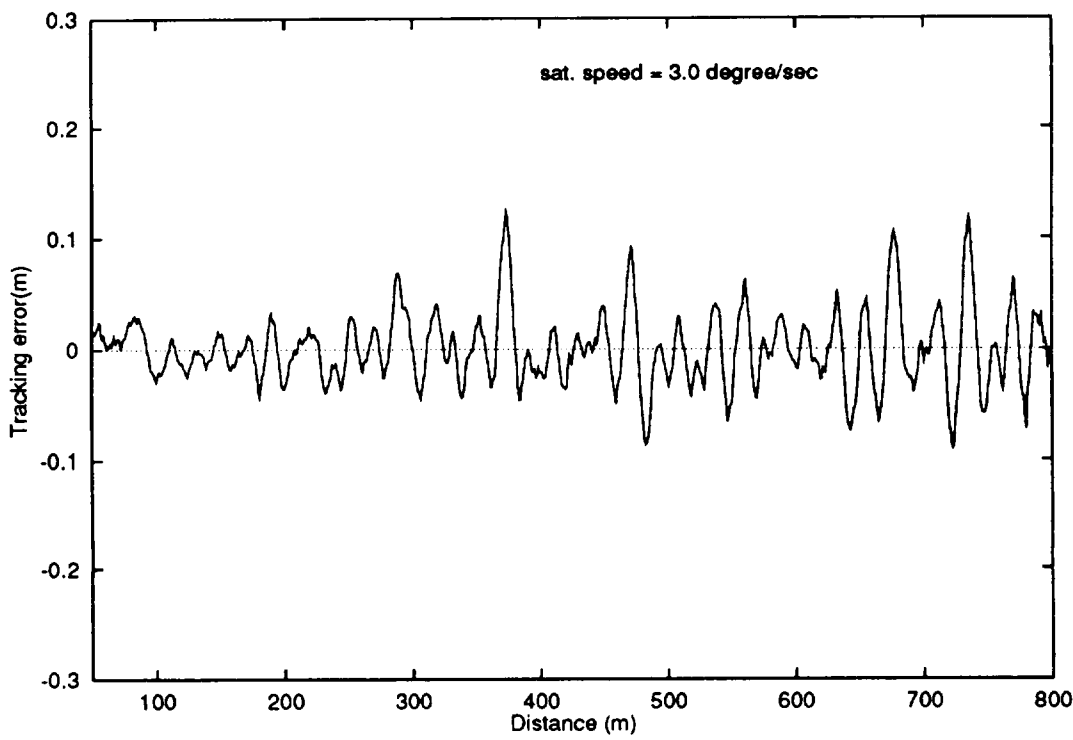


그림 6.4: 가속도 피드백이 없을 때의 실험 결과 (속도한계: 3.0 deg/sec)



6.3 가속도 피드백 제어의 효과

본 절에서는 가속도 피드백이 주행 성능에 미치는 영향을 실험을 통해 살펴 보았다. 먼저 조향모터의 속도한계가 낮을때(2degree/sec)의 가속도 피드백 제어의 효과를 살펴보고자한다. 그림 6.3은 가속도 피드백 제어를 사용하지 않았을 때의 결과이고 그림 6.5는 가속도 피드백 제어를 사용하였을 때의 실험 결과이다. 가속도 피드백 제어를 사용하지않은 경우에는 주행이 불안정해지지만 가속도 피드백을 사용하게 되면 차량의 주행은 안정화된다. 이번에는 조향모터의 속도한계를 3degree/sec로 높혔을 때 가속도 피드백 제어의 효과를 살펴보았다. 그림 6.4는 가속도 피드백 제어를 사용하지 않았을 때의 실험 결과이며 그림 6.6은 가속도 피드백 제어를 사용하였을 때의 실험 결과이다. 그림 6.7은 보다 정확한 비교를 위해 주로의 400m지점과 600m지점사이를 확대하여 본 것이다. 이 그림을 통해 가속도 피드백제어가 조향오차의 변동폭을 줄인다는 것을 볼 수 있다. 본 연구를 통해 가속도 피드백 제어는 조향 오차 변화량(\dot{y})에 damping을 줌으로써 \dot{y} 과 비례하는 차량 진행방향($\alpha + \phi$)의 변동폭을 줄여 유효조향각(ϕ)의 속도한계에 비해 차량의 orientation(α)이 커져서 발생하는 주행의 불안정화를 막기위해 제안되었다. 따라서 가속도 피드백이 조향 오차 변화량(\dot{y})에 어떤 영향을 미치는 가에 대해서 살펴볼 필요가 있다. 그림 6.8은 가속도 피드백 제어를 사용하였을 때와 사용하지 않았을 때의 조향 오차 변화량(\dot{y})을 나타내는 그래프이다. 이 그래프는 그림 6.4과 그림 6.6에서의 결과를 수치 미분하여 구하였다. 이 결과로부터 가속도 피드백 제어가 사용되면 \dot{y} 의 변동폭이 줄어드는 것을 알 수 있다. 하지만 이 결과만으로 α 의 변동량을 줄이자고하는 가속도 제어의 목표를 얻어내었다고 판단하기는 어렵다. 따라서 α 의 변동폭이 실제로 가속도 피드백 제어에 의해 줄어드는 것을 확인해야한다. 그러나 차량 주행 시스템의

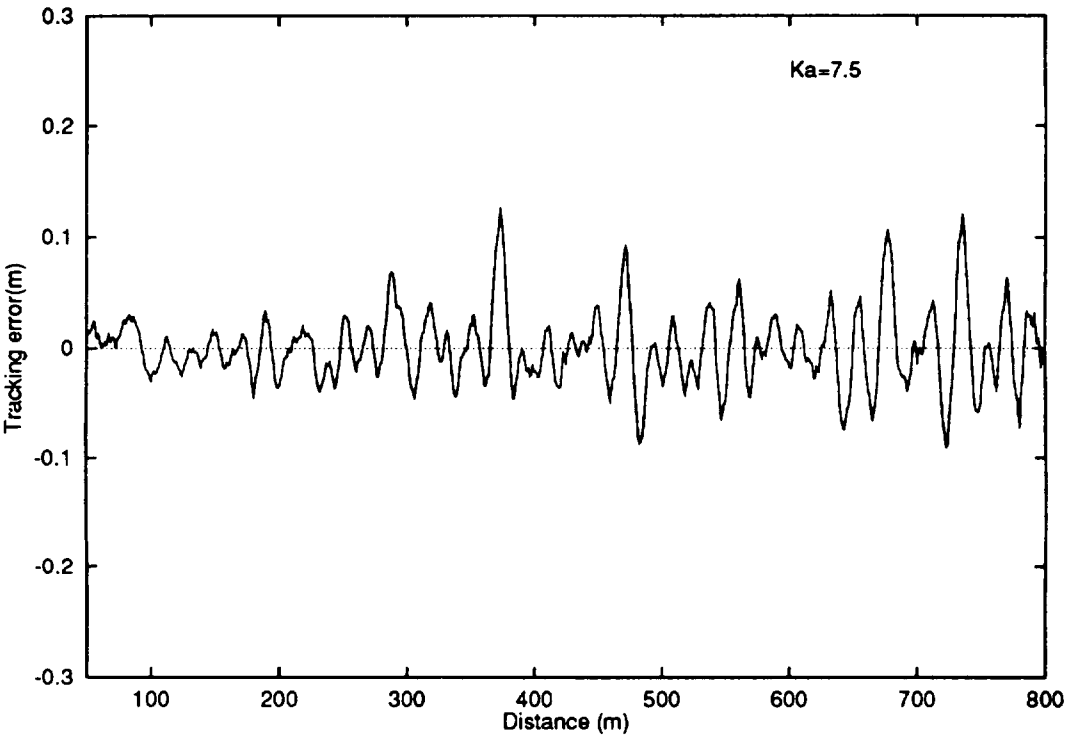


그림 6.5: 가속도 피드백이 있을 때의 실험 결과 (속도한계: 2.0 deg/sec)



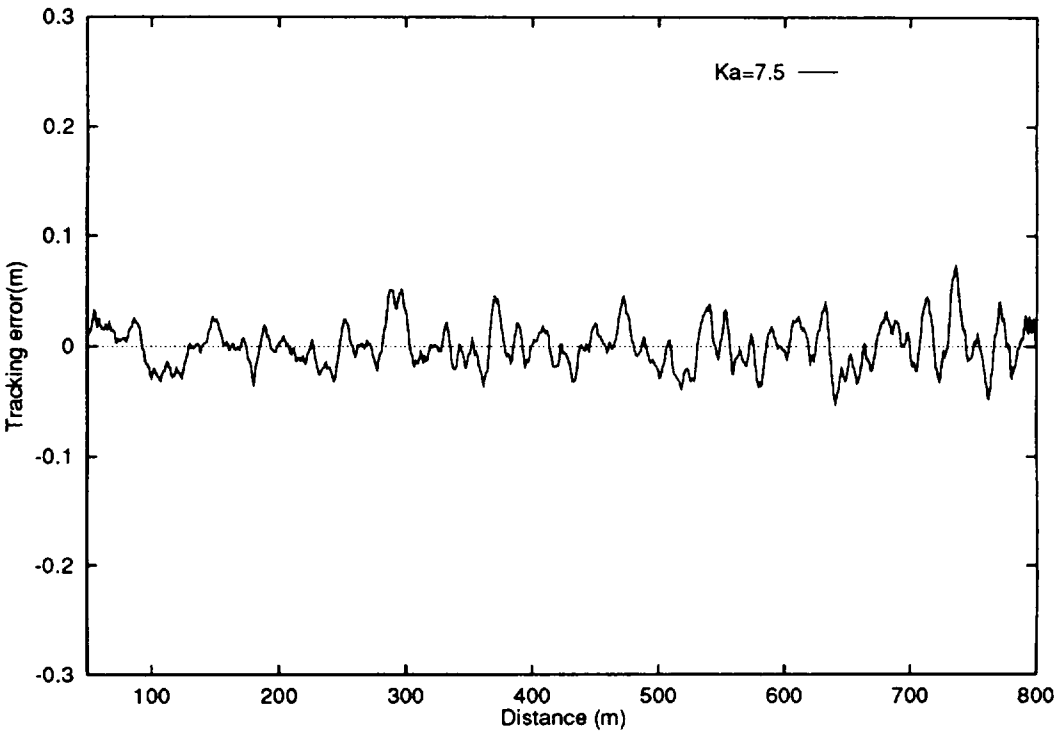


그림 6.6: 가속도 피드백이 있을 때의 실험 결과 (속도한계: 3.0 deg/sec)



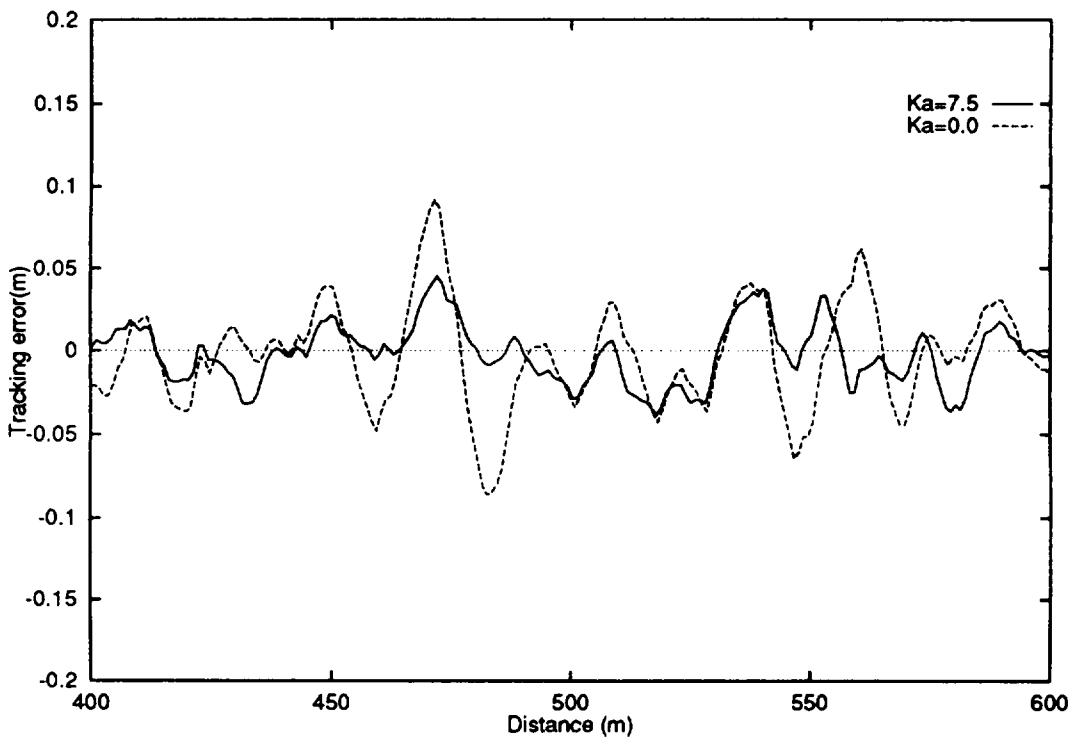


그림 6.7: 가속도 피드백의 조향 오차에 대한 영향



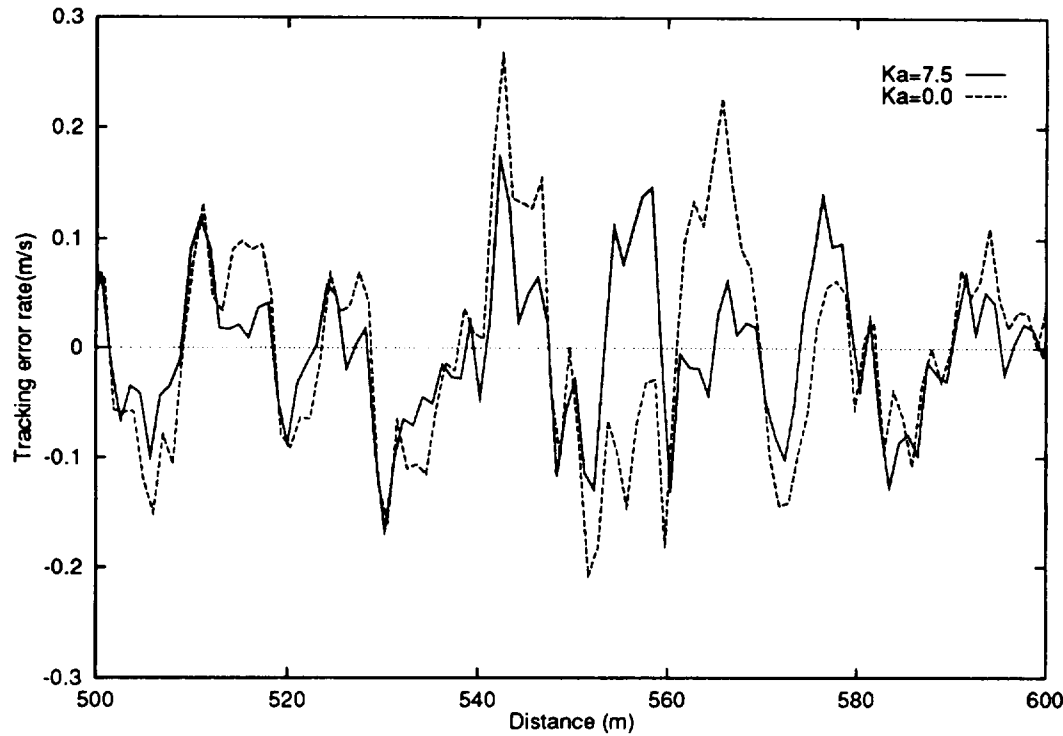


그림 6.8: 가속도 피드백의 조향 오차 변화량(\dot{y})에 대한 영향



센서 시스템에는 차량의 orientation(α)을 측정하는 부분이 없기 때문에 본 연구에서는 자동차의 운동모델에 기초한 다음의 과정을 통해 α 를 산출해 내었다. 제 2장에서 α 는 다음의 식으로 유도되어졌다.

$$\alpha = \int_0^t \frac{v_p}{L} \sin \phi dt \quad (6.1)$$

이 식에서 v_p 는 차량의 속도(v_p)와 유효 조향 각도(ϕ)는 센서 시스템을 통해 알 수 있으므로 α 를 산출할 수 있다. 그러나 유효 조향 각도(ϕ)는 미세하지만 일정한 오차를 가지게 되기 때문에 적분을 한 α 는 ϕ 의 오차 누적으로 인해 큰 의미를 가지지 못한다. 이런 이유로 본 논문에서는 실험결과로부터 $\dot{\alpha}$ 를 산출함으로써 가속도 피드백 제어의 α 에 대한 효과를 살펴 보았다. 그림 6.9는 가속도 피드백의 유무에 따른 $\dot{\alpha}$ 의 결과 그래프이다. 가속도 피드백이 있는 경우에는 차량 orientation의 시간에 대한 변화량을 나타내는 $\dot{\alpha}$ 의 변동폭이 가속도 피드백이 없을 때보다 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이상의 결과로부터 가속도 피드백 제어가 α 에 damping을 주고 결국에는 차량 주행 시스템의 조향 오차를 줄여 차량 주행을 안정화시킨다는 결론을 얻을 수 있었다.



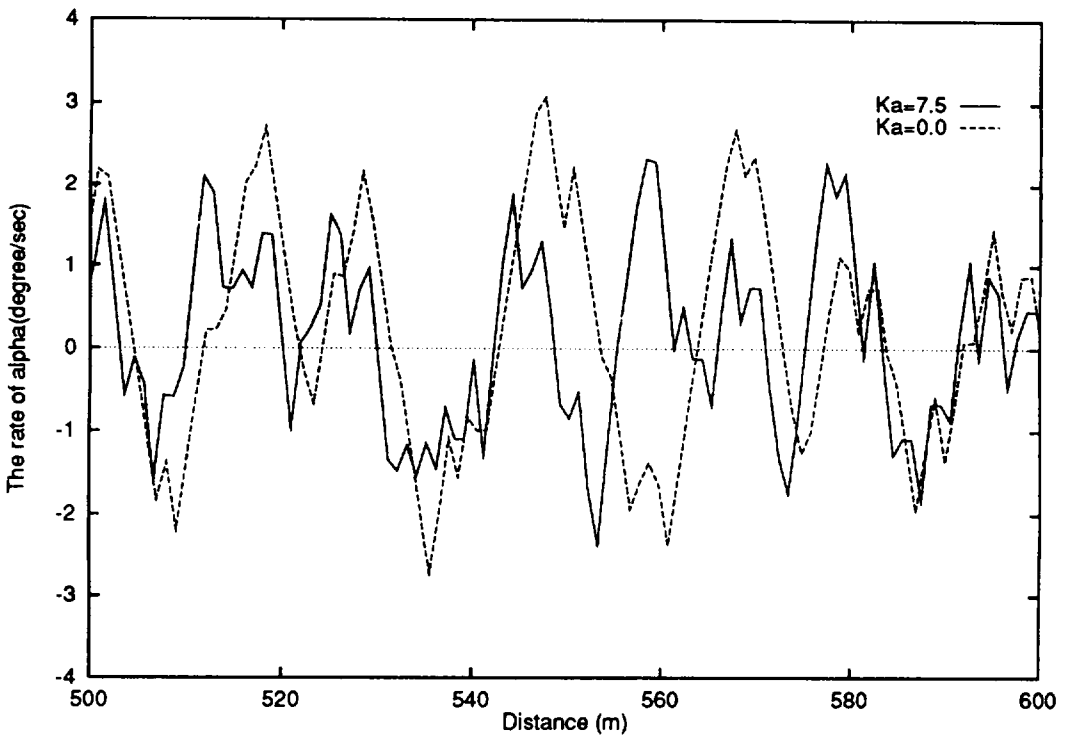


그림 6.9: 가속도 피드백의 $\dot{\alpha}$ 에 대한 영향



VII. 결론

본 논문에서는 핸들이 있는 차량의 대표적인 경우인 승용차의 무인 주행 제어 장치의 개발을 위해 AGV의 제어 기법을 이용하여 제어 장치를 개발하고 승용차의 운동 모델에 적합한 controller를 설계 제작하였다. 개발된 모델에 대하여 simulation 및 실험을 통해 제안된 가속도 피드백 제어의 타당성을 확인하였다. 이러한 연구 및 실험에서 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 조향 제어에 악영향을 미치는 가장 중요한 요소는 조향기구의 hysteresis, 조향 모터의 속도한계, 그리고 주행로에 의한 외란이다.
2. 가속도 피드백 제어는 차량 orientation(α)에 damping을 주는 역할을 하기 때문에 주행 제어시 조향 오차의 변동폭을 줄여 주행 시스템을 안정화시킨다.
3. 조향기구의 hysteresis와 주행로에 의한 외란에 의한 차량 주행의 불안정성은 가속도 피드백으로 보정할 수 있다는 것을 simulation을 통해 알 수 있었다. 그러나 hysteresis는 조향 모터에서 바퀴까지의 동력 전달과정에서 발생하기 때문에 조향 핸들과 조향 모터 사이의 동력전달 장치의 설계시 hysteresis의 발생을 최소화함으로써 주행 제어의 안정성을 높여야한다.
4. 조향제어의 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 조향 모터의 속도한계이다. 따라서 차량의 주행 제어 장치를 설계시 가능한 한도에서 적절한 속도를 가진 모터를 선정하는 것이 중요하다.



부록 A. 차량 및 주행 제어 시스템의 Block Diagram

부록A에서는 4장에서 모델링된 각 차량 및 조향 제어 시스템의 세부 block diagram 을 실었다. 전체 조향 제어 시스템은 그림 A.1과 같이 controller, plant, 센서 시스템, 그리고 주행로에의한 외란으로 그림 A.1과 block diagram으로 모델링하였다. 그림 A.2-5는 각 block의 세부 block diagram이다.

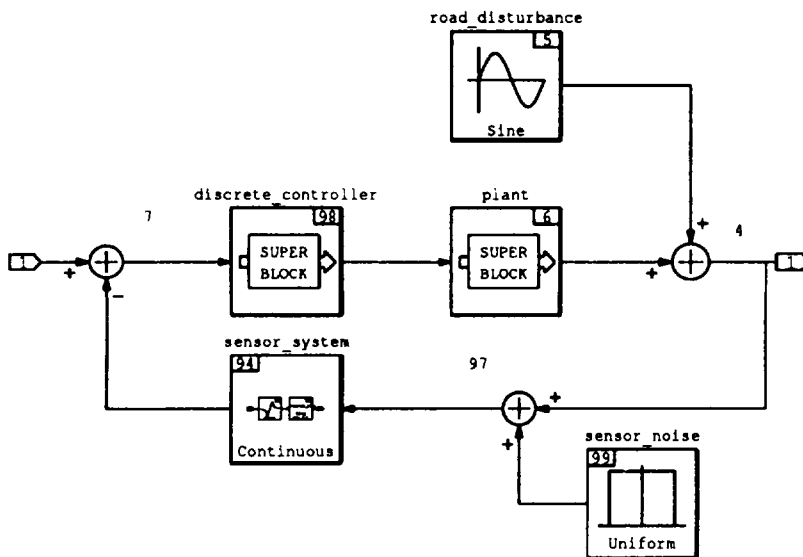


그림 A.1: 전체 조향 제어 시스템의 Block Diagram



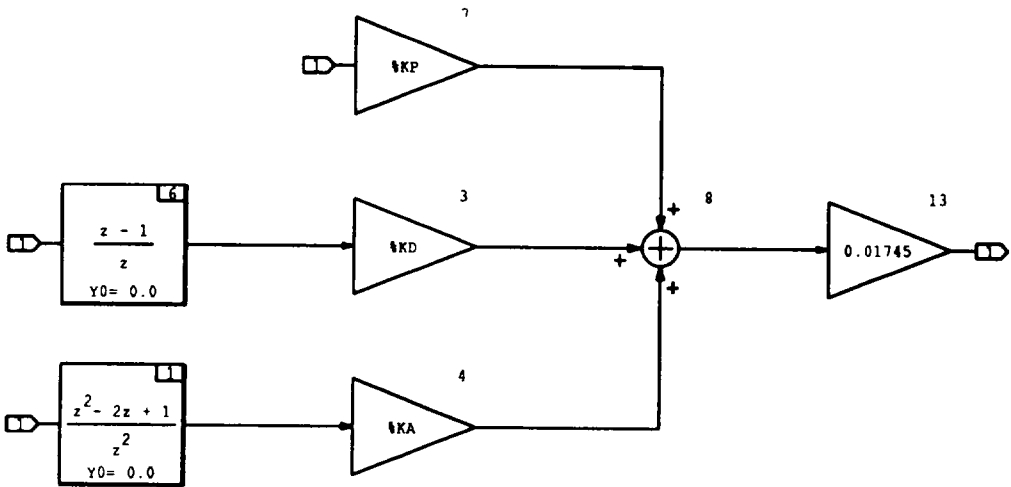


그림 A.2: Controller의 Block Diagram

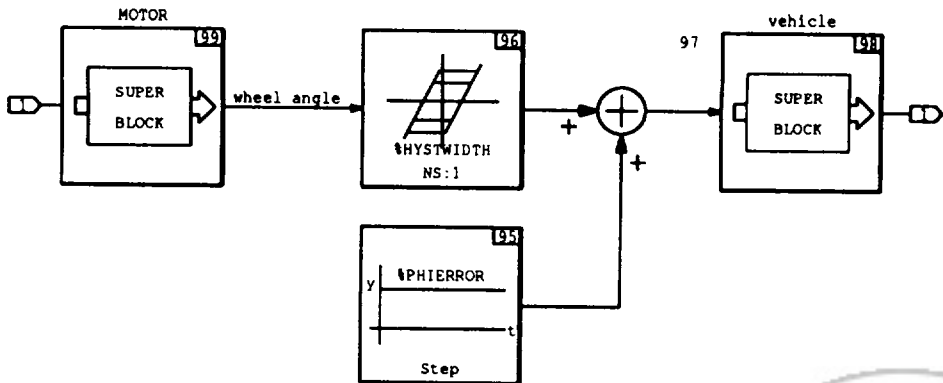


그림 A.3: Plant의 Block Diagram



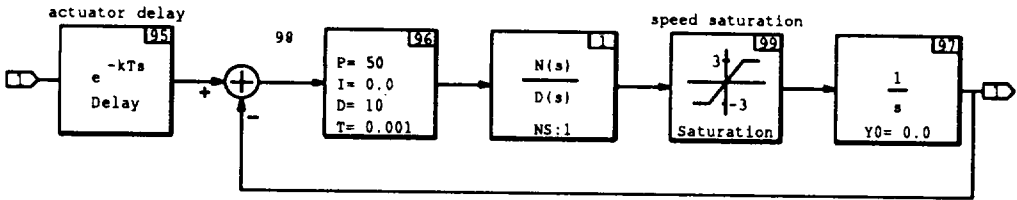


그림 A.4: 조향 모터의 Block Diagram

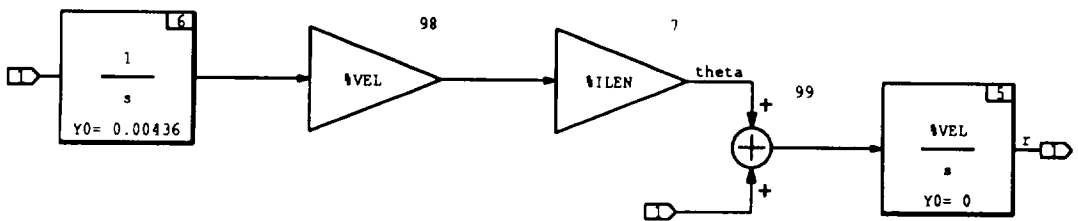


그림 A.5: 자동차의 Block Diagram



참고 문헌

- [1] X. Yun, and Y. Yamamoto, "Internal Dynamics of a Wheeled Mobil Robot", *International Conference on Intelligent Robotics and Systems*, pp.1288-1294, 1993.
- [2] C. Samson and K. Ait-Abderrahim, "Feedback Control of a Nonholonomic wheeled cart in cartesian space", *International Conference on Robotics and Automation*, pp.1136-1141, 1991.
- [3] B. d'Andrea-Novet, C. Bastin, and G. Campion, "Modeling and Control of Nonholonomic Wheeled Mobile Robots", *International Conference on Robotics and Automation*, pp.1130-1135, 1991.
- [4] E.M.Petriu, "Automated Guided Vehicle with Absolute Encoded Guided Path", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol.7, no.4, pp.562-565, 1991.
- [5] H. Nasr and B. Bhanu, "Landmark Recognition for Autonomous Mobile Robots", *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp.1218-1223, 1988.



- [6] S. K. Saha and J. Angeles, “Kinematics and Dynamics of a Three-Wheeled 2-DOF AGV”, *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp.1572–1577, 1989.
- [7] M. Sekiguchi, S. Nagata, and K. Asakawa, “Behavior Control for a Mobile Robot by Multi-Hierarchical Neural Network”, *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp.1578–1583, 1988.
- [8] G. H. Martin, KINEMATICS AND DYNAMICS OF MACHINES, McGraw-Hill Inc., 1969.
- [9] D. T. Greenwood, PRINCIPLES OF DYNAMICS, Prentice-Hall Inc., 1988.
- [10] Y. Oshima, E. Kikuchi, M. Kimura, and S. Matsumoto, “Control System for Automatic Automobile Driving”, *Proc. of IFAC Tokyo Symposium*, 1965.
- [11] H. E. Ellinger, AUTOMECHANICS, Prentice-Hall Inc., 1983.
- [12] 이 재형, 차량 공학, 동명사, 1983.



감사의 글

부모님의 곁을 떠나 포항에 온지도 6년이라는 시간이 지나 갔습니다. 지난 6년을 뒤돌아 보면 제자신도 믿을 수 없을 만큼 큰 경험을 하였습니다. 그 중에서도 로봇 실험실에서 연구하고 공부할 수 있게 된 것은 저에게는 큰 행운이었습니다. 방황과 갈등으로 무기력과 후회의 함정에 빠져 허우적거리던 저에게 자신감을 찾게하고 다시 열심히 땀을 흘릴 수 있게 도와 주신 염 영일교수님과 정 완균교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

저의 논문심사를 위해 수고를 아끼주시지 않은 조 동우교수님께도 감사를 드립니다. 그리고 학부 4년동안 말썽만 피우고 좋은 모습을 보여드리지 못한 저에게 가르침의 말씀을 아끼지 않으신 김 기태교수님과 저를 한 사람의 기계 공학도로서 성장할 수 있도록 도와 주신 모든 기계공학과 교수님들께 감사드립니다.

연구도중에 생기는 크고 작은 문제를 잘 풀어 갈 수 있도록 도와 주신 정 규원박사님과 김 정하박사님께도 많은 감사를 드립니다. 어려운 일이 있을 때나 고민되는 일이 있을 때 나무가 아닌 숲을 볼 수 있도록 조언을 주신 원지형과 혁렬형에게 감사를 드리며 조금이라도 더 좋은 논문을 쓸 수 있도록 도와 주신 용환이형과 영태형에게 감사를 드립니다. 그리고 지난 2년동안 때론 싸우기도 했지만 진정으로 제가 잘되기를 바란 우리 종훈이와 길룡이에게도 고마움을 전합니다. 지난 1년 동안 못된 선배 만나서 고생한 명구와 공학5동 실험실을 튼튼히 지키고 계시는 돈용이형, 실험실을 귀찮고 작은 일들을 도맡아서 챙긴 홍석이와 의공학 실험실에서 열심히 일하고 있는 승재에게도 고마움을 전합니다.

마지막으로 오늘의 제가 있기까지 지켜보시고 걱정하여 주신 저에게는 가장 소중한 부모님께 이 논문을 바칩니다.



이 력 서

성 명 : 김 민 철

학 력

1988 -- 1992 : 포항 공과 대학교 기계공학과 (B.S.)

1992 -- 1994 : 포항 공과 대학교 기계공학과 (M.S.)





그림 3.2: 페달의 동작 기구

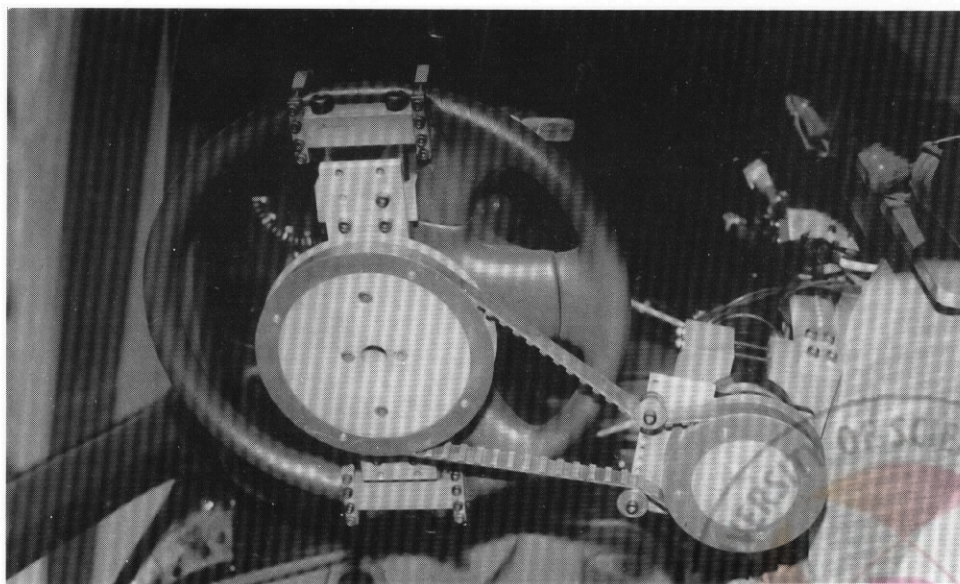


그림 3.3: 조향 핸들의 동작 기구





그림 3.4: Controller의 외관



그림 3.5: 관제실내부의 모습

