

〈논 문〉 SAE NO. 97370123

## 6WD/6WS 군용차량의 동역학적 성능해석

### Dynamic Performance Analysis for 6WD/6WS Armored Vehicles

홍 재 회\*, 김 준 영\*\*, 허 건 수\*\*\*, 장 경 영\*\*\*, 오 재 응\*\*\*\*  
 J. H. Hong, J. Y. Kim, K. S. Huh, K. Y. Jhang, J. E. Oh

#### ABSTRACT

In this study, a simulation tool is developed in order to investigate non steady-state cornering performance of 6WD/6WS special-purpose vehicles. 6WD vehicles are believed to have good performance on off-the-road maneuvering and to have fail-safe capabilities. But the cornering performances of 6WS vehicles are not well understood in the related literature. In this paper, 6WD/6WS vehicles are modeled as a 18 DOF system which includes non-linear vehicle dynamics, tire models, and kinematic effects. Then the vehicle model is constructed into a simulation tool using the MATLAB/SIMULINK so that input/output and vehicle parameters can be changed easily with the modulated approach. Cornering performance of the 6WS vehicle is analyzed for brake steering and pivoting, respectively. Simulation results show that cornering performance depends on the middle-wheel steering as well as front/rear wheel steering. In addition, a new 6WS control law is proposed in order to minimize the sideslip angle. Lane change simulation results demonstrate the advantage of 6WS vehicles with the proposed control law.

주요기술용어 : 6WD(6륜구동), 6WS(6륜조향), Non Steady-State(비정상상태), Off-The-Road(협지), Pivoting(피보팅), Sideslip Angle(횡미끄럼각), Lane change(차선변경)

#### 기 호 설 명

Subscript i : i-th wheel

$V_x$  : Forward velocity

$V_y$  : Lateral velocity

$V_z$  : Vertical velocity

$V$  : Vehicle speed

$\phi$  : Roll angle

$\theta$  : Pitch angle

$\psi$  : Yaw angle

$p$  : Roll rate

$q$  : Pitch rate

\*한양대학교 대학원

\*\*정회원, 한양대학교 대학원

\*\*\*정회원, 한양대학교 정밀기계공학과

\*\*\*\*정회원, 한양대학교 자동차공학과

$r$	: Yaw rate
$I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}$	: Principle centroid moment of inertia
$I_{wi}$	: Rotating wheel inertia
$F_{xi}$	: Tractive force
$F_{yi}$	: Side force
$F_{zi}$	: Vertical load
$F_{yf}$	: Lateral force of the front wheel
$F_{ym}$	: Lateral force of the middle wheel
$F_{yr}$	: Lateral force of the rear wheel
$C_f$	: Front cornering stiffness
$C_m$	: Middle cornering stiffness
$C_r$	: Rear cornering stiffness
$\delta_i$	: Steer angle
$\omega_i$	: Axle rotational speed
$T_i$	: Drive torque
$R_i$	: Rolling resistance
$s_i$	: Longitudinal slip
$\alpha_i$	: Slip angle
$r_{wi}$	: Tire radius
$\mu_i$	: Friction coefficient
$\epsilon_r$	: Adhesion reduction coefficient
$h$	: Height of c.g. above ground
$\beta$	: Sideslip angle
$\sigma$	: Suspension deflection
$z_i$	: Unsprung mass vertical situation
$z_{ri}$	: Road-input of the wheel

## 1. 서 론

특수한 환경에서 사용되는 다축구동 차량은 구동성, 조향성 및 안정성이 요구되며 그중에서도 몸체의 중간부분에 중륵을 설치한 6WD/6WS(6-Wheel-Drive/6-Wheel-Steering)차량은 하중을 배분함으로써 급가속이나 급제동시의 피치각을 감소시키는 구조적 안정성을 가지고 있다. 6WD차량은 2WD, 4WD<sup>1)</sup>차량보다 우수한 가속력과 제동력을 가지고 있기 때문에 험지나 미끄러운 노면을 주행할 때나, 한 개 또는 두 개의 바퀴가 고장이 났을 때에도 좋은 성능을 보인다고 알려져 있다.<sup>12),15)</sup> 그러나 2WS, 4WS에 비해 좋은 조향성을 가진다고 생각되어지는 6WS차량

의 성능에 관한 보고서들은 거의 발표되지 않고 있다. 본 논문에서는 상대적으로 많이 연구되어 온 4WS을 이용한 4륵차량에 대한 결과들을 6WS차량에 확대 적용하고자 한다.

본 논문에서는 6륵조향 차량의 선회상 상태의 선회성능 해석에 대해 연구하였다. 6WD/6WS 차량이 타이어 모델과 기구학적 영향을 고려한 비선형 차량모델의 12자유도와 바퀴의 6자유도를 포함한 18자유도로 모델링되었다. 이 모델은 MATLAB의 SIMULINK를 이용하여 모델화된 시뮬레이션 툴로 개발되었고, 다양한 조향형태로 선회성능이 해석되었다. 시뮬레이션은 우선 주파수영역에서 해석한 후, 감속하면서 선회할 때와 피보팅할 때에 각각 행해졌다. 그리고 차선변경시 횡미끄럼각을 최소로 하기위한 새로운 6륵조향 제어기법을 제시하고 있으며, 그 결과를 기존의 4륵조향 제어기법과 비교하였다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2절에서 본 연구와 관련된 연구동향을 간단히 분석하였고 3절에서 본 연구에서 사용된 차량모델을 제시하였다. 4절에서는 제시된 차량모델을 시뮬레이션 툴로 구성하였고, 5절에서 다양한 조건하에서 선회성능을 해석하였다. 마지막으로, 6절에서는 선형 모델을 사용하여 횡미끄럼각을 최소화하는 6륵조향 제어기법을 제안하였다.

## 2. 연구배경

차량의 동적거동에 대한 시뮬레이션 연구는 고자유도의 모델을 이용한 시뮬레이션으로부터 선형모델을 이용한 시뮬레이션 및 제어까지 그동안 많이 진행되어 왔다. Smith와 Starkey<sup>1)</sup>는 차수가 다른 3개의 모델을 이용하여 모델의 복잡성과 시뮬레이션의 정확성간의 성능비교를 하였으며, 높은 횡가속도에서 선형모델이 정확한 응답을 나타내지 못한다는 것을 보여주었다. Nalecz와 Bindermann<sup>2)</sup>은 현가장치와 조향장치를 고려한 3자유도 모델을 이용하여 롤스티어와 횡하중 이동이 선회성능에 영향을 미치는 중요한 인자라는 것을 보였다. Xia와 Law<sup>3)</sup>는 기구학적 영향이 고려된 비선형 8자유도의 모델로 다양한 4륵조

향 제어기법의 성능을 비교하였다. Abe<sup>4)</sup>는 선형 2자유도 모델을 사용하여 횡미끄럼각을 최소화하는 4륜조향 알고리즘을 제안하였다.

또한, 차량동역학 연구에 필수적인 타이어 모델에 관한 연구도 활발히 진행되어왔다. 타이어의 거동을 모델링함에 있어서 물리적 현상에 근거하여 유도된 이론적 모델링<sup>5)</sup>, 그리고 실험 데이터를 토대로 개발된 실험적 모델링<sup>6), 7), 8)</sup>을 들 수 있다.

상용차량에 관한 연구로는 중량이 증가하고 그에 따라 바퀴의 수도 많아지므로 승용차와는 특성이 다르기 때문에 대형차량의 특성들이 고려되었다. Pillar와 Braun<sup>9)</sup>은 여러 개의 바퀴를 가진 대형트럭의 다양한 제어기법을 제안하였다. Das 등<sup>10)</sup>은 대형트럭의 안정성과 조향성 해석을 위한 모델링 및 시뮬레이션에 관한 연구를 하였다. Hata 등<sup>11)</sup>은 중형트럭의 조향성능 개선을 위한 4WS 제어기법을 제안하고 실험적인 연구를 하였다.

6륜차량의 연구는 주로 군용으로 사용하기 위한 장갑차의 연구<sup>12)</sup>에 집중되었고, 실제 사용된 차량은 미국의 M38, 영국의 Alvis Saladin 그리고 프랑스의 Gendron Somua들이다. 이러한 6륜차량들은 궤도차량인 탱크가 보유하는 험지성능을 갖기위해 독립현가장치 및 6륜구동 방식이 적용되었다. 실제로 비궤도 차량이 진흙길을 제외하고는 험지주행에 적합하고 궤도차량같이 피보팅기능도 수행할 수 있음이 보고된 바 있다.<sup>13)</sup>

### 3. 6WD/6WS 차량모델

본 논문에서 고려하는 6WD/6WS차량은 6개의 30hp 전기모터로 구성되어있고, 조향이 전기적으로 제어가 된다. 이 모델은 1개의 스프링질량과 6개의 언스프링질량으로 구성되며 전·중·후륜 모두 독립현가장치를 사용하였다. 전체중량은 5ton이며 차량의 세부적인 파라미터는 Table 1에 나와있다. 차량의 동역학적 특성은 아래와 같은 가정에 기초하였다.

- 스프링질량은 직진운동, 횡운동과 수직운동 외에 롤링운동, 피칭운동, 요우잉운동을 할

수 있다.

- 언스프링질량의 수직운동은 차량좌표계의 z-방향과 일치한다.
- 롤센터와 피치센터는 스프링질량의 중심과 일치한다.
- 스프링질량의 수직운동은 현가장치를 통해서만 전달된다.
- 직진하중 이동 및 횡하중 이동의 영향을 고려하였다.
- 롤스티어, 캠버각 및 타이어 횡력지연과 같은 기구학적 영향을 고려하였다.

#### 3.1 차량동역학 모델

Fig.1은 전체적인 6륜차량의 차량고정좌표계를 나타낸다. Fig.2는 각 바퀴와 연결된 현가장치의 모델을 나타낸다. 측면에서 본 바퀴의 회전 모델은 Fig.3에 나타나고, 모든 변수들은 기호표와 Table 1에 나타나 있다.

이상의 가정과 좌표계에 기초하여 유도된 18 자유도의 차량모델 방정식은 다음과 같다.

직진운동 :

$$M \cdot (\dot{V}_x + V_z \cdot q - V_y \cdot r) = F_x \quad (1)$$

횡운동 :

$$M \cdot (\dot{V}_y + V_x \cdot r - V_z \cdot p) = F_y \quad (2)$$

수직운동 :

$$M \cdot (\dot{V}_z + V_y \cdot p - V_x \cdot q) = F_z \quad (3)$$

롤링운동 :

$$I_x \cdot \dot{p} + (I_z - I_y) \cdot q \cdot r = M_x \quad (4)$$

피칭운동 :

$$I_y \cdot \dot{q} + (I_x - I_z) \cdot r \cdot q = M_y \quad (5)$$

요우잉운동 :

$$I_z \cdot \dot{r} + (I_y - I_x) \cdot p \cdot q = M_z \quad (6)$$

언스프링질량의 운동

$$m_i \cdot \ddot{z}_i = -F_{si} + K_{si} \cdot (z_n - z_i) + (-1)^{i+1} \frac{K_{si} \cdot \phi}{2d}, \quad (i=1 \sim 6) \quad (7)$$

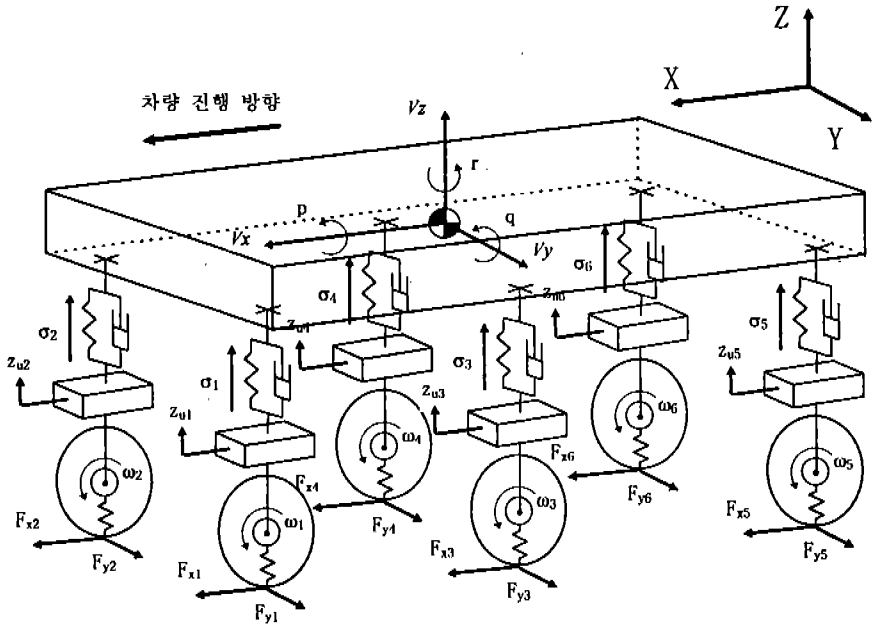


Fig.1 차랑고정좌표계

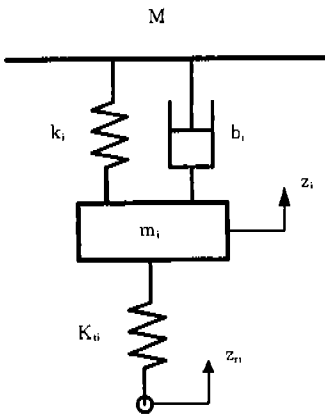


Fig.2 현가장치의 구성도

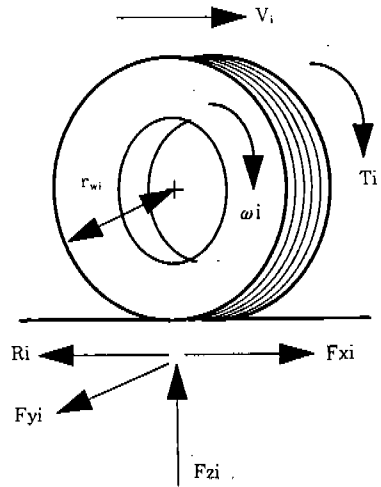


Fig.3 바퀴의 회전

휠의 회전 :

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_{wi}} \cdot (T_i - r_{wi} \cdot F_{xi} + r_{wi} \cdot R_i), \quad (i=1 \sim 6) \quad (8)$$

여기서  $F_x$ 와  $F_y$ 는 각각 x축 및 y축 방향의 힘의 합력이며 이 힘들은 타이어에서 발생하는 힘,

구름저항 및 공기저항으로 표현되고,  $F_z$ 는 현가장치와 각 타이어의 노면압력에 의해 발생하는 힘의 합력으로 표현되며  $F_x$ 는 현가장치에서 발생하는 힘이다.  $M_x$ ,  $M_y$ 와  $M_z$ 는 각각 x축, y축과 z축에 대한 모멘트의 합이고, 이에대한 표현식들은 논문의 간결성을 위해 생략하였다.

Table 1 차량 파라미터

Vehicle mass	M	5000kg
Unsprung mass	m	190kg
Moment of inertia(X Axis)	$I_x$	3619.5kgm <sup>2</sup>
Moment of inertia(Y Axis)	$I_y$	12306.5kgm <sup>2</sup>
Moment of inertia(Z Axis)	$I_z$	14478kgm <sup>2</sup>
Distance from c.g. to front axle	$l_f$	1.8m
Distance from c.g. to middle axle	$l_m$	0.2m
Distance from c.g. to rear axle	$l_r$	2.2m
Distance from c.g. to ground	h	1.25m
Track width	2d	3m
Spring coefficient of the suspension	k	89266N/m
Damping coefficient of the suspension	b	1762.5Ns/m
Spring coefficient of the tire	$K_t$	682960N/m
Roll bar stiffness	$K_r$	2566Nm/rad
Rotating wheel inertia	$J_w$	6.25kgm <sup>2</sup>
Tire radius	$r_w$	0.5m
Nominal longitudinal stiffness	$C_s$	168118.2N/unitskid
Nominal cornering stiffness	$C_a$	112078.8N/rad
Friction coefficient	$\mu$	0.6
Road adhesion reduction factor	$\epsilon_r$	0.015s/m
Front roll steer coefficient	$K_{roll}$	0.15
Middle foll steer coefficient	$K_{rm}$	0.15
Rear roll steer coefficient	$K_{rr}$	0.15
Lateral force lag time coefficient	$C_l$	1
Ratio of camber angle to roll angle	$K_\gamma$	0.1

### 3.2 타이어 모델

지면과 접촉하여 타이어에서 발생한 힘에 의해 차량은 운동을 하게 되는데, 이러한 타이어힘을 나타내는 타이어 모델은 비선형성을 많이 포함하는 차량모델의 가장 어려운 구성요소이다. 본 논문에서는 타이어 힘을 슬립율과 슬립각으로 표현하는 Dugoff<sup>9)</sup>에 의해 제안된 모델을 이용하였으며 직진력과 횡력은 아래와 같이 표현된다.

$$F_{xi} = \frac{C_s \cdot s_i}{1 - s_i} \cdot X_i \cdot (2 - X_i) \quad (9)$$

$$F_{yi} = \frac{C_a \cdot \tan \alpha_i}{1 - s_i} \cdot X_i \cdot (2 - X_i) \quad (10)$$

$$s_i = \begin{cases} \frac{r_w \omega_i - V_i}{V_i} & \text{if } r_w \omega_i \leq V_i \text{ (in acceleration)} \\ \frac{V_i - r_w \omega_i}{V_i} & \text{if } r_w \omega_i \leq V_i \text{ (in braking)} \end{cases} \quad (11)$$

$$X_i = \begin{cases} X_i & \text{if } X_i \leq 1 \\ 1 & \text{if } X_i > 1 \end{cases} \quad (12)$$

$$X_i = \frac{\mu \cdot F_z \cdot (1 - s_i) \cdot (1 - \epsilon_r \cdot V_i \cdot \sqrt{s_i^2 + \tan^2 \alpha_i})}{2\sqrt{C_s^2 \cdot s_i^2 + C_a^2 \cdot \tan^2 \alpha_i}} \quad (i=1 \sim 6) \quad (13)$$

여기서  $X_i$ 는 슬립각과 슬립율을 고려하여 타이어의 미끄러짐을 의미하는 무차원 변수이며, 타이어와 노면간의 미끄러짐이 없다면 그값은 1이 된다. 타이어의 미끄러짐을 없애기 위해서는  $X_i$ 를 충분히 큰값으로 유지해주는 것이 필요하며, 미끄러짐이 과도하게 발생하면  $X_i$ 가 0에 가까워져 타이어의 힘이 매우 작게 된다.  $F_z$ 는 직진 방향이나 횡방향으로의 하중이동을 고려한 각 바퀴가 받는 수직하중이다.

### 3.3 기구학적 영향

#### 3.3.1 롤스티어

롤스티어는 스프링질량의 물운동에 의한 전·후륜의 조향운동으로 정의된다. 일반적으로 롤스티어는 조향입력으로부터 차체의 운전이 복잡하게 작용을 하지만, 본 논문에서는 롤링각에 선형 관계를 갖는 식을 적용하였다.<sup>3)</sup>

#### 3.3.2 타이어 횡력지연

운전자의 조향입력과 횡력발생 사이에 시간지연이 타이어에서 발생하게 된다. 다시 말하면 타이어는 미끄러짐을 발생시키고 횡력을 발생시키기 위해서 얼마간의 거리동안 롤링운동을 하게 되는데 이러한 현상은 타이어 힘의 발생을 지연시키게 된다. 본 논문에서는 이 시간지연이 1차 미분방정식으로 표현된 연구결과<sup>1)</sup>를 이용하였다.

#### 3.3.3 캠버각

휠의 캠버각은 캠버스트라 불리우는 횡력을 발생시켜 차량을 언더스티어(Understeer)하게 하는 역할을 한다. 본 논문에서는 캠버스트라

트는 캠버각과 선형적 관계를 갖는 식을 적용하였다.<sup>3)</sup>

#### 4. 시뮬레이션 틀의 개발

지금까지 논의한 6WD/6WS 차량모델의 시뮬레이션을 위해 MATLAB의 SIMULINK를 이용한 시뮬레이션 틀을 개발하였다. Fig.4는 전체 시스템의 SIMULINK 모델을 보여주고, 각 블록들은 그 내부에 보조블럭들로 구성되어 있다. 사용자의 편의를 위해 자주 사용되어지는 명령들을 명령블럭안에 만들어 놓았다.

입력인자는 운전자와 조향 제어법칙으로부터 나온 조향각, 모터나 브레이크 장치로부터 나온 가속/감속 토크, 그리고 차량이 주행할 때의 노면입력이다. 'Motor Torque'블럭에서는 내연기관이나 전기모터를 동력원으로 하는 엔진모듈이나 모터모듈을 선택할 수 있다. 'Vehicle Dynamics'블럭은 직진, 횡측, 수직, 롤링, 피칭, 요우잉의 보조블럭으로 구성되어 있다. 'Dugoff Tire Model'블럭들은 구동/제동력과 횡력이 발생되어 차량을 운동시키게 되며 이 모델에서 차량의 속도, 요우잉 속도, 미끄럼각등의 상태변수들이 결과값으로 계산된다.

#### 5. 시뮬레이션 결과

모델링된 차량의 무게는 Medium-Duty트럭과 유사한 5ton이고, 5:1의 기어비를 가진 6개의 30hp AC 모터로 구동된다. 선정된 모터의 토오크 특성은 0~2400rpm에서는 일정한 토오크를 발생하고 2400rpm 이후에는 모터의 각속도에 반비례한다고 가정하였다.

6WS차량의 6륜조향성능해석을 위해서 Fig.5와 같이 5가지의 조향모드를 고려하였다. 중륜과 후륜의 조향각은 비교의 편의성을 위해서 각각 0° 또는 2°로 정하였고, 전륜의 조향각은 4°로 고정하였다. 그러나 다음 6장에서 6륜조향을 위한 중륜, 후륜의 새로운 제어법칙을 제시하고 있으며 선회 성능을 비교·평가하였다.

##### 5.1 주파수역 성능

Fig.6과 같은 선형 2자유도 모델에 기초하여 Fig.5에 있는 5가지 조향모드에 대해 주파수역 성능 해석이 행해졌다. 차량의 속도가 80km/h로 유지된다고 가정할때 횡가속도와 요우잉속도의 응답을 Fig.7과 Fig.8에서 각각 비교하였다.

횡가속도와 요우잉속도의 주파수응답특성은 저주파통과필터 역할을 하고있다. 즉, 조향입력의 주파수가 빠를수록 위상지연은 증가하는 반면에

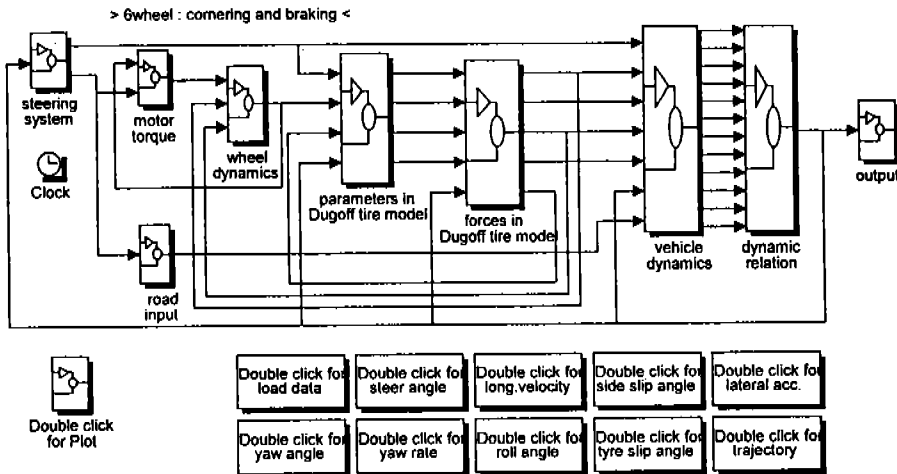


Fig.4 시뮬레이션 모델

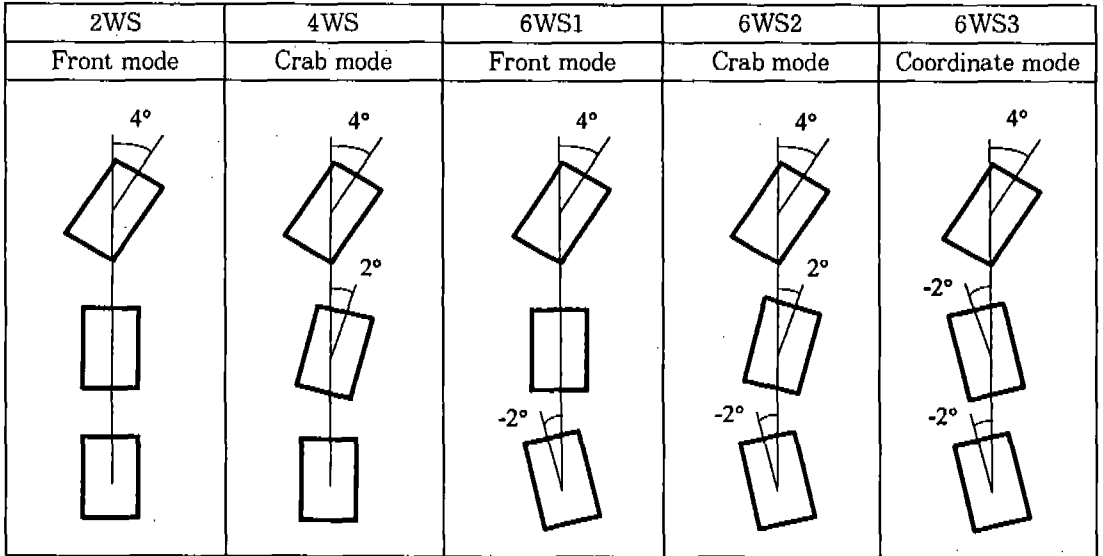


Fig.5 조향각의 종류

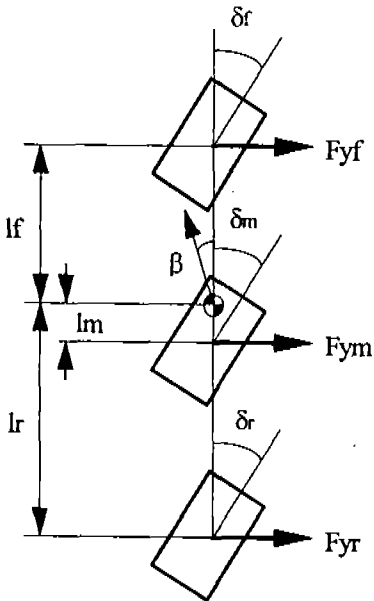


Fig.6 2자유도의 차량모델

응답의 게인값은 감소한다. 횡가속도의 응답에서 6WS3의 게인값이 가장 크고, 4WS의 위상지연이 가장 작았다. 요우잉속도의 응답에서는 6WS3의 게인값이 가장 크고 6WS3의 위상지연이 가장 작았다. 이 결과에 따르면 Coordinate

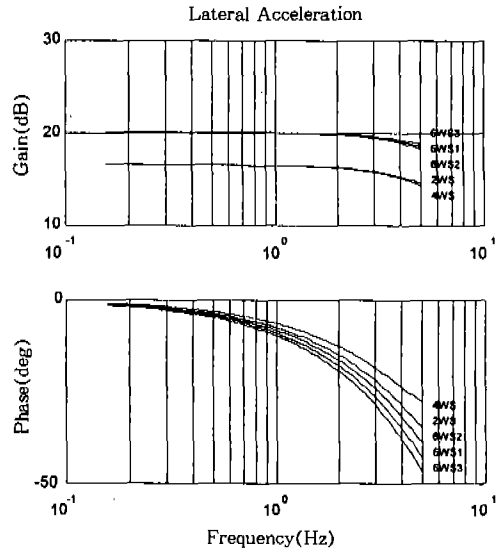


Fig.7 횡가속도의 주파수응답

Mode인 6WS3의 경우 큰 횡가속도가 발생하지만 빠른 요우잉운동을 하게 되며 전반적으로 6WS가 2WS나 4WS보다 선회성이 향상됨을 보여준다.

본 논문에 사용된 선형모델은 질량중심이 차량의 중심보다 약간 앞에 있다고 가정했기 때문에

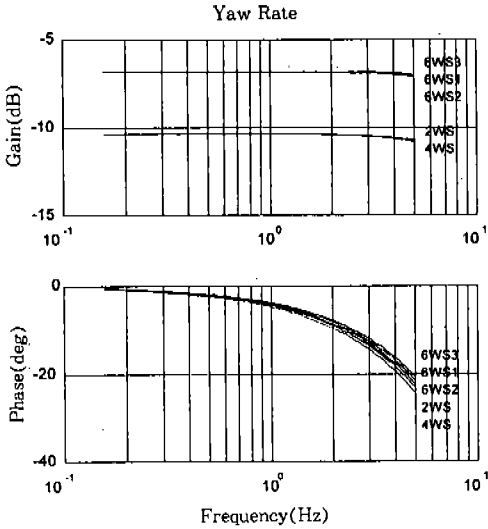


Fig.8 요우잉속도의 주파수응답

후륜 조향의 영향이 중륜조향의 영향에 비해 크게 나타난다. 그러나 다음 장에서 18자유도의 모델은 중륜의 영향이 확실하게 나타나고 있음을 보여준다.

5.2 감속 조향성능

차량의 감속 조향성능을 해석하기 위해 제동과 조향이 동시에 입력으로 가해지고, 이 해석을 위해서는 3장에서 설명된 18자유도의 차량모델이 사용되었다. 초기속도 72km/h로 주행하다가 제동토크가 각 바퀴에 가해지며 0.5초후부터 조향을 시작하고 1초후에 Fig.5에 나열된 조향모드에 따라 일정한 조향각을 유지하였다. 노면의 조건이 비포장도로라고 가정했기때문에 노면의 마찰계수는 0.6의 값으로 주었다.

Fig.5에 있는 5개의 조향모드에 대한 해석결과들은 횡가속도(Fig.9), 요우잉속도(Fig.10), 횡미끄럼각(Fig.11), 그리고 궤적(Fig.12)에 대하여 비교되었다. 일반적으로 6WS모드들이 2WS와 4WS의 모드에 비해 횡가속도, 요우잉속도 그리고 횡미끄럼각이 크게 나타났고, 또한 작은 회전반경을 가졌다. 6WS모드중에서는 6WS2 (Crab Mode)가 큰 횡미끄럼각을 가지면서 가장 작은 회전반경을 보이지만 정상상태로 가면서

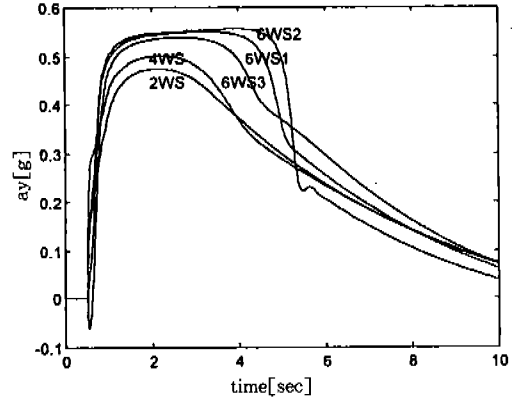


Fig.9 횡가속도

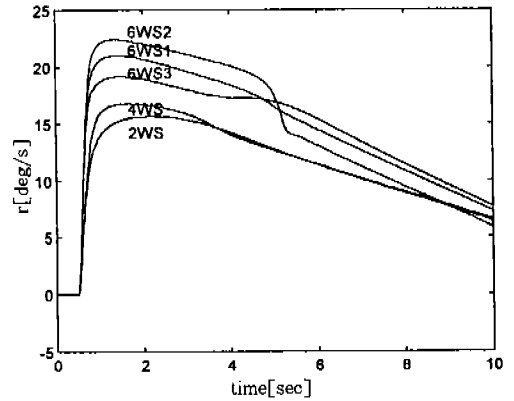


Fig.10 요우잉속도

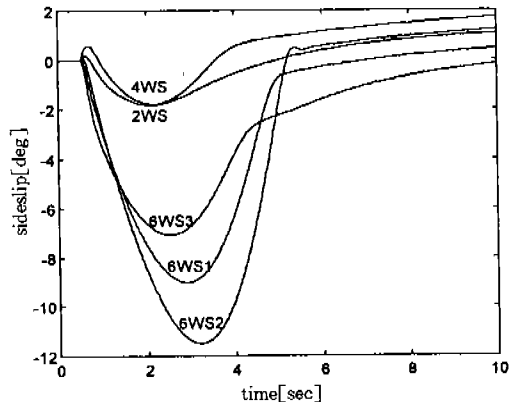


Fig.11 횡미끄럼각



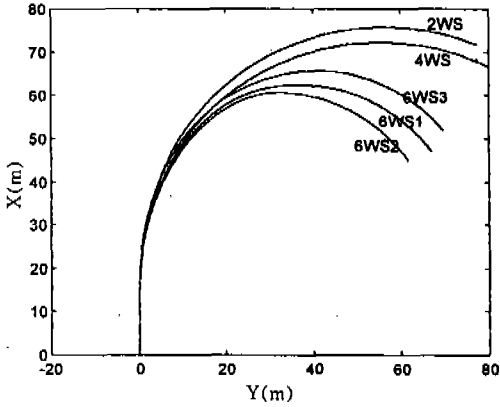


Fig.12 궤적

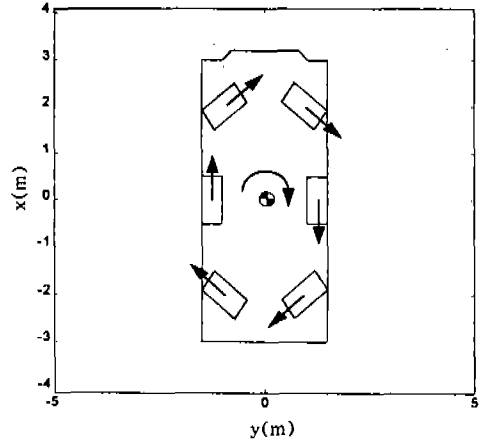


Fig.13 초기상태

6WS3모드가 제일 큰 요우잉속도를 가지게 되어 5.1절에서 수행된 결과와도 어느정도 일치됨을 보이고 있다. 특히, 이 조향성능의 차이, 즉 중륵 조향의 영향은 비선형 타이어 모델과 차량모델의 하중이동에 의해 크게 좌우됨을 알 수 있었다.

5.3 피보팅성능

본 논문에서 고려하는 차량은 특수한 목적을 수행하는 군용차량이므로 승용차와는 다른 부가적인 기능을 요구하고 있다. 그중에서도 차체의 기하학적 중심점을 기준으로 하여 회전하는 피보팅기능에 대해 검토하였다. 전기모터로 구동 및 조향을 하기 때문에 차량의 기하학적 중심에 따라 피보팅하기 위해서 Fig.13에서와 같은 조향각과 방향이 결정되어야 한다. 중륵의 구동토크는 기하학적인 비율로 전·후륵에 비해 작게 하였다. 구동토크와 제동토크는 180° 회전을 한 후 정지시키도록 정했다. 피보팅 궤적과 요우잉각의 결과는 Fig.14와 Fig.15에 각각 보여주었다.

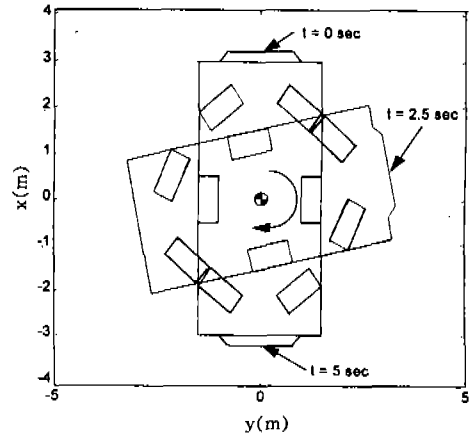


Fig.14 궤적

6. 6륵조향 제어기법

새로운 6륵조향 제어기법을 차선변경시 무게중심의 횡미끄러짐을 최소화 하기위해 제안하였다. Fig.9와 Fig.11에서 보여주듯이 고정된 조향각을 가진 6WS 차량이 2WS 차량과 4WS 차량보다 큰 횡가속도와 횡미끄러짐을 갖는 것을 알 수 있

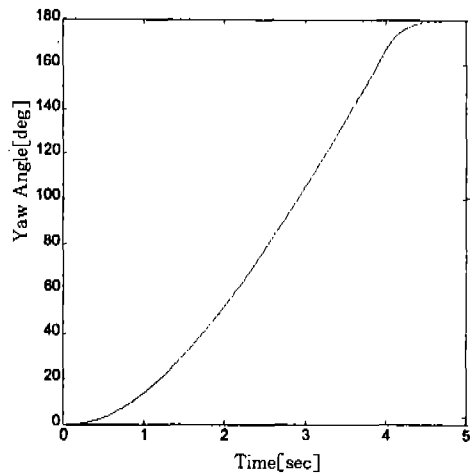


Fig.15 요우잉각

다. 이 현상은 조향안정성이 떨어지는 것으로 볼 수 있으며, 이러한 한계를 극복하기 위해서 차선 변경시 차량의 요우잉 속도와 전륜의 조향각에 따라 중륜과 후륜을 조향하는 새로운 조향제어기법을 개발하였다.

6.1 차량모델

새로운 조향 제어기법을 유도하기 위해 차량모델은 2자유도를 갖는 선형모델을 이용하였다. Fig.6의 선형모델에 기초한 운동방정식은 횡미끄럼과 요우잉속도에 대해 다음과 같다.

횡운동 :  $MV_x(\beta + r) = 2F_{y1} + 2F_{ym} + 2F_{yr}$  (14)

요우잉운동 :  $I_z \dot{r} = 2l_1 F_{y1} - 2l_m F_{ym} - 2l_2 F_{yr}$  (15)

여기서  $\beta$ 와  $r$ 은 횡미끄럼각과 요우잉 속도를 나타내며, 나머지 상태 변수들은 기호표에 나타나 있다. 조향각이 미소하다고 가정하면 위의 방정식들은 다음과 같이 행렬의 형태로 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2}{MV_x}(C_l + C_m + C_r) & -1 - \frac{2}{MV_x}(l_1 C_l - l_m C_m - l_2 C_r) \\ \frac{2}{I_z}(l_1 C_l - l_m C_m - l_2 C_r) & \frac{2}{I_z}(l_1^2 C_l + l_m^2 C_m + l_2^2 C_r) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_l}{MV_x} & \frac{2C_m}{MV_x} & \frac{2C_r}{MV_x} \\ \frac{2l_1 C_l}{I_z} & \frac{2l_m C_m}{I_z} & \frac{2l_2 C_r}{I_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_m \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (16)$$

6.2 제어법칙

주어진 차량의 속도와 전륜의 조향각에 대해 중륜과 후륜이 조향성과 안정성에 적합하게 조향되어야 한다. 이절에서는 중륜의 조향각은 전륜의 1/2로 가정하고 후륜의 조향 제어방식은 무게중심의 횡미끄럼각을 줄이기 위해 개발되었다.

4WS의 경우<sup>3),4)</sup>와 비슷하게 후륜의 조향각은 차량의 요우잉 속도에 의해 결정되도록 하였다.

$$\delta_m = \frac{1}{2} \delta_r \quad (17)$$

$$\delta_r = k_1 \cdot \delta_1 + k_2 \cdot r \quad (18)$$

$k_1, k_2$ 를 구하기 위해 식(17), (18)을 식(16)에 대입한 후  $\delta_1$ 와  $\beta$ 사이의 전달함수 분자의 행렬식이 0이 되도록 하면 다음과같이  $k_1, k_2$ 를 구할 수 있다.

$$k_1 = \frac{-2C_l r - C_m}{2C_r} \quad (19)$$

$$k_2 = \frac{MV_x^2 + 2(C_l l_1 - C_m l_m - C_r l_2)}{2C_r V_x} \quad (20)$$

6.3 차선변경 성능

위의 제어기법에 의한 조향안정성의 향상을 비교하기 위해서 같은 차선을 주행하는 2WS 및 4WS차량에 대해 차선변경이 Fig.16과 같이 시뮬레이션되었다. 차량의 직진속도를 56km/h로 유지하면서 원하는 차선을 주행하도록 하며 전륜은 운전자가 조향하도록 하였다. 기존의 4WS 알고리즘<sup>4)</sup>을 6륜의 차량에 적용할 때, 중륜은 조향되지 않고 후륜이 알고리즘에 따라 조향되었다. 6WS에서는 중륜은 전륜 조향각의 1/2이 되게하였고, 후륜은 새로 제안한 방식인 식(18)에 따라 조향되었다.

$$4WS^0 : \delta_r = -\frac{C_l + C_m}{C_r} \delta_1 + \frac{MV_x^2 + 2(C_l l_1 - C_r l_2)}{2C_r V_x} r \quad (21)$$

$$6WS : \delta_r = -\frac{2C_l - C_m}{2C_r} \delta_1 + \frac{MV_x^2 + 2(C_l l_1 - C_m l_m - C_r l_2)}{2C_r V_x} r \quad (22)$$

여기서  $C_l, C_m$  및  $C_r$ 은 각각 전륜, 중륜 및 후

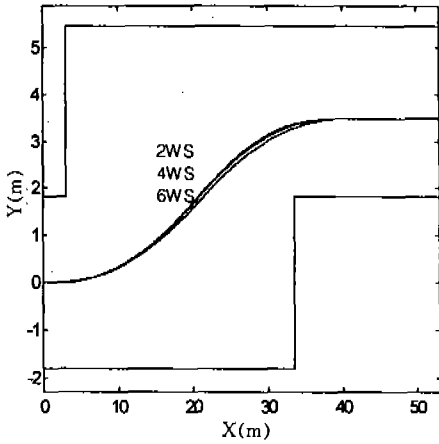


Fig.16 차선변경의 궤적

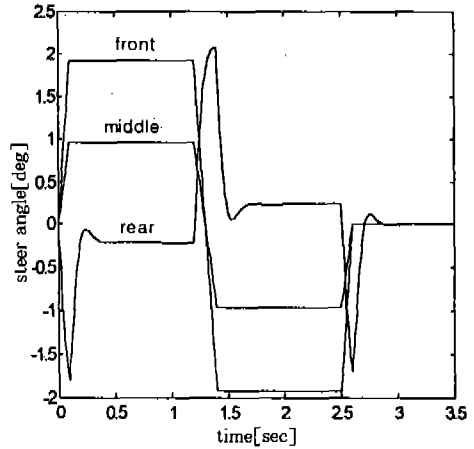


Fig.17 6WS 조향각

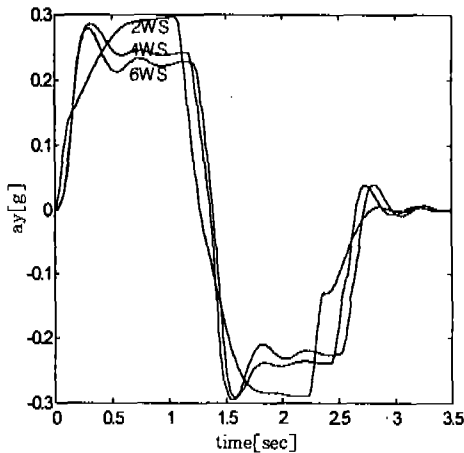


Fig.18 횡가속도

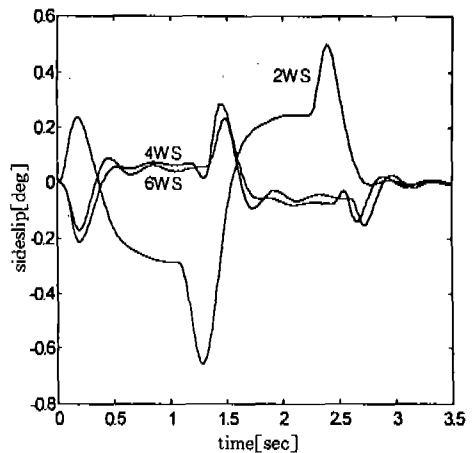


Fig.19 횡미끄럼각

륜의 Cornering Stiffness이다.

차선변경 성능의 결과는 새로 제안한 6WS의 경우가 2WS나 4WS보다 작은 조향각(Fig.17)으로 원하는 차선을 따라갔다. 횡가속도는 2WS와 4WS의 경우와 비슷한 양상을 보이지만(Fig.18), 횡미끄럼각은 2WS나 4WS에 비해 약간의 성능향상을 보인다(Fig.19).

## 7. 결 론

2자유도의 선형모델에 근거한 주파수역 성능해

석에서 6WS차량이 횡가속도와 요우잉속도에서 2WS와 4WS차량보다 큰 개인값을 갖는 것을 보여준다. 6WD/6WS 차량의 조향성능 해석을 위해 18자유도의 비선형 차량모델을 제시하였고, MATLAB의 SIMULINK를 이용하여 시뮬레이션 툴을 구성하였다. 제동과 조향을 동시에 하는 시뮬레이션 결과는 6WS차량에서 중륜의 역할을 보여주었다. 특히, 중륜이 전륜과 같은 방향(Crab Mode)일때 횡미끄럼각이 증가하면서 회전반경이 줄어드는 것을 알 수 있다. 이러한 6륜 조향이 갖는 일반적인 한계를 극복하기 위해서

횡미끄럼각을 줄이기 위한 새로운 6륜조향 제어기법이 제안되었다. 제안된 제어기법을 차선변경에 적용한 결과 6륜차량의 조향성과 안정성을 향상시킬 수 있다는 것을 보여주었다. 차량의 기하학적 중심점을 기준으로 특수한 조향각을 주어 제자리에서 회전하는 피보팅기능을 수행하였고, 전기구동·다륜차량의 특유한 성능을 보였다.

## 후 기

이 연구는 국방과학연구소의 지원(과제번호 ATRC-409-940898)에 의해 수행되었음.

## 참 고 문 헌

1. D. E. Smith, J. M. Starkey, "Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison", *Vehicle System Dynamics*, vol. 24, pp.163~181, 1995.
2. A. G. Nalecz, A. C. Bindermann, "Investigation into the stability of four wheel steering vehicles", *Int. J. of Vehicle Design*, vol.9, No.2, pp.159~178, 1988.
3. X. Xia, E. H. Law, "Nonlinear Analysis of Close-Loop Driver/Automobile Performance with Four Wheel Steering Control", SAE, 92055, 1992.
4. M. Abe, "Handling Characteristics of Four Wheel Active Steering Vehicles over Full Maneuvering Range of Lateral and longitudinal Accelerations", *Proceedings of 11th IAVSD Symposium, Vehicle System Dynamics*, vol.18 August 21~25, pp.1~14, 1989.
5. H. Dugoff, P. S. Fancher, L. Segel, "An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance", *SAE Transactions*, 79 : 341-366, SAE Paper No.700377, 1970.
6. R. W. Allen, T. J. Rosenthal, H. T. Szostak, "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling", SAE, 870495, 1987.
7. E. Bakker, H. B. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies", SAE, 890087, 1989.
8. L. D. Metz, "Dynamics of Four-Wheel-Steer Off-Highway Vehicles", SAE, 930765, 1993.
9. D. R. Pillar, E. E. Braun, "All-Wheel Steering System for Heavy Truck Application", SAE, 952680, 1995.
10. N. S. Das, B. A. Suresh, J. C. Wambold, "Estimation of Dynamic Rollover Threshold of Commercial Vehicles Using Low Speed Experimental Data", SAE, 932949, 1993.
11. N. Hata, H. Osanai, S. Hasegawa, S. Takahashi, Y. Watanabe, "An Investigation into Vehicle Controllability and Stability of an Experimental Medium-Duty Truck with Rear-Axle Steering", AVEC, 923044, 1992.
12. R. M. Ogorkiewicz, "Design and Development of Fighting Vehicles", Chapter10, pp. 172~193, Macdonald and Co(publishers) Limited, 1968.
13. H. Nasu and H. Higasa, "Development of yonden electric vehicle PIVOT", *JSAE, Review* 16, pp.77~82, 1995.
14. J. Maretzke. and B. Richter., "Directional Control of 4WD Passenger Cars a Study by Computer Simulation", SAE Technical Paper Series, 861370, 1986.
15. 오재용외 7인, "다축전기구동시스템의 해석 및 통합제어기법 연구", 국방과학연구소, 1994, ATRC-409-940898.