

# ABS 제어 및 후륜조향 제어를 이용한 차량 안정성 개선에 관한 연구

송정훈<sup>†</sup>·부광석<sup>\*</sup>·이종일<sup>\*\*</sup>

(2003년 12월 31일 접수, 2004년 6월 1일 심사완료)

## Using an ABS Controller and Rear Wheel Controller for Stability Improvement of a Vehicle

Jeonghoon Song, Kwangsuck Boo and Jongil Lee

**Key Words:** Anti-lock Brake System(잠김방지 제동장치), Sliding Mode Controller(슬라이딩 모드 제어기), Vehicle Dynamics(차량 동역학), Slip Ratio(미끄럼률), Four Wheel Steering(4WS, 4바퀴 조향)

### Abstract

This paper presents a mathematical model which is about the dynamics of not only a two wheel steering vehicle but a four wheel steering vehicle. A sliding mode ABS control strategy and PID rear wheel control logic are developed to improve the brake and cornering performances, and enhance the stability during emergency maneuvers. The performances of the controllers are evaluated under the various driving road conditions and driving situations.

The numerical study shows that the proposed full car model is sufficient to accurately predict the vehicle response. The proposed ABS controller reduces the stopping distance and increases the vehicle stability. The results also prove that the ABS controller can be employed to a four wheel steering vehicle and improves its performance. The four wheel steering vehicle with PID rear wheel controller shows increase of stability when a vehicle speed is high and sharp cornering maneuver when a vehicle speed is low compared to that of a two wheel steer vehicle.

### 기호설명

$a$  : 차량무게중심과 앞바퀴 중심간 거리  
 $A_w$  : 마스터실린더 단면적  
 $a_x$  : x축방향 가속도  
 $a_y$  : y축방향 가속도  
 $b$  : 차량무게중심과 뒷바퀴 중심간 거리  
 $B_{roll}$  : 롤방향 뒤틀림 계수

$F_D$  : 마찰력  
 $h_{cg}$  : 도로면과 차량중심간 거리  
 $h_f$  : 현가상질량 중심의 높이  
 $h_s$  : 롤축과 현가하질량간 거리  
 $h_r$  : 뒷축 현가하질량 중심의 높이  
 $I_{roll}$  : 롤방향 차량 관성 모멘트  
 $I_{wi}$  : 휠 관성 모멘트  
 $K_{roll}$  : 롤방향 회전 강성계수  
 $m_{total}$  : 차량 총 질량  
 $m_s$  : 현가상질량  
 $m_{yf}$  : 앞축 현가하질량  
 $m_{yr}$  : 뒷축 현가하질량  
 $P_w$  : 제동 유압력

† 책임저자, 회원, 인제대학교 기계자동차공학부  
 수송기계부품 기술혁신센터(TIC)

E-mail : mechsong@inje.ac.kr  
 TEL : (055)320-3755 FAX : (055)324-1723

\* 회원, 인제대학교 기계자동차공학부, TIC

\*\* 회원, 인제대학교 대학원 기계공학과, TIC

- $R_b$  : 휠 중심에서 브레이크 패드간 거리
- $R_w$  : 휠 반경
- $t_f$  : 앞바퀴 윤거
- $t_r$  : 뒷바퀴 윤거
- $T_{rolli}$  : 구름저항 토크
- $u_i$  : 제어 입력
- $\beta$  : 옆 미끄럼 각
- $\beta_f$  : 앞바퀴 롤방향 감쇠 계수
- $\beta_r$  : 뒷바퀴 롤방향 감쇠 계수
- $K_f$  : 앞바퀴 롤방향 강성 계수
- $K_r$  : 뒷바퀴 롤방향 강성 계수
- $\lambda$  : 미끄럼률
- $\lambda_{di}$  : 이상적인 미끄럼률
- $\mu$  : 구름저항계수
- $\Gamma$  : 토크
- $\Gamma_x$  : 마찰토크

1. 서 론

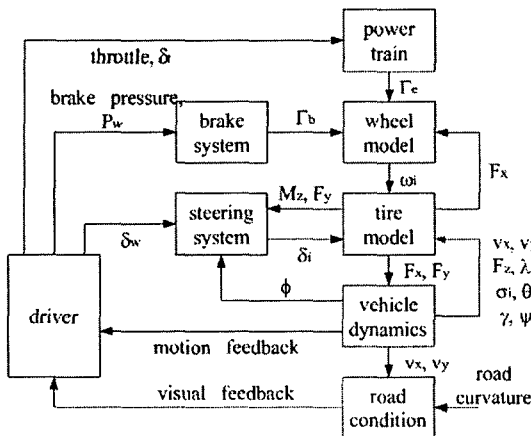
차량의 동역학적 특성을 이해하고 실차 개발에 적용하기 위한 연구 방법으로는 수학적 모델을 사용한 시뮬레이션 연구와 HILS(Hardware In the Loop Simulator) 시스템을 이용한 연구 그리고 실제 차량을 이용한 연구 등이 있다. 이들 중 수학적 모델을 사용하는 방법은 비용이 적게 들며, 안전하고, 개발 기간이 짧다는 등의 장점으로 인하여 많이 사용되고 있는 방법이다.<sup>(1,2)</sup>

Fig. 1은 일반적으로 사용되는 차량의 동역학적 모델을 나타낸 것이다. 운전자는 드로틀 밸브, 브레이크 패달 그리고 조향 휠을 이용하여 동력 발

생 및 전달 장치(power train), 제동장치 그리고 조향장치에 입력을 가한다. 주어진 입력들은 최종적으로 바퀴를 통하여 차량의 동역학적 응답으로 표현된다. 도로 조건 역시 차량의 운동에 영향을 미치며 운전자는 이들을 바탕으로 차량 입력 정보로 되먹임(feedback)하여 차량을 조정한다.

하지만 운전자에 의한 차량 제어는 급제동 또는 급조향시 운전자 및 차량의 안정성 확보에 있어 취약하며 이의 극복을 위하여 다양한 장치들이 개발되었다. 특히 ABS(Anti-lock Brake System)는 1970년대 후반 처음 승용차용으로 시판되었으며 현재 가장 널리 사용되는 능동형 안전 시스템(active safety system)의 하나이다.<sup>(3,4)</sup>

지금까지 많은 연구자들이 ABS의 성능 향상을 위하여 다양한 제어 기법을 소개하였다. 특히 슬라이딩 모드 제어(sliding mode control) 방법은 외란에 강인하며 정확한 수학적 모델을 요구하지 않으며 동시에 안정적이라는 점에서 많이 사용되고 있는 방법 중 하나이다. Anthomy,<sup>(1)</sup> Kazemi et al.,<sup>(5)</sup> 그리고 Drakunov et al.<sup>(6)</sup> 등은 슬라이딩 모드 제어 기법을 이용한 제어기를 제안하였다. 하지만 이러한 제어기들은 차량의 직진 제동에는 만족할 만한 결과를 보이지만 선회 제동의 경우, 슬립 각 (slip angle)의 영향을 충분히 고려하지 못하여 차량의 안정성을 충분히 확보하지 못하는 단점이 있다.<sup>(7)</sup> 이에 Bang et al.<sup>(8)</sup> 등은 요 속도(yaw rate)를 기준으로 선회 운동시 앞바퀴 바깥쪽 바퀴의 제동력을 제어하는 제어기를 소개하였으나 이 경우, 충분한 제동력을 확보하지 못하거나 승차감의 악화가 발생할 수 있다.



- $F_x, F_y, F_z = x, y, z$  forces from tire or on tire
- $\delta =$  throttle angle
- $\delta_w, \delta_i =$  steering and road wheel angles
- $\phi, \psi, \theta =$  body roll, pitch and yaw angle
- $\gamma =$  wheel camber angle
- $T_c, T_b =$  engine and brake torque
- $M_x =$  aligning moment from tire
- $\lambda_i, \sigma_i =$  slip ratio and slip angle
- $v_x, v_y =$  vehicle forward and side velocity
- $\omega_s =$  wheel rotation speed

Fig. 1 Overall vehicle system dynamics model

한편 사륜조향장치(four wheel steer system, 4WS)의 경우, 차량의 운동성 및 안전성을 개선함과 동시에 ABS 혹은 TCS(Traction Control System) 등과 같은 장치와 쉽게 조화될 뿐만 아니라 이들의 성능 향상까지 도모할 수 있다는 점에서 많은 연구가 진행되고 있다. 4WS는 초기 균용 및 비포장도로(off road) 주행용으로 개발되었으나 최근 유압을 이용한 전자 제어 사륜 조향 장치가 개발되어 각 자동차 회사들의 적용 빈도가 더욱 높아지고 있다.<sup>(2,9-11)</sup>

따라서 이 연구에서는 ABS제어기 및 사륜조향 장치를 이용한 요 운동 제어기를 제안하고자 한다. 이를 위하여 전체 차량 모델(full car model)을 개발하였으며 네 바퀴의 제동력을 동시에 제어할 수 있는 ABS 제어기를 설계하였다. 또한 뒷바퀴의 조향각을 독립적으로 제어하여 요 운동의 안정성을 개선하는 PID 제어기(proportional-integral-derivative controller)를 설계하였다. 이러한 연구를 통하여 차량의 선회 및 제동 운동에서 제동 성능의 악화 없이 차량의 안정성 및 조향성을 확보할 수 있는 시스템을 개발할 수 있을 것으로 판단된다.

## 2. 차량 모델

전륜 및 사륜 조향 차량의 제어기를 설계하기 위해서는 전체 차량 모델이 필요하다. 따라서 18 자유도(degree of freedom)를 가지는 전체 차량 모델을 제안한다. 이 연구에서 사용되어진 차량 모델에 대한 개략도는 Fig. 2와 같다.

### 2.1 차량 모델 구성을 위한 가정

차량 모델을 구성하기 위해서는 다음과 같은 가정이 필요하다. 첫째, 차량은 평탄한 길에서 운행되며 바퀴는 노면에서 떨어지지 않아 항상 접지력을 유지한다고 가정한다. 또한 노면은 균일한 아스팔트 또는 얼음 등으로 전체 혹은 부분적으로 덮여 있다. 둘째, 차량은 크게 현가상질량(sprung mass), 앞축 현가하질량(front unsprung mass), 뒷축 현가하질량(rear unsprung mass)의 세 개의 질량으로 구성된다. 현가상질량은 현가장치를 포함하며 질량은 무게 중심에 집중되어 있다고 가정한다(point mass). 현가하질량은 동일한 관성을 가지는 등가 질량으로 표현한다.

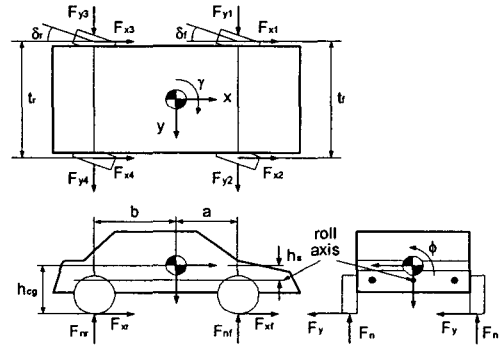


Fig. 2 A vehicle model and axis system

셋째, 차량의 롤 축(roll axis)은 지면과 수평하다고 가정한다. 따라서 롤 축과 종축(longitudinal axis)은 같아지며 모델식은 단순해진다. 실제로 Ford 사의 Taurus 차량의 경우, 종축과 롤 축의 차이각은 0.43°로 무시할 수 있는 작은 값이다.<sup>(3)</sup>

넷째 차량 모델 개발에 있어서 운전자의 질량에 대한 영향은 무시한다. 참고 문헌 (3)에 따르면 Ford Taurus의 경우, 운전자를 포함한 차량의 무게 중심은 설계상의 무게 중심과 17.5mm 정도 차이난다. 따라서 이 연구에서는 운전자의 질량에 의한 영향은 무시한다.

### 2.2 차량 운동방정식

일반적으로 차량의 직진 방향 운동 또는 작은 선회 운동을 해석하거나 제동 장치의 설계를 위해서는 1/4 차량 모델 또는 자전거(bicycle) 모델을 사용하여도 만족스러운 결과를 얻을 수 있다.<sup>(6)</sup> 하지만 선회 각이 크거나 선회운동과 제동운동이 동시에 발생할 경우, 차량의 운동에 대한 보다 정확한 해석을 위해서는 전체 차량 모델이 필요하다.<sup>(12)</sup> 이는 네 개의 바퀴에서 하중 이동이 발생하며 차량의 운동에 큰 영향을 미치기 때문이다. 전체 차량 모델을 위해서는 이동하는 차량의 무게 중심을 기준으로 하는 상대 좌표계를 지정하는 것이 편리하다.<sup>(4)</sup> 이를 통해서 관성 모멘트 등을 기술하는 수식을 단순화시킬 수 있다. 이 연구에서는 SAE 표준 좌표계를 사용한다.<sup>(13)</sup> 즉, 차량의 앞쪽을 양의 x 축 방향으로, 오른쪽을 양의 y 축 방향으로 아래쪽을 양의 z 축 방향으로 설정한다. 또한 이 축들을 기준으로 양의 회전 방향은 오른손 법칙(right hand rule)을 따라 결정한다.

### 2.2.1 차량의 종방향 운동

차량의 종방향 운동은 차량의 속도, 종가속도, 공기마찰 및 피칭 운동(pitching motion) 등에 의하여 영향을 받는다.<sup>(14)</sup> 이를 수식으로 나타내면 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$m_{total}(\dot{v}_x - v_y \dot{\gamma}) = \sum_{i=1}^4 FX_i - F_D \cos \beta_a \quad (1)$$

여기서 공기 마찰력  $F_D = \rho_a C_d A v^2 / 2$ 는 차량의 진행 반대 방향으로 작용한다. 식 (1)에서 1, 2, 3, 4는 각각 왼쪽 앞, 오른쪽 앞, 왼쪽 뒤, 오른쪽 뒤 바퀴를 나타낸다. 각 바퀴에 작용하는 힘은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$FX_i = (F_{xi} - F_{ni}) \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i \quad (2)$$

여기에서  $F_n$ 은 구름저항력(rolling resistance force)이며 각 바퀴에 작용하는 수직하중  $F_z$ 와 구름저항계수  $\mu$ 의 영향을 받는다.

### 2.2.2 차량의 횡방향 운동

차량의 횡방향 운동은 요 운동, 롤 운동 그리고 횡방향 가속도 등에 의하여 영향을 받으며 각 타이어에 가해지는 수직하중에 영향을 미치게 된다. 수직하중은 슬립, 슬립각, 캠버 각 등에 의하여 영향을 받는다.(Fig. 1) 차량의 조향 입력에 따른 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_{total}(\dot{v}_y + v_x \dot{\gamma}) = \sum_{i=1}^4 FY_i - F_D \sin \beta_a \quad (3)$$

여기서 각 바퀴에 작용하는 힘은 식 (4)와 같다.

$$FY_i = (F_{yi} - F_{ni}) \sin \delta_i - F_{xi} \cos \delta_i \quad (4)$$

### 2.2.3 요 운동

차량의 요 운동은 z 축을 중심으로 토크  $\Gamma$ 에 의해서 발생된다. 이를 나타내면 식 (5)이고, 우변의 앞 여덟 개 항은 타이어에서 발생하는 힘을 나타내고, 나머지 항들은 타이어의 정렬토크(alignment torque)에 의하여 발생된다.<sup>(3)</sup>

$$\begin{aligned} \Gamma = & aFY_1 + \frac{t_f}{2} FX_1 + aFY_2 - \frac{t_r}{2} FX_2 \\ & - bFY_3 + \frac{t_r}{2} FX_3 - bFY_4 - \frac{t_f}{2} FX_4 \\ & + M_{zlf} + M_{zrf} + M_{zlr} + M_{zrr} + M_{zsw} \end{aligned} \quad (5)$$

그리고 마지막 항은 공기 마찰에 의한 힘의 작용으로 yaw 축에 발생하는 모멘트이다. 여기서 차량의 z 축 방향으로 작용하는 관성 모멘트를  $I_z$

라고 한다면 다음과 같이 표현할 수 있다.<sup>(15)</sup>

$$\Gamma = I_z \frac{d^2 \gamma}{dt^2} \quad (6)$$

### 2.2.4 롤 방향 운동

$I_{roll}$ 은 롤 축의 관성 모멘트를 나타낸다. 롤 각(roll angle)인  $\phi$ 가 작다면 롤 축에 작용하는 감쇠계수  $B_{roll}$ 과 강성계수  $K_{roll}$ 은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$B_{roll} = B_f + B_r = \frac{1}{2} (\beta_f t_f^2 + \beta_r t_r^2) \quad (7)$$

$$K_{roll} = K_f + K_r = \frac{1}{2} (K_f t_f^2 + K_r t_r^2) \quad (8)$$

식 (7) 및 (8) 그리고 Fig. 2를 이용하면 롤 각에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$I_{roll} \ddot{\phi} + B_{roll} \dot{\phi} + K_{roll} \phi = m_s g h_s \sin \phi - m_s (\ddot{y} + \dot{x} \dot{\gamma}) h_s \cos \phi \quad (9)$$

### 2.2.5 수직방향 운동

실제 차량의 수직방향 운동은 타이어에 작용하는 수직하중과 도로 노면의 변화, 현가장치의 특성 그리고 현가상질량 및 현가하질량의 운동 등에 영향을 받는다. 또한 수직하중은 타이어의 강성 및 변형량 등에 영향을 받는다.<sup>(14)</sup> 이 연구에서는 차량의 전후 및 좌우 바퀴에 작용하는 수직방향 하중을 정적하중과 동적하중의 합으로 표현한다. 정적하중은 차량이 정지하여 있을 때, 자체 하중에 의하여 발생하는 힘 ( $F_{m6}$ ,  $F_{mr}$ )이며 동적하중은 가감속시 및 선회 운동 시 발생하는 하중의 이동을 뜻한다.

동적하중은 다시 네 개의 구성요소로 나누어서 생각할 수 있다. 즉, 롤 운동에 의해서 발생하는 하중 변화 ( $F_{r6}$ ,  $F_{rr}$ ), 선회운동시 현가상질량과 롤(roll)축과의 불일치로 인한 하중변화 ( $F_{s6}$ ,  $F_{sr}$ ), 현가하질량과 롤(roll)축과의 불일치로 인한 하중 이동 ( $F_{u6}$ ,  $F_{ur}$ ), 제동시 피칭(pitch)운동에 의한 하중 이동 ( $F_{b6}$ ,  $F_{br}$ )으로 표현할 수 있다.

이를 이용하여 차량의 선회 및 제동 운동시 좌측 앞 바퀴에 가해지는 수직하중은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 F_{z1} &= F_{rf} + F_{sf} + F_{wf} - 0.5F_{bf} + 0.5F_{mf} \\
 &= (a_y \cos \phi + g \sin \phi) \frac{k_f h_s m_s}{k_f + k_r} \\
 &\quad + \frac{m_s b h_s a_y}{t_f(a+b)} + m_{uf} a_y \frac{h_f}{t_f} \\
 &\quad - \frac{1}{2} (m_{uf} h_f + m_s h_{cg} + m_{wf} h_r) \frac{a_x}{a+b} \\
 &\quad + \frac{1}{2} m_{total} g \frac{b}{a+b}
 \end{aligned} \tag{10}$$

다른 바퀴에도 유사한 수식을 적용하면

$$F_{z2} = -F_{rf} - F_{sf} - F_{wf} - 0.5F_{br} + 0.5F_{mr} \tag{11}$$

$$F_{z3} = F_{rr} + F_{sr} + F_{wr} - 0.5F_{br} + 0.5F_{nr} \tag{12}$$

$$F_{z4} = -F_{rr} - F_{sr} - F_{wr} - 0.5F_{br} + 0.5F_{nr} \tag{13}$$

여기서 공기에 의한 양력 (lift force) 및 항력 (drag force)은 무시한다. 참고문헌 (3)에 따르면 양력 및 항력이 하중 변화에 작용하는 영향은 차량의 정적하중의 최대 5%를 넘지 않아 무시할 수 있다.

### 2.2.6 타이어 모델

차량 운동 해석에서 추진력 (traction force), 제동력 그리고 선회력 등에 대한 해석은 가장 중요한 요소들으로써 이들은 타이어에서 실현된다. 타이어에서 발생하는 힘은 종방향 및 횡방향의 힘으로 나누어 계산한다. 또한 슬립 및 슬립각 (slip angle)에 대한 계산이 필요하다.<sup>(15)</sup> 슬립이란 차속과 바퀴회전속도의 차를 차속으로 나눈 것이며 슬립각은 운전자가 진행하고자 하는 조향 방향 (타이어가 향하는 방향)과 실제 자동차가 나아가는 방향과의 사이각으로 정의된다.<sup>(5)</sup> 이를 수식으로 표현하면,

$$\lambda_{si} = \frac{v_x - \omega R_w}{v_x} \tag{14}$$

$$\sigma_i = \delta_i - \zeta_i \tag{15}$$

와 같다. 여기서  $v$ 는 차속을 뜻하며  $\delta$ 는 조향각 그리고  $\zeta$ 는 차가 미끄러지는 각도이다. 차량의 종방향 및 횡방향의 힘은 Dugoff model을 이용하여 계산한다.<sup>(11)</sup>

### 2.2.7 바퀴 모델

Fig. 3에 나타난 그림과 뉴턴 (Newton)의 운동 제 2법칙을 이용하면 바퀴 모델은 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(15)</sup>

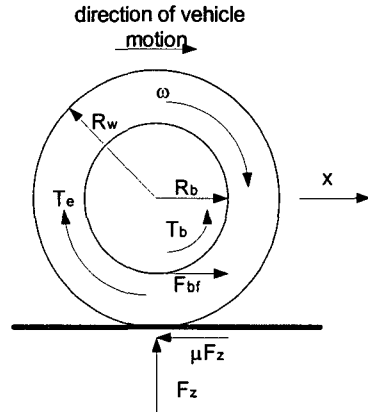


Fig. 3 Wheel model

$$I_w \dot{\omega}_i = -K P_{wi} A_w R_b - F_{xi} R_w - T_{rolli} + T_e \tag{16}$$

이 식에서 우변의 마지막 항은 타이어와 노면 사이의 구름 저항을 나타낸다. 구름저항은 바퀴가 회전시 발생하며 회전 반대방향으로 작용한다. 한편, 이 연구에서는 제동 중의 운동을 해석하므로 동력 발생 및 전달 장치에서 전달되는  $T_e$ 는 무시한다.

### 2.2.8 4WS 조향 입력

적절하게 제어된 차량의 뒷바퀴 조향은 운동성 및 안정성의 향상을 가져온다. 뒷바퀴의 조향각은 주로 차속 및 앞바퀴의 조향각에 영향을 받는다. 저속에서는 뒷바퀴가 앞바퀴의 반대방향으로 조향하여 차량의 회전 반경을 감소시킨다. 또한 고속에서는 앞, 뒤 바퀴가 같은 방향으로 조향하여 차량의 안정성을 증가시킨다.<sup>(9,11)</sup> 일반적으로 뒷바퀴의 조향각은 앞바퀴의 조향각의 약 20~25%에 해당하는 각도로 조향되며 최대값은 약 7°이다. 또한 약 35km/h의 속도에서 뒷바퀴의 조향 방향이 바뀐다.<sup>(10)</sup>

Sano와 Furukawa<sup>(11)</sup>는 후륜의 조향각을 다음과 같은 식 (17) 이용하여 결정하였다. 하지만 이 방법의 경우, 저속에서 출발시 문제가 발생하며 고속에서 요 운동에 대한 고려가 부족하다.<sup>(9)</sup>

$$\frac{\delta_r}{\delta_f} = \frac{-b + \left[ \frac{m_{total} a}{C_{xL}} \right] v_x^2}{a + \left[ \frac{m_{total} b}{C_{xL}} \right] v_x^2} \tag{17}$$

따라서 Siahkalroudi와 Naraghi<sup>(2)</sup>는 다음의 식을 제안하였다.

$$\delta_r = \frac{aC_{xf} - bC_{xr} + m_{total}v_x^2}{v_x C_{xr}} \gamma - \frac{C_{xf}}{C_{xr}} \delta_f \quad (18)$$

3. 제어기 설계

본 연구에서는 차량의 제동 및 선회 운동시 제동 성능 및 조향 성능의 향상을 위해서 두 개의 제어기를 설계하였다. 첫 번째는 ABS 제어기 설계이며 두 번째는 뒷바퀴 조향각 제어기 설계이다. ABS 제어기의 설계를 위해서 슬라이딩 모드 제어를 이용하였으며 뒷바퀴 조향각 제어기를 위해서 PID 제어 기법을 이용하였다.

3.1 슬라이딩 모드 ABS 제어기 설계

차량 제동시 제동력이 감소하면 일반적으로 제동 거리는 길어진다. 하지만 제동력이 증가하여도 바퀴의 미끄러짐으로 인하여 제동거리가 길어질 수 있다. 또한 미끄러짐이 발생하면 조향력을 상실하여 차량 및 운전자는 위협에 처하게 된다.<sup>(4-6)</sup> 따라서 ABS 제어는 제동거리를 최대한 짧게 하며 조향력을 유지시키는 것을 목적으로 한다. 이 연구에서는 이를 위하여 슬라이딩 모드 제어기를 제안한다. 식 (16)으로부터

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_i &= -\frac{1}{I_{wi}}(K P_{wi} A_w R_b + F_{xi} R_w + T_{roll}) \\ &= -(K_i u + \tau_x + \tau_r) \end{aligned} \quad (19)$$

여기서  $K_i = K A_w R_b / I_{wi}$ ,  $\tau_x = F_{xi} R_w / I_{wi}$ ,  $\tau_r = T_{roll} / I_{wi}$ 이며 제어 입력은  $u_i = P_{wi}$ 이다. 식 (19)에서  $\tau_x$  및  $\tau_r$ 의 값은 정확히 알 수 없으나  $\hat{\tau}_x$  와  $\hat{\tau}_r$ 에서 추측하여 계산할 수 있다.  $\tau_x$  및  $\tau_r$ 의 추측 오차는 알려진 값  $\tau_x^*$  및  $\tau_r^*$ 의 이내로 가정한다.

차량의 제동시 발생하는 슬립  $\lambda_{si}$ 이 이상적인 슬립  $\lambda_{di}$ 을 유지하기 위하여 슬라이딩 표면은 다음과 같이 정의된다.

$$S = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \lambda_r \quad (20)$$

여기서  $\lambda_r = \lambda_d - \lambda_s$  이다.

식 (20)에서  $n=2$ 라 하면 식(19)로부터 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$S = -\lambda_s = \frac{R_w}{v_x^2} [ -(K_i u + \tau_x + \tau_r) v_x - \omega a_x ] \quad (21)$$

여기서 연속제어법 (continuous control law)에

따른  $\hat{u}$ 의 최적 근사값은

$$\hat{u} = \frac{1}{v_x K_i} [ -(\hat{\tau}_x + \hat{\tau}_r) v_x - \omega a_x ] \quad (22)$$

이다. 여기서  $S=0$ 을 유지시키기 위한 슬라이딩 조건을 만족시키기 위하여 다음과 같은 식을 만족해야 한다.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 = S \dot{S} \leq -\eta |S|, \quad (\eta \geq 0) \quad (23)$$

식 (23)을 다시 표현하면

$$S \dot{S} = S \times \frac{R_w}{v_x^2} [ -(K_i u + \tau_x + \tau_r) - \omega a_x ] \quad (24)$$

이 된다. 여기서 제어 입력  $\bar{u}$  을 다음과 같이 정의하면

$$\bar{u} = \frac{\tau_x^* + \tau_r^* + \eta}{K_i} \text{sgn}(S) \quad (25)$$

전체 제어 입력  $u = \hat{u} + \bar{u}$ 이며 따라서 식 (24)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} S \dot{S} &= S \times \frac{R_w}{v_x^2} [ -\{K_i(\hat{u} + \bar{u}) + \tau_x + \tau_r\} - \omega a_x ] \\ &= S \times \frac{R_w}{v_x^2} [ (\hat{\tau}_x + \hat{\tau}_r - \tau_x - \tau_r) v_x \\ &\quad - v_x(\tau_x^* + \tau_r^* + \eta) \text{sgn}(S) ] \end{aligned} \quad (26)$$

만약  $S \geq 0$  이라면 식 (26)은

$$S \dot{S} = S \times \frac{R_w}{v_x^2} [ (\hat{\tau}_x + \hat{\tau}_r - \tau_x - \tau_r) v_x - v_x(\tau_x^* + \tau_r^* + \eta) ] \leq 0 \quad (27)$$

이 되며 이는 식 (23)에 나타낸 조건을 만족시킨다. 반대로  $S \leq 0$ 인 경우도 식 (23)의 조건을 만족함을 알 수 있다. 따라서 제어입력  $u$ 는 식 (1), (22), (25)에서부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} u &= \frac{1}{v_x K_i} \left[ -(\hat{\tau}_x + \hat{\tau}_r) v_x - \omega \left( \frac{1}{m_{total}} \times \left( \sum_{i=1}^4 F X_i - F_D \cos \beta \right) + v_y \dot{\gamma} \right) \right] \\ &\quad + \frac{\tau_x^* + \tau_r^* + \eta}{K_i} \text{sgn}(S) \end{aligned} \quad (28)$$

3.2 뒷바퀴 조향을 위한 PID 제어기

이 연구에서 개발되어진 뒷바퀴 조향 제어기는 요 운동을 제어하기 위한 것이다. 이를 위하여 기준 요 속도 (reference yaw rate)와 실제 요 속도를 비교하여 조향각을 제어한다. 기준 요 속도는 다음과 같이 구한다.<sup>(10)</sup>

$$\dot{\gamma}_{ref} = \frac{V}{1+KV^2} \frac{\delta_f}{a+b} \quad (29)$$

여기서

$$K = \frac{aC_{xf}\mu_f - bC_{xr}\mu_r}{(C_{xf}\mu_f)(C_{xr}\mu_r)} \frac{m_{total}}{a+b} \quad (30)$$

뒷바퀴의 조향각은 기준 요 속도와 실제 요 속도와의 오차 ( $e = \dot{\gamma}_{ref} - \dot{\gamma}$ )를 최소화 시켜야 한다. 따라서 이산 PID 제어기는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta_r(k) = \delta_r(k-1) + (K_p + K_i + K_d)e(k) - (K_p + 2K_d)e(k-1) + K_d e(k-2) \quad (31)$$

#### 4. 모델 검증 - Double lane change

앞의 2장에서 설계한 전체 차량 모델의 타당성을 평가하기 위하여 이 모델을 이용한 결과와 기존 연구 결과와 비교하여 검증하였다. Smith와 Starkey<sup>(12)</sup>의 연구를 살펴보면 수학적 해석을 위한 충분한 차량의 제원 및 내용 그리고 결과들이 포함되어 있어 이를 참고하였다.

Fig. 4는 차량이 20m/sec로 주행 시 조향 입력과 응답을 나타낸다. 앞바퀴 조향 차량이며 ABS는 적용되지 않았다. Fig. 4의 왼쪽 위 그림은 조향 입력을 나타내고 있다. 충돌을 피하기 위하여 차선을 연속해서 두 번 바꾸는 주행을 나타낸다.

오른쪽 위 그림은 절대 좌표계에서 차량의 궤적을, 왼쪽 아래 그림은 요 속도 (yaw rate) 그리고 오른쪽 아래는 횡방향 가속도 (lateral acceleration)을 나타낸다. 결과를 살펴보면 참고 문헌의 결과와 잘 일치하여 제어기의 개발에 충분히 활용할 수 있음을 알 수 있다.

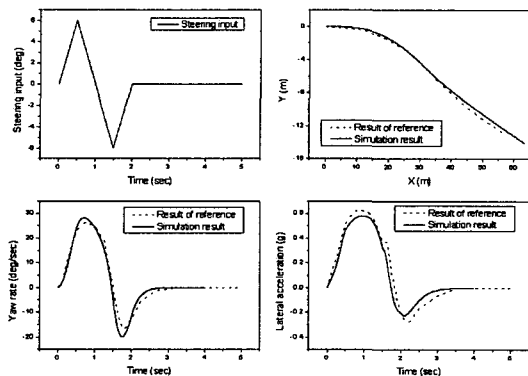


Fig. 4 Model validation

한편 두 결과의 약간의 차이는 모델링 방법 및 조향시 가해지는 제동력의 차이에서 기인되는 것으로 판단된다.

#### 5. 결과 및 토의

##### 5.1 증방향 운동시 제동 특성

차량이 초기 속도 20m/sec로 아스팔트 및 빙판 위에서 주행 중 급제동 하였을 때 차량의 운행 거리 및 속도 변화를 Fig. 5 및 Fig. 6에 나타내었다. 조향 입력은 가해지지 않았으며 차량과 노면의 마찰 계수는 슬립율 대 마찰 계수를 나타낸 참조표(look-up table)를 이용하였다.<sup>(15)</sup> 한편, 아스팔트 노면 주행 조건인 경우, 초기 제동 토크는 400Nm 그리고 빙판 주행 조건인 경우 200Nm를 가하였다.

슬라이딩 모드 제어를 적용하였을 경우, 두 노면 조건 모두에서 제동 거리 및 시간이 짧아지는 것을 Fig. 5 및 Fig. 6에서 확인할 수 있다. 특히 아스팔트 노면의 경우 초기 20m/sec의 속도에서 5m/sec의 속도로 감속하는데 이동 거리는 약 63% 그리고 감속 시간은 약 60% 감소하는 것을 볼 수 있다. 한편 빙판에서는 ABS가 장착되지 않았을 경우, 바퀴는 제동을 시작한 후 약 1.5초 후에 잠겨 감속 능력이 악화되는 것을 나타내고 있다.

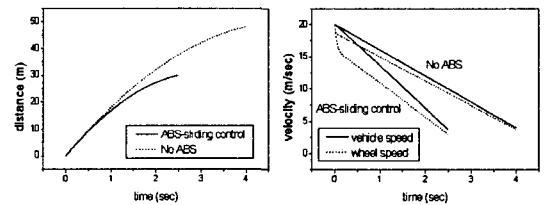


Fig. 5 Performance of sliding mode wheel slip controller (dry asphalt)

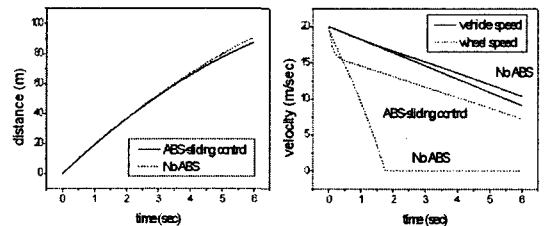


Fig. 6 Performance of sliding mode wheel slip controller (icy road)

5.2 선회 운동시 제동 특성 - 빙판 노면

차량이 선회운동 중 제동 입력이 가해지면 횡력에 의하여 요 운동 및 횡방향 가속도가 발생한다. 이때 요 운동이 너무 크다면 오버스티어(oversteer)현상이 발생하며 너무 적다면 언더스티어(understeer)현상이 발생한다. 이러한 현상이 발생되면 차량의 조향은 불가능해지며 위험 상황에 놓이게 된다.<sup>(2)</sup>

이러한 차량 응답의 특성을 살펴보고 제어기의 성능을 평가하기 위하여 Fig. 7에 나타낸 것과 같은 조향 및 제동 입력을 가하였다. 한편 Fig. 8은 차량이 균일한 얼음으로 덮인 빙판 길에서 초기 속도 30m/sec로 주행시의 응답을 나타낸다.

먼저 ABS가 장착되지 않은 2WS (two front wheel steer)의 응답을 살펴보면 초기 조향 입력이 가해지면 요 속도가 급격히 상승 후, 작아졌다 다시 커지는 것을 확인할 수 있다. 횡방향 가속도도 최대값을 보였다가 제동 입력이 가해진 후 작아짐을 볼 수 있다. 이것은 초기 오버스티어 현상이 발생한 후, 언더스티어 현상이 발생한 것으로 판단되며<sup>(2)</sup> 이는 차량의 궤적으로 확인할 수 있다. 즉, ABS가 장착되지 않은 2WS차량은 초기 급격한 선회운동 후, 거의 직진 운동만을 보여주며 따라서 차량의 조향은 거의 불가능함을 알 수 있다. 이에 반해 ABS가 장착된 2WS 차량은 적절한 요속도를 나타내며 조향 성능을 발휘하고 있음을 알 수 있다. 하지만 이 경우 역시 큰 슬립각을 보여주고 있어 조종성 및 안정성에 약간의 문제가 있음을 알 수 있다.

마지막으로 ABS가 장착된 4WS 차량의 경우, 적절한 요 속도 및 횡방향 가속도를 나타내며 차량의 궤적 역시 안정적으로 표시되어 안정성 및

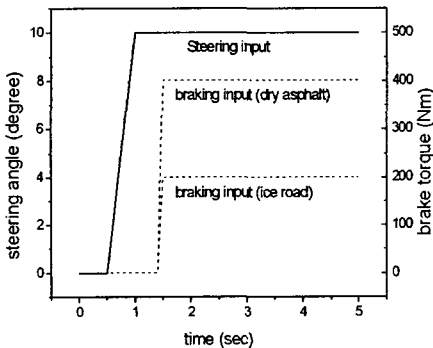


Fig. 7 Front wheel steer and brake torque input

조향성을 보장하고 있음을 알 수 있다. 이때 뒷바퀴의 조향각은 식 (31)에 나타낸 PID 제어기를 이용하여 결정한다.

한편 Fig. 9은 ABS를 장착하였을 때, 뒷바퀴의 조향각을 식 (17)을 이용하여 계산한 결과와 PID 제어기를 사용하여 계산한 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 요 속도의 경우, 식 (17)을 사용한 결과가 초기 조향 입력이 발생하였을 때 보다 급격히 상승하며 큰 횡방향 가속도와 슬립각을 보여주고 있음을 알 수 있다.

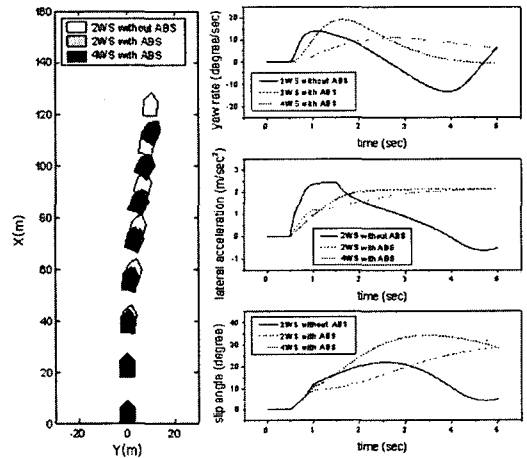


Fig. 8 Vehicle responses during cornering and braking maneuvers on icy road

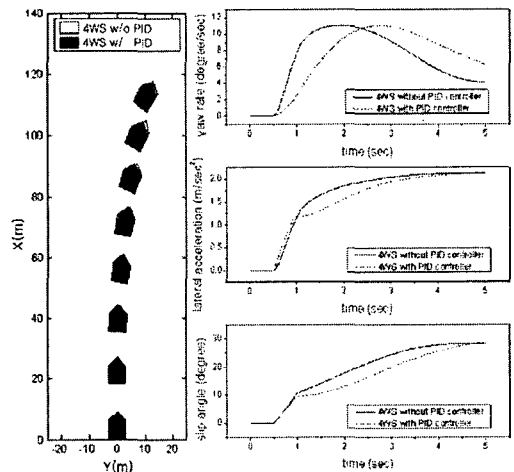


Fig. 9 Vehicle responses depends on rear wheel steer angle of 4WS vehicle on icy road



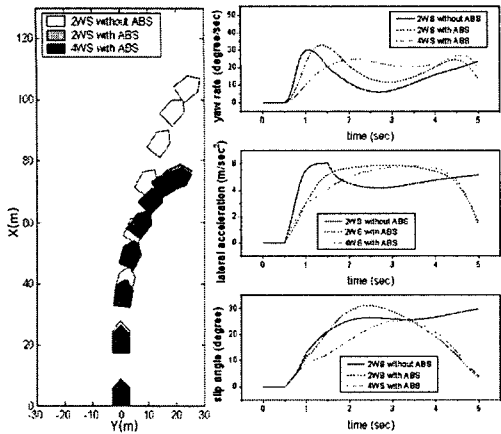


Fig. 10 Cornering and braking responses of 2WS and 4WS vehicle on dry asphalt

5.3 선회 운동시 제동 특성 - 아스팔트 노면

Fig. 10은 건조한 아스팔트 노면에서 차량의 선회 및 제동 특성을 보여주고 있다. 초기 입력 조건은 앞의 해석 조건과 동일하며 단지 초기제동토크를 두배로 증가시켰다.(Fig. 7)

그림을 살펴보면 ABS가 장착되지 않은 2WS 차량의 경우, 노면과 타이어의 마찰계수 증가로 인하여 언더스티어 현상이 많이 감소하였으나<sup>(4)</sup> 여전히 존재하여 선회 성능이 나쁠 수 있다. 또한 횡방향 가속도의 급격한 변화는 승차감의 악화를 나타내고 있다.

ABS가 장착된 2WS 차량의 경우, 조향입력이가해지면 횡방향 가속도는 증가한 후 일정한 값을 나타내고 있다. 하지만 큰 슬립각은 차량의 조종 성능이 떨어짐을 표시한다. 하지만 ABS를 장착한 4WS 차량은 상대적으로 일정한 요 속도를 보여주고 있다. 한편 ABS가 장착된 차량의 경우, 약 4.5초 이후 요 속도 및 횡방향 가속도의 급격한 감소는 차량 속도가 감소하기 때문이다.

5.4 저속 주행시 선회 및 제동 특성 - 아스팔트 노면

차량이 저속으로 주행하는 경우 주행 안정성은 큰 문제가 되지 않지만 주차시나 유 턴 (U-turn) 등과 같은 주행 조건에서는 작은 회전 반경을 요구한다.

즉, 4WS 차량의 경우, 저속 주행시 조향 입력이 가해지면 차량 안정성 확보보다는 선회 반경을 줄이는 것을 우선적으로 추구한다.<sup>(2,9-11)</sup>

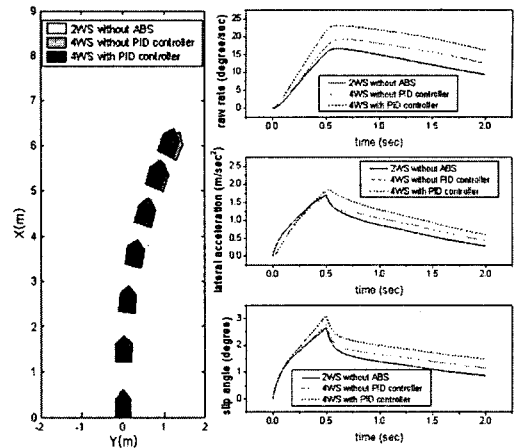


Fig. 11 Cornering and braking responses of 2WS and 4WS vehicle on dry asphalt when vehicle speed is low

이 연구에서는 저속 주행시 조향 입력 및 제동 입력에 대한 차량의 동적 특성을 살펴보기 위하여 다음과 같은 조건에서 수학적 해석을 실시하였다. 즉, 제동토크 입력은 100Nm로 일정하게 주어지며 조향 입력은 0°에서 10°까지 0.5초 동안 선형적으로 증가한 후 일정한 값을 유지한다. 또한 차량의 초기 속도는 5m/sec이며 건조한 아스팔트 노면 조건이다. Fig. 11은 이와 같은 입력에 대한 응답을 나타내고 있다.

2WS 차량의 경우, 요 속도가 작아 적절한 회전 성능을 보이지 못하고 있으며 가장 작은 슬립각을 발생시킨다. 4WS 차량은 뒷바퀴 조향각을 결정하기 위하여 PID 제어를 사용한 경우와 식 (17)을 이용한 경우로 나누어서 계산하였다.

두 경우 모두 회전 반경은 감소하였으나 PID 제어를 사용한 경우, 뒷바퀴 조향각은 요속도를 기준으로 결정되므로 회전반경의 큰 감소는 나타내지 못하였다.

6. 결론

이 연구는 차량의 선회시 제동력이 발생하였을 경우, 주행 안정성을 향상시키기 위한 방안의 하나로 슬라이딩 모드 제어 기법을 이용한 ABS 제어기와 PID 제어 기법을 이용한 후륜 조향각 제어를 제안하였다. 이를 위하여 18 자유도를 가지는 전체 차량 모델을 개발하였으며 기존 연구 결과를 이용하여 모델의 정확성을 증명하였다.

또한 다양한 운전조건에서 개발되어진 제어기의 성능을 평가하였다.

이 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) 개발되어진 전체차량모델의 성능 평가를 위하여 기존의 연구결과와 비교하였다. 평가 결과, 기존의 연구결과와 잘 일치하여 차량 모델의 정확성을 입증하였다. 이를 바탕으로 ABS 및 뒷바퀴 조향각 제어를 설계하였다.

(2) 직선 주행 중 급 제동 입력을 가했을 때, 아스팔트 및 빙판 노면에서 슬라이딩 모드 ABS 제어기는 제동 거리 및 시간을 단축시켰다. 특히 아스팔트 노면의 경우, 초기 20m/sec의 속도에서 5m/sec의 속도까지 감속하는 동안 이동 거리는 약 63%, 시간은 약 60% 감소됨을 알 수 있었다.

(3) 빙판 노면에서 조향입력 및 제동입력이 가해질 경우, ABS가 장착된 4WS 차량은 적절한 요 속도 및 횡방향 가속도를 보여주었으며 차량의 주행 안정성 및 조종성을 향상시킬 수 있음을 확인하였다. ABS가 장착되지 않은 2WS 차량은 심각한 언더스티어 현상이 발생하였으며 조종이 거의 불가능함을 알 수 있었다. 동일한 입력으로 건조한 아스팔트 노면을 주행할 경우, ABS가 장착된 4WS 차량은 보다 우수한 성능을 보여주었다.

(4) 건조한 아스팔트 노면에서 저속 주행시, 4WS 차량은 보다 작은 선회 반경을 보여주었다. 하지만 이 연구에서 개발되어진 PID 제어기는 요 속도를 기준으로 조향각을 결정하므로 큰 성능 향상은 보여주지 못하였다.

### 참고문헌

- (1) Anthony, B. W., 1997, "Intelligent Vehicle Braking and Steering Control System," Ph. D. Thesis, Purdue University.
- (2) Siahkalroudi, V. N., and Naraghi, M., 2002, "Model Reference Tracking Control of a 4WS Vehicle Using Single and Dual Steering Strategies," SAE Technical Paper Series, SAE 2002-01-1590.
- (3) Demerly, J. D. and Youcef-Toumi, K., 2000, "Nonlinear Analysis of Vehicle Dynamics (NAVDyn): A Reduced Order Model for Vehicle Handling Analysis," SAE Technical Paper Series, SAE 2000-01-1621.
- (4) Allen, R. W., Rosenthal, T. J., Klyde, D. H. and Chrstos, J. P., 2000, "Vehicle and Tire Modeling for Dynamic Analysis and Real Time Simulation," SAE Technical Paper Series, SAE 2000-01-1620.
- (5) Kazemi, R., Hamed, B. and Javadi, B., 2000, "A New Sliding Mode Controller for Four Wheel Anti-Lock Brake System (ABS)," SAE Technical Paper Series, SAE 2000-01-1639.
- (6) Drakunov, S., Ozguner, U., Dix, P. and Ashrafi, D., 1995, "ABS Control Using Optimum Search via Sliding Modes," *IEEE, Transactions of Control System*, Vol.3, No. 1, pp. 79~85.
- (7) Choi, J., Hong, S., Park, K., Yoo, W. and Lee, M., 2002, "Lateral Control of Autonomous Vehicle by Yaw Rate Feedback," *KSME International Journal*, Vol. 16, NO. 3, pp.338~343.
- (8) Bang, M. S., Lee, S. H., Han, C. S., Maciucia, D. B. and Hedrick, J. K., 2000, "Performance Enhancement of a Sliding Mode Wheel Slip Controller by the Yaw Moment Control," *Proceeding of Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 215, Part D.
- (9) Jung, S. and Guenther, D. A., 1991, "An Examination of the Maneuverability of an All Wheel Steer Vehicle at Low Speed," SAE Technical Paper Series, SAE 910241.
- (10) Lin, Y., 1992, "Improving Vehicle Handling Performance by a Closed-Loop 4WS Driving Controller," SAE Technical Paper Series, SAE 921604.
- (11) Sano, S. and Furukawa, Y., 1986, "Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steering Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle", SAE Technical Paper Series, SAE 860625.
- (12) Smith, D. E. and Starkey, J. M., 1995, "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.
- (13) 1978, *Vehicle Dynamics Terminology*, SAE J670e.
- (14) Allen, R. W. and Rosenthal, T. J., 1994, "Requirements for Vehicle Dynamics Simulation Modes," SAE Technical Paper Series, SAE 940175.
- (15) Song, J., Boo, K., Lim, C., 2003, "A Study on the Performances of Hybrid type Electric Brake System," *Trans. of the KSME A*, Vol. 17, No. 9, pp. 1492~1498.