

# 타이어의 최적 노면 마찰력을 고려한 ABS 슬라이딩 모드 제어

김정식\*

한국타이어중앙연구소 동역학연구팀

## ABS Sliding Mode Control considering Optimum Road Friction Force of Tyre

Jungsik Kim\*

Department of Vehicle Dynamics Research Team, Hankook Tire Co., Ltd., R&D Center, 23-1 Jang-dong, Yuseong-gu, Daejeon 305-725, Korea

(Received 16 February 2012 / Revised 20 May 2012 / Accepted 12 August 2012)

**Abstract** : This paper presents the sliding mode control methods for anti-lock brake system (ABS) with the friction force observer. Using a simplified quarter car model, the sliding mode controller for ABS is designed to track the desired wheel slip ratio. Here, new method to find the desired wheel slip ratio which produces the maximum friction force between road and tire is suggested. The desired wheel slip ratio is varying according road and tire conditions to produce maximum friction force. In order to find optimum desired wheel slip ratio, the sliding mode observer for friction force is used. The proposed sliding mode controller with observer is evaluated in simulation, and the control design is shown to have high performance on roads with constant and varying adhesion coefficients.

**Key words** : Braking distance(제동거리), ABS(Anti-lock Braking System, 브레이크 잠김 장치), Sliding mode control(슬라이딩 모드 제어), Observer(관측기), Wheel slip ratio(휠 슬립율), Road friction force(노면 마찰력)

### Nomenclature

$e$	: tracking error of slip ratio	$v$	: longitudinal speed
$F_x$	: tyre friction force	$\eta$	: sliding mode observer gain
$F_{xp}$	: peak tyre friction force	$\lambda$	: longitudinal slip ratio
$\hat{F}_x$	: estimation of tyre friction force	$\lambda_d$	: desired longitudinal slip ratio
$J$	: inertia of wheel and tyre	$\lambda_p$	: peak slip ratio
$k$	: sliding mode controller gain	$\Delta\lambda$	: increment of slip ratio
$m$	: quarter car mass	$\omega$	: wheel angular speed
$r$	: effective rolling radius of tyre	$\bar{\omega}$	: tracking error of wheel angular speed
$s$	: sliding surface for tracking desired slip ratio	$\hat{\omega}$	: estimation of wheel angular speed
$T_b$	: braking torque	$\xi$	: slope between tyre friction force and slip ratio
$T_{bmax}$	: maximum braking torque	$\sigma$	: sliding surface for estimating tyre friction force
		$\tau$	: time constant of first order filter
		$\Phi$	: boundary of saturation

\*Corresponding author, E-mail: jskim89@kaist.ac.kr

### 1. 서론

차량이 미끄러운 노면에서 급작스런 제동시에 가장 문제되는 것은 휠(Wheel)이 잠기는(Locking) 현상이다. 이와 같은 현상은 상당히 바람직하지 못하다. 왜냐하면 휠이 잠기게 되면 타이어가 노면과 심하게 미끄러져 마찰력이 감소하여 제동거리(Braking distance)가 증가하기 때문이다. 또한 휠이 잠기게 되면 휠의 조향 능력이 사라져 차량 제어가 불가능하게 되기 때문이다. 차량 ABS(Anti-lock braking system) 제어의 주 목적은 이와 같은 급작스런 제동시에 휠이 잠기는 현상을 방지하여 제동거리를 단축하면서 차량의 조향 능력을 유지하는 것이다.

ABS 제어를 설계하는데 있어 가장 어려운 점은 차량 시스템의 강한 비선형(Nonlinear)과 불확실성(Uncertainty)이다. 이것은 모델링 과정에서 차량 질량 등과 같은 변수의 추정오차, 무시되는 동역학, 그리고 공기저항과 구름저항력의 외란에 의한 모델 불확실성이 반드시 수반되기 때문이다. 따라서 이와 같은 복잡한 시스템을 고전적인 선형 제어와 주파수 영역 방법을 이용하여 제어하기는 상당히 어렵다.

이러한 이유로 모델 불확실성에 대해 강건성(Robustness)을 줄 수 있을 뿐만 아니라 비선형 시스템에 효과적으로 작용될 수 있는 슬라이딩 모드 제어를 ABS에 적용하기 위한 많은 연구들이 진행되었다.<sup>1,3)</sup> Choi와 Cho<sup>3)</sup>는 ABS 슬라이딩 모드 제어기는 추적해야 할 최적의 목표 슬립, 즉 노면과 타이어에서 최대의 마찰력이 발생하는 슬립 영역을 알고 있다는 가정 하에 설계되었다. 하지만 실제에서는 타이어의 주행 속도, 하중, 캠버, 노면 거칠기, 온도 등에 의해서 최대 마찰력이 작용하는 목표 슬립은 항상 변화한다.<sup>4,5)</sup> 이러한 문제를 해결하기 위해서 Drakunov<sup>1)</sup>와 Hwang<sup>2)</sup> 등은 관측기(Observer)를 설계하여 노면과 타이어 사이의 마찰력을 추정하여 ABS 제어에 활용하는 방법들도 제시하였다.

결과적으로 ABS 슬라이딩 모드 제어가 실제로 효과적으로 적용되기 위해서는 첫 번째로 노면과 타이어 사이의 최대 마찰력이 발생하는 최적의 목표 슬립을 추정하는 것과 두 번째로 추정된 목표 슬립을 정확하게 추적하는 것을 동시에 만족해야 한다. 본 연구에서는 위와 같은 두 가지 특성을 모두

갖춘 새로운 슬라이딩 모드 ABS 제어 방법을 제안하였다. 슬라이딩 모드 제어기는 단순화된 1/4 차량 모델을 이용하여 설계하였으며 제어가 추적해야 할 목표 슬립은 슬라이딩모드 관측기에 의해 추정된 마찰력과 슬립 곡선의 기울기를 이용하여 설정하였다. 따라서 제안된 ABS 제어기는 노면과 타이어에서 최대의 마찰력이 발생하도록 슬립율을 제어하여 제동거리를 단축하도록 하였다. 8자유도 차량 모델에 슬라이딩 모드 ABS 제어를 적용하여 제안된 방법의 효율성을 검증하였다.

### 2. 차량 시스템 모델링

본 연구에서 한 개의 휠로 구성된 1/4 차량 모델을 이용하여 슬라이딩모드 ABS 제어를 설계하였다. Fig. 1은 1/4 차량을 나타낸 것으로 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} m\dot{v} &= F_x \\ J\dot{\omega} &= -rF_x - T_b \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 타이어의 구름저항력과 차량의 공기 저항력은 없는 것으로 가정하였으며,  $v$ 는 차량 속도,  $\omega$ 는 휠 회전 속도,  $m$ 은 차량의 1/4 질량,  $J$ 는 휠 관성모멘트,  $F_x$ 는 노면과 타이어의 마찰력,  $T_b$ 는 제동 토크,  $r$ 은 타이어의 유효 회전 반경(Effective rolling radius)이다. 타이어 마찰력  $F_x$ 는 타이어에서 발생하는 슬립, 하중, 노면조건 등에 의해서 변화한다. 이와 같은 특성은 아래와 같이 몇 개의 계수로 구성된 "Magic Formula" 타이어 모델을 사용하여 나타낼 수 있다.<sup>5)</sup>

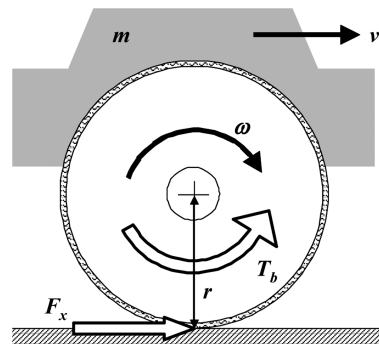


Fig. 1 Quarter car braking model

$$F_x = D_x \sin(C_x \tan^{-1}(B_x(1 - E_x)\lambda + E_x \tan^{-1}(B_x\lambda))) + S_{vx} \quad (2)$$

여기서  $C_x$ 는 형상 계수(Shape factor),  $D_x$ 는 최대 마찰력,  $E_x$ 는 최대 마찰력 지점에서 곡선의 곡률(Curvature),  $B_x, C_x, D_x$ 는 곡선의 초기 기울기,  $S_{vx}$ 는 오프셋의 크기와 관련되어 있다. 이들 계수들은 주로 노면 마찰계수, 타이어에 작용하는 수직 하중과 캠버 등에 의해서 변화하며,  $\lambda$ 는 다음과 같이 정의된 슬립율이다.

$$\lambda \equiv \frac{v - r\omega}{v} \quad (3)$$

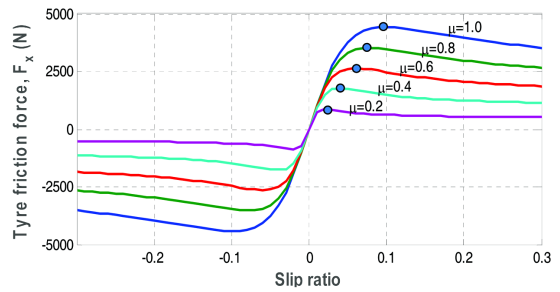
“Magic Formula” 계수들은 타이어의 마찰력 시험 데이터로부터 얻을 수 있다. Fig. 2는 일반적인 타이어의 마찰력 특성을 나타낸 것이다. 그림에 나타낸 바와 같이 타이어의 마찰력이 타이어 슬립, 수직하중, 노면 조건에 따라서 상당히 많이 변화하는 것을 알 수 있다.<sup>4)</sup> 특히 최대 마찰력을 얻기 위한 슬립은 타이어에 작용하는 하중과 노면 조건에 따라서 다른 것을 알 수 있다. 주로 타이어에 작용하는 수직 하중과 노면의 마찰 계수가 높으면 최대 마찰력이 발생하는 슬립은 점점 증가하는 경향을 보인다. 따라서 ABS 제동에서 휠의 슬립이 최대 마찰력이 발생하는 범위에서 제어된다면 가장 효율적일 것이다. 제동토크  $T_b$ 는 휠 실린더의 유압에 의하여 발생되며 솔레노이드 밸브를 통하여 유압의 상승(Build-up), 유지(Holding) 및 감소(Reduction)의 조합으로 제어된다.

### 3. 제어기 설계

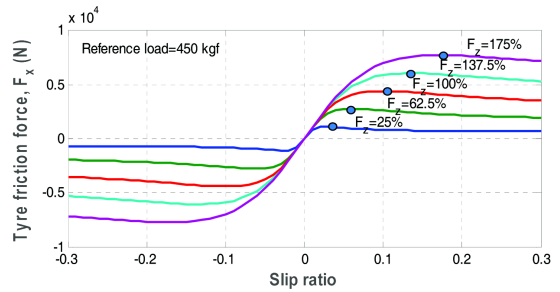
효율적인 ABS 제어를 위하여 최적의 목표 슬립율을 설정하고, 이를 추적하기 위한 슬라이딩 모드 제어기와 관측기를 설계하였다.

#### 3.1 목표 슬립율

ABS 제어는 차량의 휠 슬립율이 목표치  $\lambda_d$ 를 추적하는 것이며, 이때  $\lambda_d$ 는 노면과 타이어 사이에서 발생하는 마찰력이 최대가 되는 슬립율이 되어야 한다. 일반적으로  $\lambda_d$ 는 0.10 정도가 되는 것으로 알



(a) Road adhesion coefficient effect



(b) Vertical load effect

Fig. 2 Tyre friction force of tire with respect to vary (a) road adhesion coefficient and vertical load

려져 있어 많은 연구자들이 상수 값으로 설정한다.<sup>7)</sup> 하지만 Fig. 2에 보인 바와 같이 타이어 마찰력이 최대가 되는 슬립율은 노면 마찰 계수에 의해서 0.02~0.1까지 변화하며, 하중에 의해서는 0.02~0.2까지 변화하는 것을 알 수 있다.<sup>5)</sup>

본 연구에서는 Fig. 3과 같은 타이어 마찰력과 슬립율 간의 관계를 이용하여 가변 목표 슬립율,  $\lambda_d$ 를 설정하였다. 그림에 나타낸 바와 같이 타이어 마찰력과 슬립율 간의 기울기  $\xi$ 는 다음과 같이 최대 마찰력  $F_{xp}$ 를 기준으로 부호가 변화하는 것을 알 수 있다.<sup>7)</sup>

$$\xi = \frac{\partial F_x}{\partial \lambda} = \begin{cases} > 0, & \lambda < \lambda_p \\ = 0, & \lambda = \lambda_p \\ < 0, & \lambda > \lambda_p \end{cases} \quad (4)$$

기울기가  $\xi > 0$ 인 영역에서 슬립율을 증가시킬수록 타이어 마찰력이 증가하며,  $\xi < 0$ 인 영역에서는 반대로 슬립율을 감소시켜야 마찰력이 증가한다. 이와 같은 관계를 이용하여 ABS 제어기가 추적해야 할 목표 슬립율  $\lambda_d$ 를 다음과 같이 설정하여 ABS 제동시에 최대 마찰력이 발생할 수 있도록 하였다.

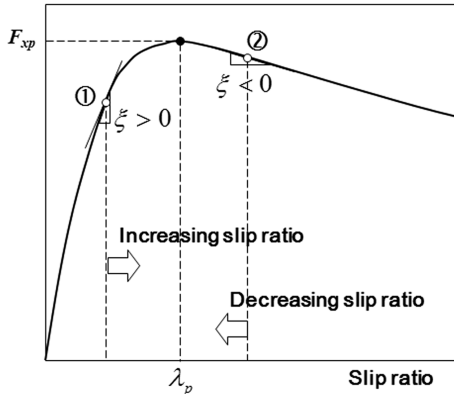


Fig. 3 Friction force vs. slip ratio for searching desired slip ratio

$$\lambda_d^i = \lambda_d^{i-1} + \Delta\lambda \text{sgn}(\xi) \quad (5)$$

여기서  $i$ 는 시간 구분자이며,  $\Delta\lambda > 0$ 는 슬립율의 증분량이며,  $\text{sgn}(\xi)$ 는 슬립율의 증가방향을 결정하는 요소로 다음과 같이 설정하였다.

$$\text{sgn}(\xi) = \begin{cases} 1, & \xi > 0 \\ 0, & \xi = 0 \\ -1, & \xi < 0 \end{cases} \quad (6)$$

식 (5)의 목표 슬립율  $\lambda_d^i$ 은 이전 스텝의 목표 슬립율  $\lambda_d^{i-1}$ 과 타이어 마찰력의 슬립율에 대한 기울기  $\xi$ 의 방향에 의해서 결정된다. 따라서  $\xi$ 의 계산을 위해서는 타이어 마찰력의 추정이 필요하다.

### 3.2 슬라이딩 모드 제어기

ABS 제어의 목표는 시스템에 외란이 작용하더라도 목표 슬립율  $\lambda_d$ 를 강건하게 추적하는 것이다. 이를 위하여 본 연구에서는 슬라이딩 모드 제어를 사용하였다. 여기서 유압제동기의 동역학을 무시하고 차량 동역학 모델만이 적용된 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 이것은 유압제동기의 동역학을 포함하면 슬라이딩 평면의 상태변수 사이의 관계식이 복잡해져 슬라이딩 평면을 정의하기가 매우 어렵기 때문이다.

차량 ABS의 슬라이딩 모드 제어에서 오차를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$e = \lambda - \lambda_d \quad (7)$$

상태변수  $\lambda$ 와  $\dot{\lambda}$ 가  $e=0$ 에 머물게 하기 위하여

슬라이딩 평면을 다음과 같이 설정 한다.

$$s = e = \lambda - \lambda_d \quad (8)$$

따라서 등가제어 입력은 아래와 같이  $\dot{s}=0$ 의 조건에서 구할 수 있다.

$$\dot{s} = \dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d = 0 \quad (9)$$

식 (9)에서  $\dot{\lambda}$ 은 식 (1)과 식 (3)을 이용하여 아래와 같이 슬립율에 대한 운동 방정식 형태로 나타낼 수 있다.

$$\dot{\lambda} = f + u \quad (10)$$

여기서

$$f = -\frac{1}{v} \left[ \frac{1}{m}(1+\lambda) + \frac{r^2}{J} \right] F_x$$

$$u = -\frac{1}{v} \frac{r}{J} T_b$$

식 (10)을 식 (9)에 대입하여 등가제어 입력을 구하면 다음과 같이 된다.

$$u_{eq} = -\hat{f} + \dot{\lambda}_d \quad (11)$$

여기서  $|f - \hat{f}| \leq F$ 이다.

식 (11)의 제어에서 시스템의 상태변수를 슬라이딩 평면에 유지시키기 위하여 다음과 같은 스위칭 제어 입력이 추가되어야 한다.

$$u = u_{eq} - k \text{sgn}(s) = -\hat{f} + \dot{\lambda}_d - k \text{sgn}(s) \quad (12)$$

여기서  $k$ 는 스위칭 제어 이득 값으로 시스템 모델의 불확실성(Uncertainty)를 고려하여서 결정될 수 있다.

식 (12)의 제어입력이 슬라이딩 모드 조건을 만족함을 다음과 같은 식을 통하여 확인할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{s} &= (f + u - \dot{\lambda}_d) s \\ &= [f - \hat{f} - k \text{sgn}(s)] s \\ &= (f - \hat{f}) s - k|s| \end{aligned} \quad (13)$$

여기서  $\eta > 0$ 인 값에 대해서 스위칭 이득값  $k = F + \eta$ 이면 식 (13)은 다음과 같이 슬라이딩 모드 조건을 만족하게 된다.

$$\dot{s} s \leq -\eta |s| \leq 0 \quad (14)$$

따라서 식 (12)의 제어기는 오차 상태 변수들을

$e = \dot{e} = 0$ 에 머물게 하여, 휠 슬립율  $\lambda$ 가 목표 슬립율  $\lambda_d$ 를 강건하게 추적함을 알 수 있다.

슬라이딩 모드 제어에서 발생하는 채터링 현상을 줄이기 위하여 식 (12)의  $\text{sgn}$  함수를 다음의  $\text{sat}$  함수로 대체 시킬 수 있다.

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\Phi}\right) = \begin{cases} s/\Phi, & \text{for } |s| < \Phi \\ \text{sgn}(s), & \text{otherwise} \end{cases} \quad (15)$$

여기서  $\Phi > 0$ 는 슬라이딩 평면  $s = 0$ 의 경계층을 나타내는 설계변수이다.

상태변수가 슬라이딩 평면에 빨리 도달시키고 모델 불확실성에 대한 강건한 제어 시스템을 구현하기 위해서는 이득 게인 값  $k$ 를 크게 할 수 있다. 하지만  $k$ 를 크게 설정한다고 해도 휠 실린더에서 발생시킬 수 있는 제동 토크  $T_b$ 의 크기는 휠 디스크 용량에 제한될 수밖에 없다. 따라서 식 (12)의 제어입력을  $T_{bmax}$ 에 제한하였다.

### 3.3 관측기

앞서 설명한 바와 같이 최적의 목표 슬립율을 추적하기 위한 ABS 제어가 실현되기 위해서는 타이어의 마찰력에 대한 정보가 필요하다. 타이어의 마찰력은 직접 측정하기 어렵기 때문에 관측기(Observer)를 설계하였다. 제안된 관측기는 휠의 회전속도,  $\omega$ 와 제동토크,  $T_b$ 의 정보를 이용하여 타이어의 마찰력을 추정하는 방식이다.<sup>6)</sup>

타이어의 마찰력을 추정하기 위해 사용된 관측기는 아래와 같이 식 (1)과 동일한 형태이다.

$$\dot{\hat{\omega}} = -rV_x - T_b \quad (16)$$

여기서  $\hat{\omega}$ 는 추정하고자 하는 휠 회전 속도이며  $V_x$ 는 다음과 같이 정의된 관측기 입력으로 식 (1)의 노면과 타이어의 마찰력  $F_x$ 와 관련되어 있다.

$$V_x = -\eta \text{sgn}(\bar{\omega}) \quad (17)$$

여기서  $\bar{\omega} = \omega - \hat{\omega}$ 는 회전 속도의 추적 오차이며,  $\eta > 0$ 은 충분히 큰 양의 값을 갖는 관측기 게인이다. 식 (16)을 식 (1)의 휠 회전 운동방정식에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$J(\dot{\omega} - \dot{\hat{\omega}}) = rV_x - rF_x \quad (18)$$

식 (17)을 식 (18)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 회전 속도의 추적 오차에 대한 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{J}\bar{\omega} = -\eta \text{sgn}(\bar{\omega}) - rF_x \quad (19)$$

여기서  $\eta$ 가 아래와 같은 조건을 만족하면 식 (19)의 관측기는 슬라이딩 모드 조건에서 휠의 회전 속도를 정확하게 추정하게 된다.

$$\eta > \max|F_x| \quad (20)$$

이에 대한 증명을 위하여 슬라이딩 모드 관측기의 오차 평면을 다음과 같이 나타내었다.

$$\sigma = \bar{\omega} - \hat{\omega} \quad (21)$$

식 (19)로부터  $\dot{\sigma}$ 은 다음과 같이 됨을 알 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} &= \dot{\bar{\omega}} - \dot{\hat{\omega}} \\ &= -r\{F_x + \eta \text{sgn}(\bar{\omega})\} \end{aligned} \quad (22)$$

식 (17)에서 관측기 게인  $\eta$ 가 식 (20)과 같이 설정되면 슬라이딩 모드 조건  $\dot{\sigma} < 0$ 을 만족하여 관측기가 휠의 회전 속도를 정확하게 추적하게 됨을 알 수 있다.

슬라이딩 모드 조건에서  $\bar{\omega} = 0$ 이므로 식 (17)의  $V_x$ 가 다음과 같이 타이어의 마찰력이 됨을 알 수 있다.

$$V_x = F_x(t) \quad (23)$$

이와 같이 추정된 마찰력은 식 (17)과 같이 부호 함수  $\text{sgn}(\cdot)$  성분을 포함하고 있어 고주파 성분의 불연속 떨림 현상(Chattering)을 갖고 있다.<sup>1)</sup> 따라서 다음과 같은 저주파 필터를 사용하여 떨림 현상을 제거하여 타이어의 마찰력으로 사용하게 된다.

$$\hat{F}_x = \frac{1}{\tau s + 1} V_x \quad (24)$$

여기서 시정수(Time constant)  $\tau$ 는  $F_x$ 의 고주파 성분을 제거하고 상대적으로 느린 주파수 성분은 왜곡하지 않도록 선정해야 한다. 식 (24)와 같이 추정된 타이어의 마찰력이 최적의 목표 슬립율을 결정하는데 사용하게 된다.

## 4. ABS Braking 적용

제안된 ABS 제어의 효용성을 모의 시험을 통하

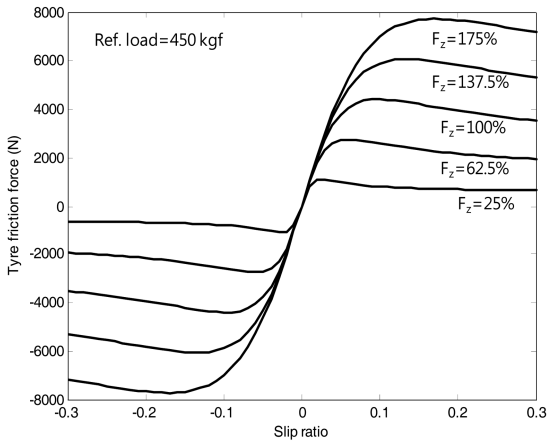


Fig. 4 Longitudinal friction force of tyre

Table 1 Vehicle data used for ABS braking

Total mass	1280 kg
Moment of inertia (Z axis)	2500 kgm <sup>2</sup>
Distance from C.G to front axle	1.203 m
Distance from C.G to rear axle	1.217 m
Wheelbase	2.42 m
Track width	1.33 m
Height of C.G above ground	0.5 m
Roll axis torsional stiffness	45000 Nm/rad

여 검증하였다. 모의 시험에 사용된 차량은 소형 세단의 후륜 구동 방식이며 기본적인 차량 제원은 Table 1과 같다. 장착된 타이어 규격은 215/60R16이며, Flat-trac 장비를 이용하여 타이어 제동력을 추출하였다. “MF-Tool”를 이용하여 타이어 모델 계수들을 추출하였고, 하중과 슬립율에 대한 결과 그래프를 Fig. 4에 나타내었다.<sup>8)</sup>

차량이 속도 100 kph로 직진 주행중에 급제동하는 모의 시험을 수행하였다. 여기서 ABS가 없는 일반 제동(CBS), 전륜과 후륜의 목표 슬립율이 각각  $\lambda_{df} = 0.15$ 과  $\lambda_{dr} = 0.1$ 로 고정된 ABS 제동과 목표 슬립율을 최적화시킨 ABS 제동 시험을 실시하였다. 제동 토크의 최대치는 브레이크 용량을 고려하여  $T_{bmax} = 1500N$ 로 제한하였다.

식 (5)의 가변 목표 슬립율을 찾기 위한 슬립율 증가량은  $\Delta\lambda = 0.0001$ , 슬라이딩 모드 스위칭 이득값은  $k = T_{bmax}$ , 관측기 이득값은  $\eta = 1 \times 10^6$ , 관측기에 의해서 추정된 마찰력의 고주파 떨림 현상을 제

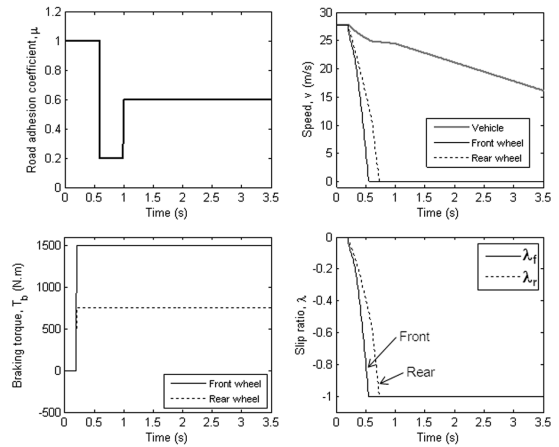


Fig. 5 CBS braking

거하기 위한 저주파 필터의 시정수는  $\tau = 0.005$ 로 설정하였다. 이러한 값들은 차량의 브레이크 용량의 크기와 몇 번의 모의시험을 통해 쉽게 설정할 수 있었다.<sup>1)</sup>

Fig. 5는 CBS의 제동 성능을 나타낸 것이다.

그림에 나타낸바와 같이 노면의 마찰계수는 초기에 마른 노면( $\mu_{max} = 1.0$ )에서 갑자기 매끄러운 노면( $\mu_{max} = 0.2$ )으로 그리고 중간 정도( $\mu_{max} = 0.6$ )로 변화시켰다. 0.5 sec에서 전륜 휠이 먼저 잠김(Locking) 현상이 나타난 후 후륜 휠도 같이 잠김 현상이 발생하여 슬립율이 1.0을 유지하는하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6은 전륜과 후륜의 목표 슬립율을 고정된 ( $\lambda_{df} = 0.15$ ,  $\lambda_{dr} = 0.1$ ) ABS 제동 성능을 나타낸 것

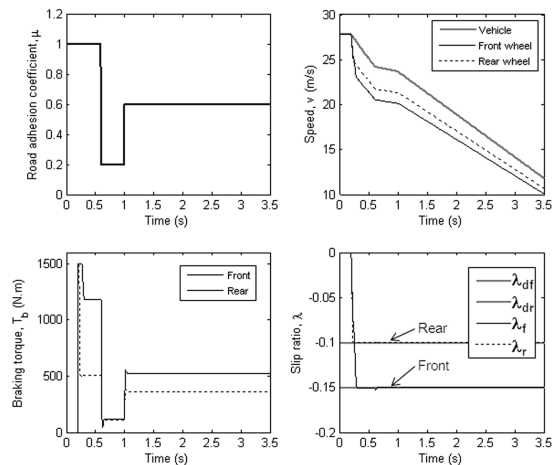


Fig. 6 ABS braking with constant desired slip ratio

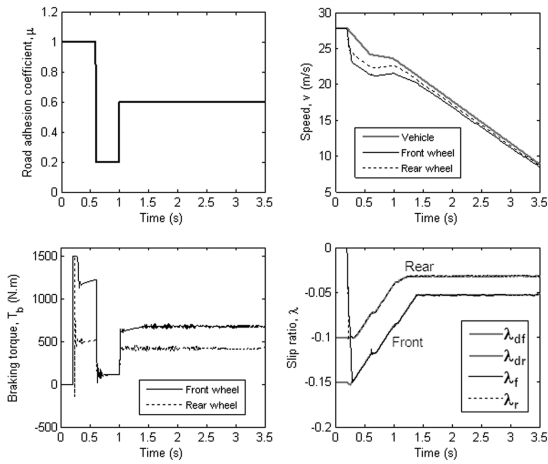


Fig. 7 ABS braking with variable desired slip ratio

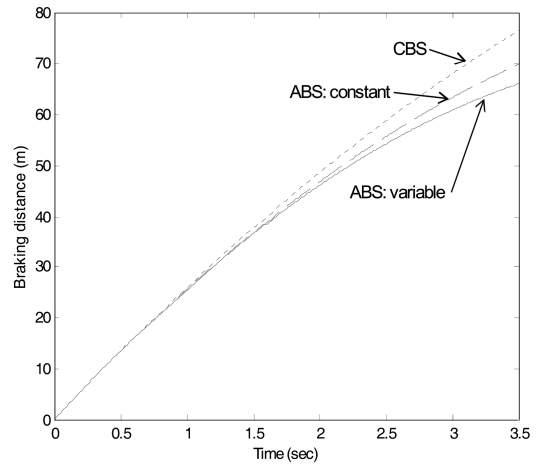


Fig. 9 Comparison of braking distance

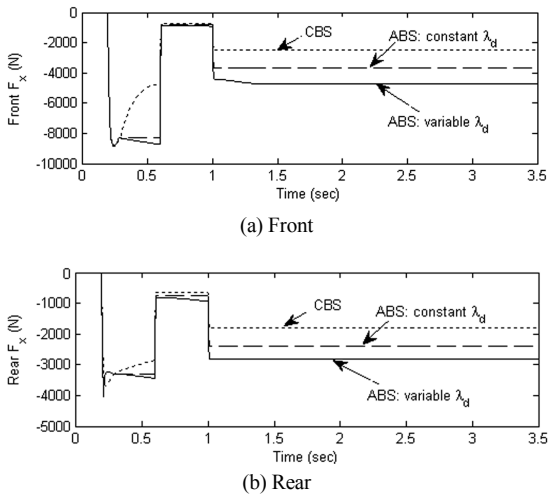


Fig. 8 Comparison of tyre friction force during braking

이다. 0.25 sec 후에 전륜과 후륜에서 고정된 목표 슬립율을 정확하게 추적하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7은 제동력이 최대가 되도록 목표 슬립율을 최적화시키는 ABS 제동 성능을 나타낸 것이다. 목표 슬립율이 가변하며, 전륜과 후륜 휠은 가변하는 목표 슬립율을 잘 추적하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 8은 Figs. 5~7의 제동에서 전륜과 후륜 타이어에서 발생하는 타이어의 마찰력을 나타낸 것이다. CBS의 경우 타이어에서 제동력이 가장 작게 발생하고 있으며, 제안된 가변 목표 슬립율 ABS 제동의 경우 타이어에서 제동력을 가장 크게 발생시켜 유리한 성능을 보임을 알 수 있다.

Fig. 9는 Figs. 5~7의 제동에서 제동거리를 비교한 것이다. 3.5 sec 후 제동 거리가 CBS 경우 76m로 가장 크게 나타났으며, 고정 슬립을 적용의 70m이며, 제안된 가변 목표 슬립을 적용의 경우 66m로 가장 짧게 나타났다. 제안된 방법은 일반적인 고정 슬립을 ABS 제동 보다 4m 정도 제동거리를 단축할 수 있는 결과를 얻을 수 있었다.

### 5. 결론

차량의 제동 거리를 단축하기 위한 ABS 제어 방법에 대한 연구를 수행하였다. 우선 외란과 시스템의 불확실성에 대해서 강건성을 보장하는 슬라이딩 모드 ABS 제어기를 설계하였다. 목표 슬립율을 고정하는 일반적인 ABS 제어 방법을 개선하여, 타이어의 주행 상태에 따라서 최대의 마찰력이 발생하는 슬립율을 유지하여 제동 거리를 단축할 수 있는 새로운 ABS 제동 방법을 제시하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 기존의 ABS 제어 방법에 비해 제동 거리를 4 m 정도 단축시킬 수 있는 효과를 얻을 수 있었다.
- 2) 이와 같이 제동 거리를 단축시킬 수 있는 것은 타이어에서 최대 마찰력을 발생시키도록 슬립율 제어가 가능하였기 때문이다.
- 3) 타이어에서 발생하는 마찰력 추정을 위한 슬라이딩 모드 관측기를 통해서 ABS 제어가 가능함을 확인하였다.

이와 같은 결과는 급제동 상황에서 제동 거리를 단축시켜 안전성 향상에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

### References

- 1) S. Drakunov, U. Ozguner, P. Dix and B. Ashrafi, "ABS Control Using Optimum Search vis Sliding Modes," IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.3, No.1, pp.79-85, 1995.
- 2) J. K. Hwang and C. K. Song, "Sliding Model Control of the Vehicle ABS with a Disturbance Observer for Model Uncertainties," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol.23, No.4, pp.44-51, 2006.
- 3) S. Choi and D. W. Cho, "Design of nonlinear Sliding Mode Controller with Pulse Width Modulation for Vehicular Slip Ratio Control," Vehicle System Dynamics, Vol.36, No.1, pp.57-72, 2001.
- 4) M. Sugai, H. Yamaguchi, M. Miyashita, T. Umeno and K. Asano, "New Control Technique for Maximizing Braking Force on Antilock Braking System," Vehicle System Dynamics, Vol.32, pp.299-312, 1999.
- 5) S. C. Baslamisli, I. E. Kose and G. Anlas, "Robust Control of Anti-lock Brake System," Vehicle System Dynamics, Vol.45, No.3, pp.217-232, 2007.
- 6) H. S. Jeong and K. I. Lee, "Friction Coefficient, Torque Estimation, Smooth Shift Control of Automatic Power Transmission," KSME International Journal, Vol.14, No.5, pp.508-517, 2000.
- 7) Automotive Handbook, 5th Edn., Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 2000.
- 8) MF-Tool 6.1 Users Manual, Delft-Tyre TNO Automotive, 2008.