

# 휠 슬립 제어를 위한 타이어와 노면 사이의 타이어 제동력 및 노면 마찰계수 추정

홍대건\* · 허건수† · 윤팔주\*\* · 황인용\*\*

(2003년 4월 21일 접수, 2004년 3월 23일 심사완료)

## Estimation of Tire Braking Force and Road Friction Coefficient Between Tire and Road Surface For Wheel Slip Control

Daegun Hong , Kunsoo Huh, Paljoo Yoon and Inyong Hwang

**Key Words :** EHB(전기유압식 브레이크), EMB(전기기계식 브레이크), Braking Force(제동력), Road Friction Coefficient(노면마찰계수), Extended Kalman Filter(확장된 칼만필터)

### Abstract

Recently, wheel slip controllers with controlling the wheel slip directly has been studied using the brake-by-wire actuator. The wheel slip controller is able to control the braking force more accurately and can be adapted to various different vehicles more easily than the conventional ABS systems. The wheel slip controller requires the information about the tire braking force and road condition in order to achieve the control performance. In this paper, the tire braking forces are estimated considering the variation of the friction between brake pad and disk due to aging of the brake, moisture on the contact area or heating. In addition, the road friction coefficient is estimated without using tire models. The estimated performance of tire braking forces and the road friction coefficient is evaluated in simulations.

### 1. 서 론

차량의 제동장치는 현재 상용화된 ABS(Anti-lock Brake System)에서 직접 타이어의 슬립을 제어하는 휠슬립 제어기(Wheel Slip Controller)로 발전하고 있다. 이러한 휠슬립 제어기는 ABS에 비하여 더 정확한 제동력 제어를 수행할 수 있으며, 다양한 차량에 쉽게 적용할 수 있는 장점이 있다. 그리고 조향 안정성을 향상시키는 목적으로 많이 연구되어지고 있는 VDC(Vehicle Dynamics Control) 및 ESP(Electronic Stability Program)와 같은 상위개념의 차량 제어기에서 휠슬립 제어는 필수적인 부분이다. 휠슬립 제어기는 brake-by-wire로 구현되는데,

유압구동 방식인 EHB(Electro-Hydraulic Brake)와 전기구동 방식인 EMB(Electro-Mechanical Brake)로 분류할 수 있다.

휠슬립 제어기에서 정확한 슬립 제어를 구현하기 위해서는 타이어와 노면사이에 발생하는 정확한 제동력 및 노면 조건의 정보가 필요하다. 타이어의 제동력의 경우 많은 기존의 연구에서 제동 토크를 알 수 있다고 가정하였다.<sup>(1-4)</sup> 그러나 EMB의 경우에는 전류 측정을 통하여 제동 토크를 알 수 있으나, EHB 및 기존의 유압식 브레이크에서는 측정 가능한 유압의 압력 정보를 이용하여 토크를 계산하기는 어렵다. 그 이유는 브레이크 패드와 디스크 사이의 마찰이 패드의 마모, 습기 및 발열 등에 의해서 변하기 때문이다. 이러한 브레이크 패드의 마찰계수는 약 50% 이상 변화될 수 있다고 알려져 있다.<sup>(5)</sup> 따라서 Müller<sup>(5)</sup> 등은 브레이크 패드의 마찰계수가 포함된 브레이크 계인을 추정하여 네 바퀴 제동력의 합력을 추정하였으나 이로부터 네 바퀴에 작용하는 제동력을 각각 알기는 어렵다.

\* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : khuh2@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0437 FAX : (02)2295-4584

\*\* (주)만도 중앙연구소

그리고 노면의 정보를 나타내는 노면 마찰계수의 경우 정확한 노면 마찰계수를 알아내기 위하여 많은 연구가 수행되었다. Gustafsson<sup>(6)</sup>은 slip-slope를 추정하여 노면의 상태를 판단하였으며, Kageyama<sup>(7)</sup> 등은 Magic Formula 타이어 모델을 통한 모델 매칭 기법을 사용하여 타이어 모델의 파라미터를 추정하였다. Kiencke<sup>(8)</sup> 등은 Burckhardt의 마찰모델을 확장하여 마찰모델의 파라미터를 추정하는 방법으로 노면의 마찰특성을 추정하였으며, Ray<sup>(9)</sup>는 추정된 타이어 힘을 사용하여 확률론적 방법으로 노면 마찰계수를 추정하였다. 그리고 Nishira<sup>(10)</sup> 등은 타이어 모델을 직접 사용하고 적응 관측기를 적용하여 노면 마찰계수를 추정하였다. 그러나 이러한 기존의 방법들은 타이어 모델을 사용하거나 또는 많은 실험을 통하여 룰을 세워야 하는 단점이 있다.

본 논문에서는 EHB의 경우에 대하여 브레이크 패드와 디스크 사이의 마찰계수의 변화를 고려하여, 브레이크 패드의 마찰계수 및 타이어의 제동력을 동시에 추정하는 방법을 개발하였다. 이를 위하여 차량 및 브레이크의 모델링이 수행되었으며, 이 모델을 바탕으로 확장된 칼만필터(Extended Kalman Filter)를 사용하여 브레이크 패드의 마찰계수 및 네 바퀴의 타이어 제동력을 각각 추정하는 알고리즘을 개발하였다. 그리고 노면의 정보를 획득하기 위하여 타이어 모델을 사용하지 않고 쉽게 적용될 수 있도록 타이어와 노면사이의 노면에 관계없는 공통된 마찰특성을 도출하여 노면 마찰계수 추정 알고리즘을 개발하였다. 개발된 타이어 제동력 추정 알고리즘 및 노면 마찰계수 추정 알고리즘은 다양한 조건에서의 시뮬레이션을 통하여 검증하였다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 타이어 제동력을 추정하기 위한 차량 모델링 및 추정 알고리즘을 서술하였고, 3장에서는 노면 마찰계수를 추정하는 알고리즘을 서술하였다. 4장에서는 다양한 시뮬레이션 결과를 나타내었고, 마지막 5장에서 결론을 맺었다.

## 2. 타이어 제동력 추정

### 2.1 추정 알고리즘을 위한 차량 모델링

#### 2.1.1 스프링 질량 동역학

차량의 스프링 질량(sprung mass)은 Fig. 1과 같이 직진방향, 횡방향 그리고 요우잉 방향의 3 자유도로 모델링하였으며 모델식은 식 (1)과 같다.

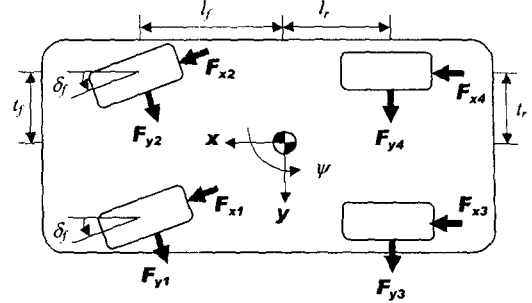


Fig. 1 3 DOF sprung mass dynamics

$$\begin{aligned}
 m(\dot{v}_x - r v_y) &= \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \cos \delta_{fi}) + \sum_{i=3}^4 F_{xi} - 2F_{yf} \sin \delta_f \\
 m(\dot{v}_y + r v_x) &= \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_{fi}) + 2F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \\
 I_z \dot{r} &= l_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_{fi}) + l_f \cdot 2F_{yf} \cos \delta_f - l_r \cdot 2F_{yr} \\
 &\quad + l_f \sum_{i=1}^2 (-1)^i (F_{xi} \cos \delta_{fi}) + l_r \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_{xi}
 \end{aligned} \tag{1}$$

여기서,  $m$ 은 차량의 질량이며,  $I_z$ 는 차량의 수직 방향의 관성 모멘트이고,  $l_f, l_r, l_t, l_r$ 은 차량의 무게중심에서 각 바퀴까지의 직진방향 및 횡방향의 거리이다.  $v_x, v_y, r$ 은 차량의 직진방향, 횡방향 및 요우잉 방향의 속도이며,  $F_{xi}$ 는 네 바퀴에 작용하는 타이어 제동력을 나타내고,  $F_{yf}$ 와  $F_{yr}$ 은 전륜 및 후륜의 타이어 횡력의 평균값으로 다음 식 (2)와 같다. 그리고  $\delta_f$ 는 전륜의 조향각이며, 첨자  $i$ 는 네 개의 타이어를 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 F_{yf} &= (F_{y1} + F_{y2})/2 \\
 F_{yr} &= (F_{y3} + F_{y4})/2
 \end{aligned} \tag{2}$$

휠 슬립 제어는 슬립 동역학(slip dynamics)을 바탕으로 설계되어지며, 슬립 동역학은 타이어의 제동력에 의해 결정되고 타이어 횡력과는 무관한 특성을 가지므로, 본 논문에서는 제동력 추정 시스템의 간략화를 위하여 좌/우 타이어 횡력의 평균값을 사용하였다.

#### 2.1.2 휠 동역학

차량이 제동될 때 제동 토크로 인하여 다음 Fig. 2와 같이 타이어와 지면사이에 제동력이 발생하게 된다. 이때 Fig. 2와 같은 유압 디스크브레이크의 경우에는 타이어에 작용하는 제동 토크는 식 (3)과 같이 계산될 수 있으며 이를 휠 운동방정식에 대입하면 제동시의 휠 동역학은 식 (4)와 같다.

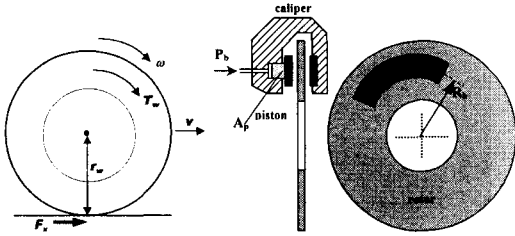


Fig. 2 Wheel dynamics and disk brake

$$T_{wi} = -2 \cdot P_b A_{pi} R_b \mu_b, \quad (i=1 \sim 4) \quad (3)$$

$$J_w \dot{w}_i = T_{wi} - r_w F_{xi} = -2 \cdot P_b A_{pi} R_b \mu_b - r_w F_{xi} \quad (4)$$

여기서,  $T_w$ 는 제동토크,  $P_b$ 는 제동 유압력,  $A_p$ 는 피스톤 면적,  $R_b$ 는 디스크 로터 중심에서 패드까지의 유효 반지름 그리고  $\mu_b$ 는 브레이크 패드와 디스크 사이의 마찰계수 이다.  $w$ 는 휠의 회전속도,  $J_w$ 는 휠의 관성모멘트,  $r_w$ 는 휠의 반지름을 나타낸다.

### 2.2 확장된 칼만필터 설계

위 절에서 모델링 한 차량 모델에서 타이어나 휠력, 제동력 그리고 브레이크 패드의 마찰계수는 측정할 수 없는 변수들로 이를 추정하기 위하여 확장된 칼만필터(Extended Kalman Filter)를 설계하였다. 칼만필터 설계를 위한 모델식은 다음 식 (5)와 같이 추정 변수들을 상태변수로 확장하여 구성하였다.

$$\begin{aligned} \dot{v}_x &= r v_y + \frac{1}{m} \cdot \left( \sum_{i=1}^2 (F_x \cos \delta_f) + \sum_{i=3}^4 F_x - 2F_{yf} \sin \delta_f \right) \\ \dot{v}_y &= -r v_x + \frac{1}{m} \cdot \left( \sum_{i=1}^2 (F_x \sin \delta_f) + 2F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \right) \\ \dot{r} &= \frac{1}{I_z} \cdot \left( l_f \sum_{i=1}^2 (F_x \sin \delta_f) + l_r \cdot 2F_{yf} \cos \delta_f - l_r \cdot 2F_{yr} \right. \\ &\quad \left. + t_f \sum_{i=1}^2 (-1)^i (F_x \cos \delta_f) + t_r \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_x \right) \\ \dot{w}_i &= (-2 \cdot P_b A_{pi} R_b \mu_b - r_w F_{xi}) / J_w, \quad (i=1 \sim 4) \quad (5) \\ \dot{\mu}_b &= 0 \\ \dot{F}_{xi} &= 0, \quad (i=1 \sim 4) \\ \dot{F}_{yf} &= 0 \\ \dot{F}_{yr} &= 0 \end{aligned}$$

브레이크 패드의 마찰계수의 경우에는 제동시 브레이크 패드의 마모 상태나 온도, 습도의 기후 조건 등의 여러 가지 상황에 따라 변하게 되는데

네 바퀴 서로서로의 상대적인 마찰계수의 차이는 크지 않다고 가정하여 본 논문에서는 네 바퀴의 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰계수를 동일하게 적용하여 설계하였다. 만일 네 바퀴 각각에 대해 유압력의 배분이나 환경적인 차이 등에 의하여 브레이크 패드 마찰계수의 상대적인 차이가 나타나는 경우에는 네 바퀴 브레이크 패드에서 작용되어지는 마찰계수의 평균값을 추정하게 되며 이에 의해 제동력 추정은 약간의 오차를 가질 수 있다.

추정 모델식의 상태변수는 모두 14개이며, 측정 변수는 차량의 직진가속도, 횡가속도, 요우잉 속도 그리고 각 휠의 속도의 7개로 다음 식 (6)과 같다.

$$\begin{aligned} x &= [v_x, v_y, r, w_1, \mu_b, F_{xi}, F_{yf}, F_{yr}] \\ y &= [a_x, a_y, r, w_i], \quad (i=1 \sim 4) \quad (6) \end{aligned}$$

여기서  $a_x, a_y$ 는 차량의 직진 및 횡방향의 가속도를 나타낸다. 그리고 측정변수의 방정식은 다음 식 (7)과 같다.

$$y = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \cdot \left( \sum_{i=1}^2 (F_x \cos \delta_f) + \sum_{i=3}^4 F_x - 2F_{yf} \sin \delta_f \right) \\ \frac{1}{m} \cdot \left( \sum_{i=1}^2 (F_x \sin \delta_f) + F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \right) \\ r \\ w_1 \\ w_2 \\ w_3 \\ w_4 \end{bmatrix} \quad (7)$$

위의 식 (5)의 비선형 상태 방정식과 식 (7)의 출력 방정식을 바탕으로 상태변수를 추정하는 확장된 칼만필터를 식 (8)과 같이 설계하여 브레이크 패드의 마찰계수 및 제동력을 추정하였다.

$$\begin{aligned} x_k &= f(x_{k-1}, k-1) + w_{k-1} \\ y_k &= h(x_k, k) + v_k \\ P_k(-) &= F_{k-1} P_{k-1} (+) F_{k-1}^T + Q_{k-1} \\ K_k &= P_k(-) H_k^T [H_k P_k(-) H_k^T + R_k]^{-1} \\ P_k(+) &= [I - K_k H_k] P_k(-) \quad (8) \end{aligned}$$

where,  $F_{k-1} = \left. \frac{\partial f(x, k-1)}{\partial x} \right|_{x=x_{k-1}^{(+)}}, H_k = \left. \frac{\partial h(x, k-1)}{\partial x} \right|_{x=x_k^{(-)}}$

$$\begin{aligned} \hat{x}_k(+) &= \hat{x}_k(-) + K_k (y_k - \hat{y}_k) \\ \hat{x}_k(-) &= f(\hat{x}_{k-1}^{(+)}, k-1) \\ \hat{y}_k &= h(\hat{x}_k(-), k) \end{aligned}$$

여기서  $f(\cdot)$ 와  $h(\cdot)$ 는 각각 상태방정식과 출력방정식,  $w_k \sim N(0, Q_k)$ ,  $v_k \sim N(0, R_k)$ 는 각각 플랜트 노이즈와 출력 노이즈를 나타낸다.  $P$ 는 오차 상호분산,  $K$ 는 칼만필터의 게인 행렬이다. 그리고 측정오차 상호분산( $R$ )은 Boutayeb et al.<sup>(9)</sup>가 제안한 Lyapunov 안정성을 만족시키는 식 (9)와 같이 적용하였다.

$$R_k = \xi_1 H_k P_k(-) H_k^T + \xi_2 I \quad (9)$$

### 3. 노면 마찰계수 추정

#### 3.1 타이어-노면 마찰 특성

차량 제동시 타이어와 노면사이의 매 순간 발생하는 마찰은 다음 식 (10)과 같이 제동력과 수직 반력의 비이다. 식 (10)에서 제동력은 앞 장에서 설명한 방법과 같이 추정할 수 있으며, 수직반력은 현수장치의 특성 및 변위를 통하여 계산하거나 또는 차량의 직진가속도 및 횡가속도를 측정하여 차량의 하중이동을 계산하여 구할 수 있다.<sup>(5,8)</sup>

$$\mu = F_x / F_z \quad (10)$$

여기서,  $\mu$ 는 차량 제동시 타이어와 지면사이의 매 순간 발생하는 마찰이며,  $F_z$ 는 수직 반력이다.

이러한 타이어에서 매 순간 발생하는 마찰은 직진 슬립률에 따라 변하게 되는데 차량 직진시 노면과 타이어의 마찰 특성을 나타내는  $\mu$ -slip 곡선은 다음 Fig.3과 같다. Fig.3은 Pacejka<sup>(13)</sup>가 제안한 Magic Formula 타이어 모델을 사용하여 그린 곡선이며, 노면 마찰계수가 작아질수록 슬립률에 따른 타이어와 지면사이의 매 순간 발생하는 마찰이 작아짐을 볼 수 있고, 최대 마찰값이 노면의 마찰계수이다. 그리고 각 노면에서의 최대 마찰 지점은 동일 직선상에 놓여 있다.

#### 3.2 노면 마찰계수 추정 알고리즘

노면 마찰계수를 추정하기 위하여 본 논문에서는 Fig.4와 같이 식 (10)으로 계산된 매 순간 발생하는 마찰과 최대 마찰 직선에서의 값과의 차이를 이용하여 노면 마찰계수를 추정하였다. 차량 제동시 노면 마찰계수가 작을수록 슬립률에 따른 매 순간 발생하는 마찰과 최대 마찰 직선의 차이는 더 작다. 이러한 차이를 슬립률에 따라 도시하면 Fig.5와 같고, 본 논문에서는 이를  $\delta$ 라 부르기로 하며 이는 식 (11)과 같이 계산될 수 있다. 여기서 최대 마찰 직선은 슬립률에 대한 1차 함수이다.

$$\delta = \mu - \mu_{peakline}(\lambda) = \mu - C\lambda = F_x / F_z - C\lambda \quad (11)$$

여기서  $\mu_{peakline}$ 은 최대 마찰직선에서의 값이고  $C$ 는 직선의 기울기이며,  $\lambda$ 는 타이어 슬립률이다.

Fig.5의 슬립률에 따른  $\delta$  선도에서 슬립률과  $\delta$ 를 각각 노면 마찰계수로 나누어 주면 Fig.6과 같은 결과를 얻을 수 있다. 본 논문에서는 이 값을 정규화된  $\alpha$ (normalized  $\delta$ )라 부르기로 한다. Fig.6에서

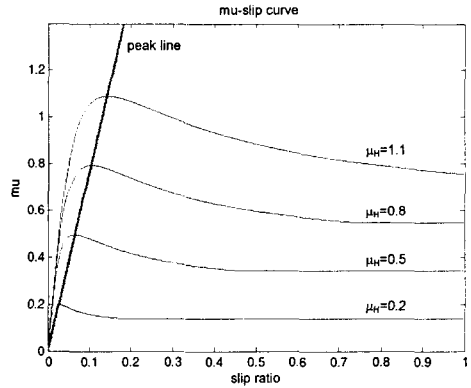


Fig. 3 Tire-road friction characteristics

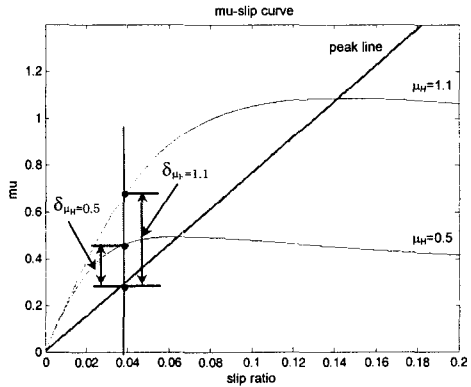


Fig. 4 Difference between friction and peak line

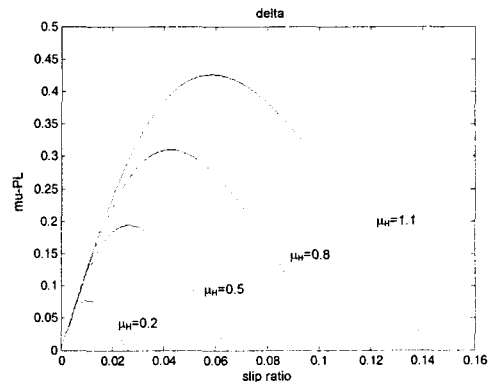


Fig. 5 Delta according to slip

보듯이 정규화된  $\delta$ 의 특성은 노면의 조건에 관계 없이 일정한 곡선을 보여주며, 이는 이러한 특성이 노면과 관계없는 공통된 특성임을 나타낸다. 본 논문에서는 이러한 공통된 특성을 이용하여 노면 마찰계수를 추정하는 방법을 제안한다. Fig. 6의 정규화된  $\delta$  선도를 식 (12)와 같이  $\mu_H$ 축에 대하여 3차 다항식으로 표현할 수 있다. 3차 다항식으로 표현한 것은 추정 성능의 정확도와 계산상의 간략함을 고려하여 결정하였다.

$$\frac{\delta}{\mu_H} = f\left(\frac{\lambda}{\mu_H}\right) = a_3\left(\frac{\lambda}{\mu_H}\right)^3 + a_2\left(\frac{\lambda}{\mu_H}\right)^2 + a_1\left(\frac{\lambda}{\mu_H}\right) \quad (12)$$

그리고, 식 (12)를 노면 마찰계수의 방정식으로 전개하면 식 (13)과 같은 2차 방정식을 얻을 수 있고 식 (14)와 같이 2차 방정식의 근을 구하면 노면 마찰계수를 추정할 수 있게 된다. 따라서 최종의 노면 마찰계수 추정식은 식 (14)와 같다.

$$(a_1\lambda - \delta) \cdot \mu_H^2 + (a_2\lambda^2) \cdot \mu_H + (a_3\lambda^3) = 0 \quad (13)$$

$$\mu_H = \frac{-(a_2\lambda^2) + \sqrt{(a_2\lambda^2)^2 - 4(a_1\lambda - \delta)(a_3\lambda^3)}}{2(a_1\lambda - \delta)} \quad (14)$$

### 3.3 파라미터 결정

전 절에서 설명한 알고리즘을 적용하기 위해서는 최대 마찰직선의 기울기 값(C)과 식 (10)의 3차 방정식의 계수값( $a_1, a_2, a_3$ )을 미리 알아야 한다.

이러한 필요한 파라미터 값을 결정하기 위하여 본 논문에서는 정상노면에서 ABS가 작동하는 과도제동 시뮬레이션을 수행하였다. 그림 7은 이 때의  $\mu$ -slip 곡선을 나타내고, 그림 8은 정규화된  $\delta$  (normalized  $\delta$ ) 선도를 나타낸다. 이와 같이 얻은 데이터를 사용하여 필요한 파라미터를 결정할 수 있으며, 이 결과로부터  $C=7.4$ ,  $a_1=18.897$ ,  $a_2=233.99$ ,  $a_3=693.06$ 로 결정하였다. 위 결정된 파라미터 값으로부터 식 (14)로 계산되는 노면의 마찰계수는 타이어의 슬립률이  $[0, \mu_H]$  범위에서 항상 하나의 실근을 가짐을 알 수 있다.

## 4. 시뮬레이션

### 4.1 제동력 추정 시뮬레이션

제동력 추정성능을 검증하기 위하여 차량모델 및

추정 알고리즘을 Fig. 9와 같이 MATLAB/Simulink

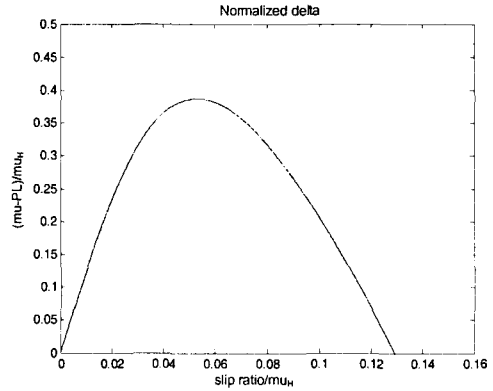


Fig. 6 Normalized delta according to normalized slip

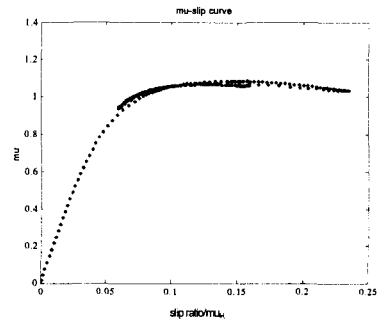


Fig. 7  $\mu$ -slip curve during full braking on normal road

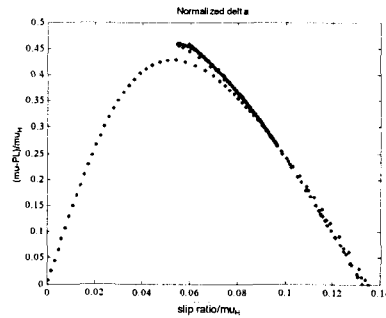


Fig. 8 Normalized  $\delta$  during full braking on normal road

로 구성하여 다양한 조건에서 ABS가 구동되는 경우의 on-line 시뮬레이션을 수행하였다.

시뮬레이션에서 사용된 차량 모델은 14 자유도 전체 차량모델로 스프링질량 동역학 6자유도, 현수장치 4자유도, 휠 동역학 4자유도로 구성되어 있으며 비선형 타이어 모델인 Pacejeka<sup>(13)</sup>가 제안한 Magic Formula 모델이 포함 되어 있고 과도제동 시뮬레이션을 위하여 ABS 제어기를 구성하여 추가하였다.

제동력 추정 시뮬레이션 결과는 Fig. 10~Fig. 13에 나타내었으며 도시된 그래프에서 실제값은 14 자유도의 전체 차량모델에서 얻은 결과이다. Fig. 10은 브레이크 패드의 마찰계수가 0.35로 작용할 때 정상노면( $\mu_H=1.1$ )에서 직진 제동을 수행한 결과이며, Fig. 11은 미끄러운 노면( $\mu_H=0.3$ )에서 브레이크 패드의 마찰계수가 0.3으로 줄었을 때의 결과이다. 그리고 Fig. 12는 조향각 1°를 주어 정상노면( $\mu_H=1.1$ )에서 조향 제동한 결과이며, Fig. 13은 좌우 바퀴에 서로 다른 노면 마찰계수(left:  $\mu_H=1.1$ , right:  $\mu_H=0.3$ )가 작용될 때의 결과이다.

결과를 살펴보면 본 논문에서 제안한 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰계수 및 각 바퀴의 타이어의 제동력 추정 알고리즘을 이용한 추정 결과가 실제값을 잘 추정함을 알 수 있다.

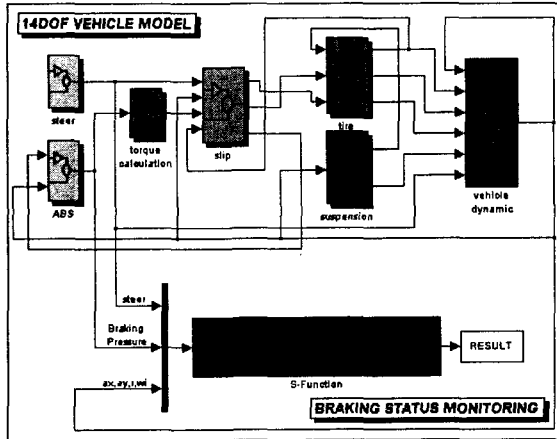


Fig. 9 Simulation tool

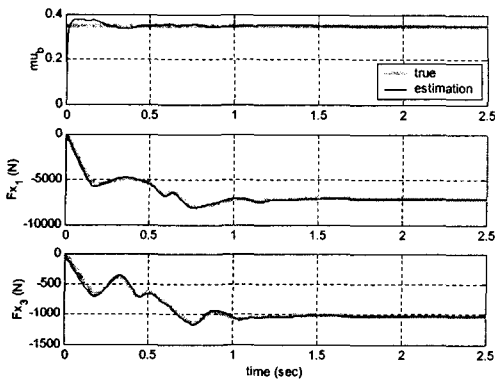


Fig. 10 Simulation results on normal road (upper: brake pad friction coefficient, middle: front-left braking force, lower: rear-left braking force)

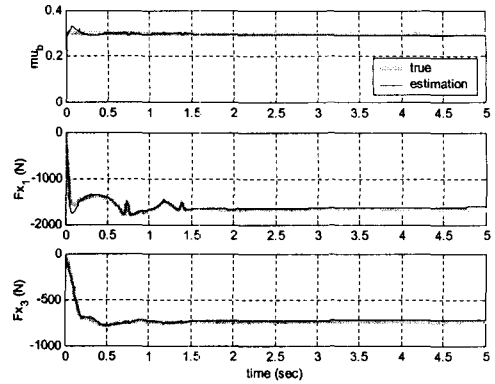


Fig. 11 Simulation results on slippery road (upper: brake pad friction coefficient, middle: front-left braking force, lower: rear-left braking force)

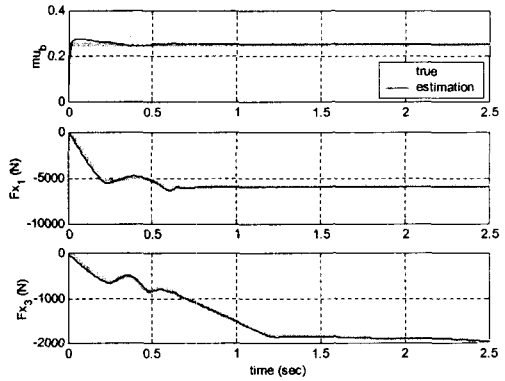


Fig. 12 Simulation results in turning-braking on normal road (upper: brake pad friction coefficient, middle: front-left braking force, lower: rear-left braking force)

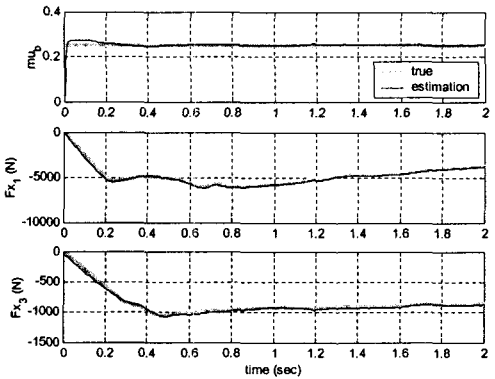


Fig. 13 Simulation results on  $\mu$ -split road (upper: brake pad friction coefficient, middle: front-left braking force, lower: rear-left braking force)

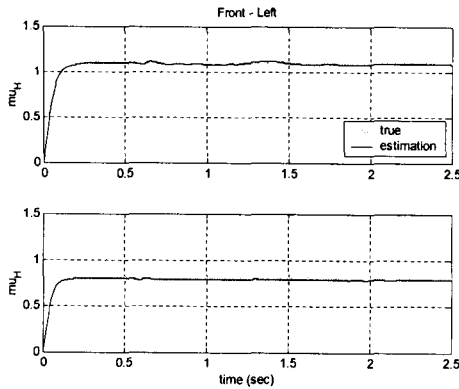


Fig. 14 Simulation result on  $\mu_H=1.1$  and  $\mu_H=0.8$

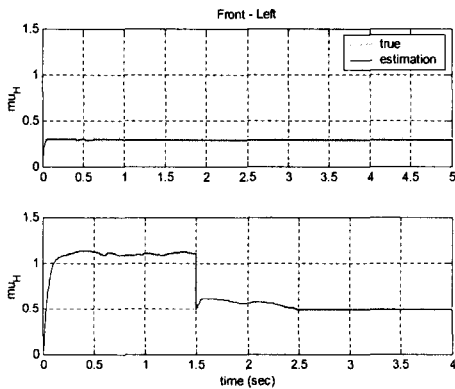


Fig. 15 Simulation result on  $\mu_H=0.3$  and  $\mu$  change road

#### 4.2 노면 마찰계수 추정 시뮬레이션

3 장에서 제안한 알고리즘으로 노면 마찰계수의 추정한 시뮬레이션 결과는 다음 Fig. 14~Fig. 15 와 같다. Fig.14 는 노면 마찰계수가 1.1 인 노면과 0.8 인 노면에서의 추정 결과이며, Fig. 15 는 노면 마찰계수가 0.3 인 노면과 1.1 에서 0.5 로 변하는 노면에서의 추정 결과이며 추정 성능은 우수 하다.

### 5. 결론

본 논문에서는 EHB가 장착된 차량의 제동시에 브레이크 패드의 마찰계수 및 네 바퀴 각각의 타이어나 제동력을 동시에 추정하는 알고리즘을 개발 하였다. 각 타이어나 작용하는 타이어나 제동력은 브레이크 패드의 마모나 습기 또는 발열 등에 의해 마찰이 변하는 경우를 고려하여 네 바퀴 각각에서의 타이어나의 제동력을 추정하였다. 그리고 노면의 상태에 무관하게 타이어나와 노면 사이의 마찰 특성을 나타낼 수 있는 요소를 도출하였으며, 이를 이용하여 타이어나 모델의 어떠한 정보도 사용하지 않고 쉽게 적용할 수 있는 노면 마찰계수 추정 알고리즘을 개발하였다. 본 논문에서 제안하는 타

이어나 제동력 및 노면 마찰계수 추정 알고리즘을 이용하여 상용 ABS를 대신할 휠 슬립 제어 시스템 구현을 기대할 수 있을 것이다.

### 후기

본 연구는 산업자원부의 “미래형 자동차 기술 개발 사업” 연구지원으로 수행되었음(과제번호: 10005253).

### 참고문헌

- (1) Semmler, S., Isermann, R., Schwarz, R., and Rieth, P., 2002, “Wheel Slip Control for Antilock Braking Systems using Brake-by-Wire Actuators,” SAE 2002.
- (2) Petersen, I., Johansen, T. A., Kalkkuhl, J., and Ludemann, J., 2001, “Wheel Slip Control in ABS Brakes Using Gain Scheduled Constrained LQR,” ECC.
- (3) Yi, J., Alvarez, L., and Horowitz, R., 2002, “Adaptive Emergency Braking Control With Underestimation of Friction Coefficient,” *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol. 10, No. 3.
- (4) Buckholtz, K. R., 2002, “Reference Input Wheel Slip Tracking Using Sliding Mode Control,” SAE 2002-01-0301.
- (5) Müller, S., Uchanski, M., and Hedrick, K., 2001, “Slip-Based Tire-Road Friction Estimation During Braking,” *Proceedings of IMECE '01*.
- (6) Gustafsson, F., 1997, “Slip-based Tire-Road Friction Estimation,” *Automatica*, Vol. 33, No. 6, pp. 1087~1099.
- (7) Kageyama, I., and Katayama, T., 1996, “A Study of Anti-Lock Braking Systems with  $\mu$  Estimation,” *Proceedings of AVEC '96*, pp. 695~703.
- (8) Kiencke, U., and Nielsen, L., 2000, “Automotive Control Systems, Chapter 7, pp. 283~289, Springer.
- (9) Ray, L. R., 1997, “Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification,” *Automatica*, Vol. 33, No. 10, pp. 1819~1833.
- (10) Nishira, H., Kawabe, T., and Shin, S., 1999, “Road Friction Estimation Using Adaptive Observer with Periodical  $\sigma$ -modification,” *IEEE Intl. Conf. on Control Applications*, pp. 662~667.
- (11) Liu, C. S., and Peng, H., 1995, “Tire-Road Friction Estimation for the CAPC System,” DSC-Vol.56/DE-Vol.86, *Advanced Automotive Tech.*, ASME, pp71~77.
- (12) Boutayeb, M., Rafaralahy, H., and Darouach, M., 1997, “Convergence Analysis of the Extended Kalman Filter Used as an Observer for Nonlinear Deterministic Discrete-Time Systems,” *IEEE Trans. Autom. Control*, Vol. 42, No. 4, pp. 581~586.
- (13) Bakker, E., Pacejka, H. B., and Lidner, L., 1989, “A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies,” SAE 890087, pp. 83~95.