

관측기를 이용한 노면과 타이어 간의 마찰계수 추정

Estimation of Tire-Road Friction Coefficient using Observers

정태영, 이경수, 송철기
(Taeyoung Jeong, Kyongsu Yi and Chul Ki Song)

Abstract : In this paper real-time estimation methods for identifying the tire-road friction coefficient are presented. Taking advantage of the Magic Formula Tire Model, the similarity technique and the specific model for the vehicle dynamics, a reduced order observer/filtered-regressor-based method is proposed. The proposed method is evaluated on simulations of a full-vehicle model with an eight state nonlinear vehicle/transmission model and nonlinear suspension model. It has been shown through simulations that it is possible to estimate the tire-road friction from measurements of engine rpm, transmission output speed and wheel speeds using the proposed identification method. The proposed method can be used as a useful option as a part of vehicle collision warning/avoidance systems and will be useful in the implementation of a warning algorithm since the tire-road friction can be estimated only using RPM sensors.

Keywords : tire-road friction, observer, automotive control, slip ratio, least square, filtered regressor

I. 서론

차량 능동 안전 시스템은 ABS와 TCS, 전자식 조향 제어, 스로틀 제어, 차체 안전성 제어, 차량 관리 시스템 등을 포함하고 있다. 90년대에 들어서 차량의 능동 안전 시스템에 대한 관심이 높아졌고 자동차 업계에서는 차량의 동적 성능을 지능적으로 제어할 수 있는 시스템을 개발하기 위한 노력을 기울이고 있다. 차량 능동 안전 시스템의 하나인 차간 거리 경보 및 충돌회피 시스템은 최근에 활발히 개발되고 있으며, 가까운 시일 내에 실용화 될 것으로 예상된다. 이 시스템의 목적은 선행 차량과 최적의 차간거리를 유지하기 위해 돌발상황에서 경보를 발생하고, 필요시 제동장치를 제어하여 차량의 안전을 향상시키는데 있다.

이러한 시스템에서 노면과 타이어간의 마찰계수를 이용하면 노면조건에 따라 선행차량과의 안전거리를 보다 정확하게 구할 수 있는 알고리듬을 개발할 수 있다. 이 외에도 ABS나 TCS에서도 마찰계수를 추정함으로써 어느 정도 성능 향상을 기대 할 수 있다. 또한 좌우의 노면조건이 다른 경우 차량의 안정성을 확보하기위하여 비대칭 노면에 대한 마찰계수의 추정방법이 필요하다.

이 논문에서는 실차에 적용할 수 있도록, 값비싼 센서를 사용해야 측정할 수 있는 상태변수를 관측기를 이용하여 추정하고, 이를 기반으로 마찰계수를 추정하는 방법을 제안하였다. 최근에는 여러 가지 마찰계수 추정 방법이 연구되고 있다[1-7]. 타이어의 트래드나 구동축 토크를 측정하기 위하여 광센서 및 변형율센서를 이용하는 것은 값이 비싸기 때문에 차량에 사용하기 어려우나, 엔진·캐리어 및 휠의 각속도를 측정하기위한 RPM센서의 경우는 현재 차량의 ABS시스템에 장착되고있으며 오차

0.01% 미만의 정확성을 갖고 있다[5]. 그러므로 센서로 측정 할 수 없는 상태변수는 관측기로써 추정하게되며 추정된 상태변수를 이용하여 filtered regressor 방법 및 최소자승법(least square method)으로 노면과 타이어 간의 마찰계수를 추정하는 방법을 제안하였다.

II. 차량 모델

1. 차량의 구동계 모델

그림 1은 이번 연구에 사용된 3차원 차량 모델을 나타낸다. 시뮬레이션에 사용된 모델은 2개의 엔진 상태변수, 2개의 변속기 상태변수, 4개의 구동계 상태변수로 구성되어있다.

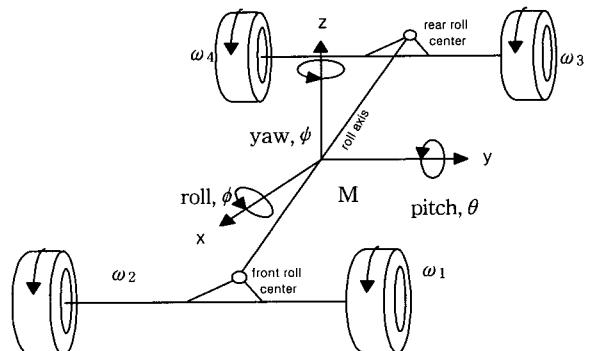


그림 1. 3차원 차량 동역학 모델.

Fig. 1. 3-dimensional vehicle dynamic model.

이 차량 모델은 토크 컨버터의 동적 특성과 비선행 타이어 모델을 포함하고 있다. 변속기의 캐리어 각속도 (w_{cr})는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{w}_{cr} = \frac{1}{I_{cr,i}} \left(\frac{T_t}{R_i} - R_d T_s \right) \quad (1)$$

여기서, $J_{cr,i}$ 는 i번째 기어에서 변속기 캐리어의 관성

이고, T_t 는 토크 컨버터의 터빈 토크, T_s 는 구동축의 토크, R_i, R_d 는 각각 i 번째 기어의 기어비와 차동기어 비를 나타낸다. 터빈 토크를 구할 때, 터빈 각속도와 펌프의 각속도 비를 이용한다[8].

High torque transfer phase ($\omega_t/\omega_p < \nu_{couple}$)

$$T_t = c_4\omega_p^2 + c_5\omega_p\omega_t + c_6\omega_t^2 \quad (2)$$

Fluid coupling mode ($\omega_t/\omega_p \geq \nu_{couple}$)

$$T_t = c_7\omega_p^2 + c_8\omega_p\omega_t + c_9\omega_t^2 \quad (3)$$

윗 식에서 c_i 값은 토크 컨버터 계수를 나타내며, ω_p, ω_t 는 각각 펌프(엔진) 각속도와 터빈 각속도를 나타낸다. 구동륜의 각속도를 구하기 위한 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{w}_w = \frac{1}{I_w} (T_s - 2r \cdot F_x) \quad (4)$$

여기서, T_s 는 구동축의 토크, I_w 는 훨의 관성, r 은 구동륜의 반경(wheel effective radius), F_x 는 한쪽 훨에 작용하는 구동력을 나타낸다. 구동축은 비틀림 스프링(torsional spring)으로 모델링하여 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$\dot{T}_s = K(R_d w_{cr} - w_w) \quad (5)$$

여기서, K 는 구동축의 스프링 상수이다. 위의 식들을 이용하여 상태변수를 다음과 같이 정의하면,

$$x = [w_{cr} \ T_s \ w_w]^T$$

차량모델에서 마찰계수 추정에 필요한 부분을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x} = f_o(x) + w^T(x)\theta$$

(1), (4), (5)에서,

$$f_o(x) = \begin{pmatrix} -\frac{R_d}{I_{cr,i}}x_2 + \frac{1}{I_{cr,i}R_i}T_{ti} \\ K \cdot R_d x_1 - K x_3 \\ \frac{1}{I_w}x_2 \end{pmatrix}$$

$$T_{ti} = c_i w_e^2 + c_{i+1} R_i w_e x_1 + c_{i+2} R_i^2 x_1^2$$

$$w^T(x) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{r}{I_w} F_{xo}(F_z, \lambda) \end{pmatrix}$$

위의 식에서 θ 는 마찰계수 μ 를 나타낸다.

2. 다양한 노면 조건에서의 타이어 모델

이번 연구에서 사용된 Pacejka의 타이어 모델은 다음과 같이 슬립율에 따라 구동력을 구한다.

$$F_x = D_x \sin(C_x \tan^{-1}(B_x \varphi_x)) + S_{ix} \quad (6)$$

여기서,

$$\varphi_x = (1 - E_x)(\lambda + S_{hx}) + \frac{E_x}{B_x} \tan^{-1}(B_x(\lambda + S_{hx}))$$

λ 는 타이어의 슬립율을 나타내며, 위의 식에서 $B_x, C_x, D_x, E_x, S_{hx}, S_{ix}$ 는 슬립율과 구동력의 관계를 나타낸 실험결과를 커브피팅(curve fitting)하여 구한 계수

이다. 여기서 계수 B_x, C_x, D_x 는 노면과 타이어의 마찰계수와 타이어에 작용하는 수직방향의 힘에 따라 결정된다. 마찰계수가 구동력의 최대값에만 영향을 미친다고 가정하면, 구동력을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_x = F_x(F_z, \lambda, \mu) = \mu \cdot F_{xo}(F_z, \lambda) \quad (7)$$

여기서, μ 는 노면과 타이어 간의 마찰계수를 나타낸다.

즉, 그림 2와 같이 정상적인 노면조건에서의 슬립-구동력 곡선이 (1)번과 같을 때, 마찰계수가 0.4로 작아지면 (2)번 곡선과 같은 관계를 갖게 된다. 그러나 그림 2의 (3)번 곡선과 같이 구동력의 최대값이 발생하는 슬립율이 커지는 경우, 즉 눈길이나 빙판길의 경우는 위의 마찰계수만을 고려하면 정확한 구동력을 구할수 없다. 그러므로 슬립율과 구동력 곡선의 형상을 결정하는 계수인 C_x 에 형상계수(shape factor) α 를 곱해서 다른 형상의 곡선을 얻을 수 있다. 결과적으로 타이어 모델은 다음과 같다.

$$F_x = \mu [D_x \sin(\alpha C_x \tan^{-1}(B_x \varphi_x)) + S_{ix}]$$

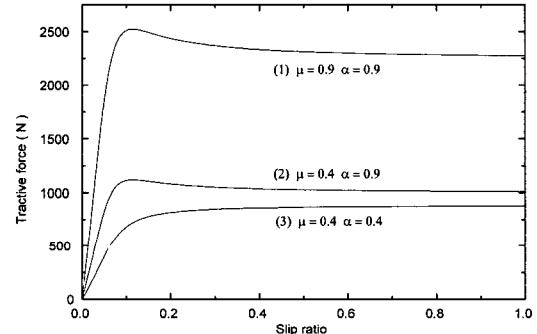


그림 2. 슬립율과 구동력의 관계 곡선.

Fig. 2. Slip ratio-tractive force characteristics.

3. 현가장치모델 및 3차원 차량모델

차량의 직진방향 운동만을 고려하는 경우는 1/4차량을 고려하였으며, 노면의 굴곡에 따른 현가장치의 영향은 마찰계수를 추정하는데 있어서 외란으로 작용하게 된다. 이 경우, 좌우의 구동축 토크와 훨의 각속도를 같다고 가정하여 전륜과 후륜의 토크, 각속도 만을 고려하게 되며, 전후에 1/4차량 모델을 각각 적용하였다. 1/4차량 현가장치모델은 4개의 상태변수 즉, 차체 가속도(\ddot{z}_s), 현가장치 변위($z_s - z_u$), 차축 가속도(\ddot{z}_u), 타이어 변위($z_u - z_r$)를 갖는다.

차량이 조향하는 경우와 비대칭 노면을 조향하는 경우는 전후의 훨에서 좌우의 각속도가 틀려지게 되므로 3차원 차량모델을 고려했다. 3차원 차량모델은 14자유도로 구성되어 있으며, 6개의 차체 자유도와 각각의 훨에 4개의 자유도, 차축 질량(unsprung mass)에 4개의 자유도를 갖는 14자유도 모델로 구성되어있다.

III. 노면과 타이어 사이의 마찰계수 추정 방법

본 연구에 사용된 마찰계수의 추정 방법은 터어빈 토

크 관측기를 기반으로한 최소자승법과, filtered regressor 방법을 이용한다.

사용되는 측정치는 트랜스미션 캐리어 각속도 $y_1 (=x_1=w_{cr})$, 훨 각속도 $y_2 (=x_3=w_w)$, 토크 컨버터 펌프 각속도 $y_3 (=w_e \equiv w_p)$ 이다.

1. 최소 자승법 (Least square method)

이 방법은 관측기와 회귀 최소 자승 알고리듬을 이용한다[11]. 먼저 구동축 토크 T_s 를 관측기를 통해 추정하고 이를 이용하여 마찰계수를 규명하게된다. 상태방정식에서 축소 차수 관측기는 측정치 $y_1 = x_1(w_{cr})$, $y_2 = x_3(w_w)$, $y_3(w_p)$ 을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\frac{d\hat{x}_1}{dt} &= -\frac{R_d}{I_{cr}}\hat{x}_2 + \frac{1}{J_{cr}R_i}\xi(y) + k_1(y_1 - \hat{y}_1) \\ \frac{d\hat{x}_2}{dt} &= K R_d \hat{x}_1 - K y_2 + k_2(y_1 - \hat{y}_1)\end{aligned}\quad (8)$$

윗식에서 $\xi(y)$ 는 터어빈 토크이며 다음과 같은 식으로 계산된다.

$$\xi(y) = T_t = c_i y_3^2 + c_{i+1} y_3 y_1 + c_{i+2} y_1^2$$

여기서, x_3 는 훨 각속도, x_2 는 구동축 토크를 각각 나타내며 차량의 직진방향 운동과 좌우의 노면조건이 같은 경우이므로 훨 각속도와 구동축 토크는 좌우의 평균치이다. 관측기 계인 k_1 , k_2 는 선형 관측기의 계인값이다. 노면과 타이어 사이의 마찰계수는 다음과 같은 식으로 구한다.

$$\begin{aligned}y(k+1) &= w_w(k+1) - w_w(k-1) - 2\Delta t \frac{\hat{T}_s(k)}{I_w} \\ \phi(k+1) &= -2\Delta t \left(\frac{r_{ro}}{I_w} 2F_{xo}(k+1) \right)\end{aligned}\quad (9)$$

$$F(k+1) = \frac{1}{\lambda} \left[F(k) - \frac{F(k)\phi^T(k)\phi(k)F(k)}{\lambda + \phi^T(k)F(k)\phi(k)} \right]$$

$\hat{\theta}(k+1) = \hat{\theta}(k) + F(k+1)\phi(k)[y(k+1) - \hat{\theta}(k)\phi(k)]$ 윗 식에서 $y(k+1)$, $\phi(k+1)$, $\hat{\theta}(k+1)$ 은 각각 regression form ($y = \hat{\theta}^T\phi$)의 요소를 나타낸다. $F(k+1)$ 은 상호 분산행렬(covariance matrix)이며 λ 값은 forgetting factor를 나타낸다. r_{ro} 는 후륜의 평균 반지름으로 상수값이며, F_{xo} 는 추정된 슬립율과 타이어에 작용하는 수직하중의 평균치로 구한 구동력 값이다. 토크는 토크 센서를 사용함으로써 측정할수 있지만 축의 토크를 측정하는 센서는 고가이기 때문에 실차에 적용할 수가 없다. 터어빈 토크는 엔진 각속도와 트랜스미션 캐리어 각속도를 측정하여 (2), (3)의 비선형 관측기의 토크컨버터 계수를 이용하여 계산한다.

슬립율은 구동륜과 피동륜의 각속도를 측정하여 추정할 수 있다. ABS가 장착된 차량의 훨 각속도 센서를 이용하면 고속 주행시 오차 0.01% 미만의 정확성을 얻을 수 있으므로 고속 주행시 피동륜의 슬립율이 0.0003 이하면, 피동륜의 각속도를 정확히 측정할 수 있다. 피동륜에 슬립이 없다고 보면, 피동륜의 각속도에 훨반지름

을 곱한 값을 차속으로 가정하여 슬립율을 다음 식과 같이 추정한다. 여기서, r_r 은 후륜 즉, 구동륜의 반경(wheel effective radius)이며 w_r 은 후륜 각속도를 나타낸다.

	구동시	제동시
실제 슬립율	$\lambda = 1 - \frac{v}{r_r w_r}$	$\lambda = \frac{r_r w_r}{v} - 1$
추정치	$\hat{\lambda} = 1 - \frac{r_{fo} w_{f,m}}{r_{ro} w_{r,m}}$	$\hat{\lambda} = \frac{r_{ro} w_{r,m}}{r_{fo} w_{f,m}} - 1$

r_{fo} 는 전륜의 평균 반지름, r_{ro} 는 후륜의 평균 반지름이며 정지상태의 측정치를 이용한다. $w_{f,m}$ 은 전륜 각속도의 측정치, $w_{r,m}$ 은 후륜 각속도의 측정치를 각각 나타낸다.

2. Filtered regressor 방법

노면과 타이어 사이의 마찰계수를 추정하기 위한 observer/filtered regressor based identifier는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\frac{d\hat{x}_1}{dt} &= -\frac{R_d}{I_{cr}}\hat{x}_2 + \frac{1}{J_{cr}R_i}\xi(y) + k_1(y_1 - \hat{y}_1) \\ \frac{d\hat{x}_2}{dt} &= K R_d \hat{x}_1 - K y_2 + k_2(y_1 - \hat{y}_1) \\ \frac{dW}{dt} &= (A - LC_2)W + w^T(t, u, y) \\ \frac{dW_1}{dt} &= (A - LC_2)W_1 + Ly_2 + \frac{1}{I_w}\hat{x}_2 \\ \hat{x}_3 &= W \hat{\theta} + W_1 \\ \frac{d\hat{\theta}}{dt} &= kW^T C_2^T (y_2 - \hat{y}_2)\end{aligned}\quad (10)$$

여기서, $w^T(t, u, y) = -\frac{r}{J_w} 2F_{xo}(F_z, \lambda)$, $A = 0$, $C_2 = 1$ 이고 $\hat{y}_1 = \hat{x}_1$, $\hat{y}_2 = \hat{x}_3$ 이다. 위의 방법과 마찬가지로 훨 각속도와 구동축 토크는 좌우의 평균치를 나타낸다. k 값은 $|k| < 1.0$ 의 범위 내에서 결정 되어야 하며 L 은 계인 값으로서 값이 클수록 빠른 수렴속도를 갖는다.

비대칭 노면의 경우는 구동축의 토크 관측기 식과 마찰계수 추정식을 좌우 각각 적용하여 마찰계수를 추정할 수 있다.

3. Filtered regressor 방법의 안정도 판별

이 방법의 안정도는 Lyapunov 안정도 판별법에 의해 설명될 수 있다. 상태변수 x_3 는 필터를 거친 상태변수로 바꾸어 나타낼 수 있다.

$$x_3 = W\theta + W_o + e^{(A-LC_2)t}[x_3(0) - W(0)\theta - W_o(0)] \quad (11)$$

여기서, W_o 는 다음과 같다.

$$\frac{dW_o}{dt} = (A - LC_2)W_o + Ly_2 + \frac{1}{I_w}x_2 \quad (12)$$

다음과 같이 $e = x - \hat{x}$ 정의하면, 오차동역학은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\dot{e}_1 &= -\frac{R_d}{I_{cr}}e_2 - k_1 e_1 \quad \dot{e}_2 = K R_d e_1 - k_2 e_1 \\ \dot{e}_3 &= \frac{1}{I_w}e_2 - kW^T C_2^T e_3 \\ &\quad + [(A - LC_2)W - w^T(t, u, y)]e_\theta + (A - LC_2)e_W\end{aligned}\quad (13)$$

$$+ (A - LC_2) e^{(A - LC_2)t} [x(0) - W(0)\theta - W_o(0)]$$

여기서, $e_w = W_o - W_1$ 이고 관측기 개인 k_1, k_2 는 \dot{e}_1, \dot{e}_2 에서 안정한 과도 응답 특성을 갖도록 결정한다. 오차 e_3 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{e}_3 = We_\theta + e_w + e^{(A - LC_2)t} [x_3(0) - W(0)\theta - W_o(0)]$$

e_w, e_θ 의 동역학은 다음과 같다.

$$\dot{e}_w = -Le_w + \frac{1}{J_w} e_2 \quad \dot{e}_\theta = -kW^T C_2^T e_3 \quad (14)$$

Lyapunov function candidate를 다음과 같이 정의하면,

$$V(e_\theta, e_w) = e_\theta^T e_\theta + \frac{kC_2}{2} \int_t^\infty e_w^2(\tau) d\tau \quad (15)$$

k_1, k_2 값을 알맞게 정한 경우, e_1, e_2 는 지수함수적으로 0으로 수렴하며 e_w 또한 0으로 수렴하게 된다. 그러므로 (12)의 적분은 시간에 무한대로 증가함에 따라 수렴하게 되며 결과적으로 e_w 는 0으로 수렴한다는 결론을 얻을 수 있다. $V(\cdot, \cdot)$ 를 미분하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= 2e_\theta^T \dot{e}_\theta - \frac{kC_2}{2} e_w^2 \\ &= -2kC_2 W e_\theta^T e_\theta - 2kC_2 W e_\theta e_w - \frac{kC_2}{2} e_w^2 \\ &\quad - 2kC_2 W e_\theta e^{(A - LC_2)t} [x_3(0) - W(0)\theta - W_o(0)] \\ &= -2kC_2 (We_\theta + \frac{e_w}{2})^2 \\ &\quad - 2kC_2 W e_\theta e^{(A - LC_2)t} [x_3(0) - W(0)\theta - W_o(0)] \end{aligned} \quad (16)$$

결론적으로 e_w 는 시간이 0에서 무한대로 변함에 따라 점근적으로 수렴하기 때문에, 0보다 큰 T 에 대하여 $t \geq T$ 이고, $|e_3|$ 이 큰 값을 갖으면 $\dot{V} < 0$ 이다. 그리고 충분히 큰 T 에 대해서 $t \geq T$ 이면, $\dot{V} < 0$ 이고, $t \geq T$ 이면 $0 \leq V(t) \leq V(T)$ 이므로, $e_\theta \in L_\infty$ 즉, $|e_\theta|$ 는 한정된 값을 갖는다. 또, V 는 양수이며, $t \geq T$ 이면 단조롭게 감소하는 함수이고 극한값 $V(\infty)$ 이 정의된다. 다음과 같이 양수 a_1, τ_1 이 존재하면,

$$\dot{V} \leq -2kC_2 e_3^2 + a_1 e^{-\tau_1 t}$$

즉,

$$\begin{aligned} \infty &> -\frac{1}{2kC_2} \int_T^\infty \dot{V} dt + \frac{a_1}{2kC_2} \int_T^\infty e^{-\tau_1 t} dt \\ &\geq \int_0^\infty e_3^2 dt \end{aligned}$$

이므로 $e_3 \in L_2$ 이다. e_2, e_θ, e_w 의 한정된 값을 있으므로 \dot{e}_3 도 한정된 값을 갖고, 그러므로 e_3 는 시간이 무한대로 증가함에 따라 0으로 수렴한다. regressor w 가 충분한 richness condition을 만족한다면, 추정 계수 θ 가 실제 값 θ 로 수렴한다.

IV. 시뮬레이션 결과

제안된 마찰계수 방법들의 성능을 시험하기 위해서 전체 차량 모델에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 실차에 가까운 시뮬레이션이 되도록 각속도 센서 특성, 차량 계수 오차, 노면 입력에 따른 현가장치 모델을 고려하였다.

각속도 센서는 전륜 및 후륜의 각속도, 엔진 및 트랜스미션 캐리어의 각속도를 측정한다. 고려한 센서는 magnetic pickup 센서로서 축이 한바퀴 돌때마다 20개의 펄스 신호를 내보내며, 샘플링 주기 동안 펄스신호 갯수를 측정하여 차속을 추정한다. 그럼 3은 각속도센서의 샘플링 주기가 30msec인 경우, 실제 휠 각속도와 센서에서 측정한 결과를 나타낸다.

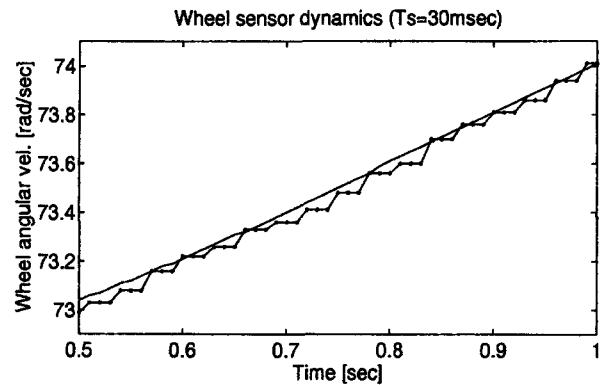


그림 3. 실제 휠의 각속도와 센서를 통해 측정된 값의 비교(— : Actual — · — : Measured).

Fig. 3. A comparison of the actual and the measured wheel speeds.

그림 4는 구동축 토크의 추정 결과를 나타낸다. 실제 토크는 전체 차량모델에서 구한 값이고, 추정치는 센서를 통해 측정한 휠 각속도, 캐리어 각속도, 엔진 각속도를 이용하여 관측기를 통해 계산된 값이다. 그림에서 보는 바와 같이 구동축 토크의 추정치는 계수 오차, 센서 특성, 노면입력에 대해서도 아주 정확한 결과를 갖는다. 좌우의 구동축 토크를 각각 추정한 경우도 거의 유사한 결과를 보인다.

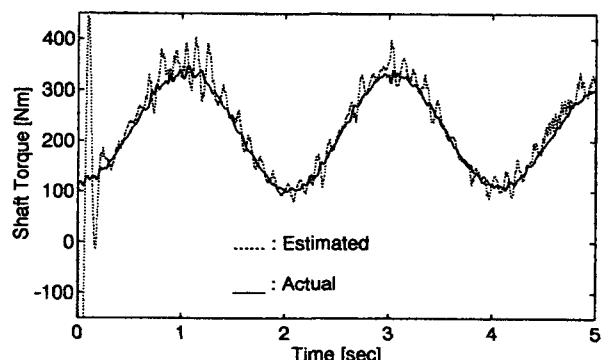


그림 4. 추정된 구동축 토크와 실제 구동축 토크.

Fig. 4. Estimated and actual shaft torque (Parametric errors: 10 percent error in K , 5 to 15 percent error in c_i 's, 15 percent error in $I_{cr,i}$ and 8 percent error in I_w).

그림 5는 실제 슬립율과 3.1에서 언급한 슬립율의 추정치를 비교하고 있다. 추정치는 각 휠 반경의 평균값과 각속도 측정치를 이용하여 구하며 현가장치 동역학과 휠

각속도의 측정오차에 의한 고주파 성분의 오차를 갖지만 실제값에 가까운 경향을 보인다.

그림 6은 구동축 토크 관측기를 기반으로 한 노면과 타이어의 마찰계수의 추정 결과를 나타낸다. 마찰계수가 0.9에서 0.4로 급격하게 변하는 경우에 대하여 시뮬레이션하였으며, 실제 주행상황에 비슷한 결과를 얻기위해서 여러 조건들을 고려한 경우의 추정 결과이다. 휠 관성, 캐리어 관성, 토크 컨버터 계수, 구동축의 강성에 5~10%의 계수오차를 고려하였고, 슬립율은 피동률의 각속도를 이용했고 각속도 센서의 영향과 위에서 보인 노면 입력에 대한현가장치 효과를 고려하였다. 두 방법 모두 초기 오차는 빠른 시간내에 감소하며, 마찰계수가 변한 후 300msec 내에 실제값과 오차 10%이내의 값으로 수렴하였다.

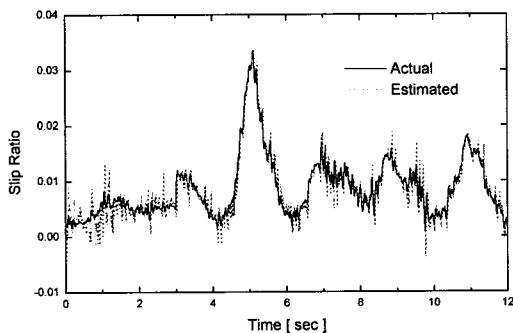


그림 5. 슬립율의 추정 결과.

Fig. 5. Actual and estimated slip ratios.

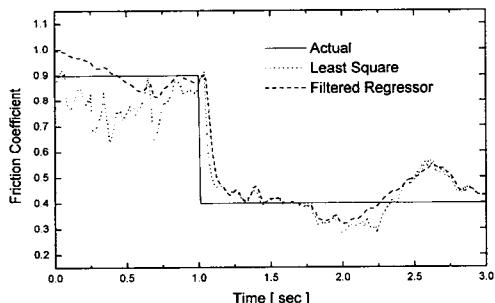


그림 6. 타이어-노면 마찰계수 추정 결과. (계수 오차, 측정 오차, 노면입력 등을 고려)

Fig. 6. Tire-road friction estimation results. (With the parametric errors, the measurement errors and the road disturbances)

최소 자승법의 경우 추정치가 더 큰 진동성분을 갖는다. 이러한 진동성분은 계수오차, 측정오차, 현가장치 효과에 의해 발생하며 진동성분의 크기는 Forgetting factor 값을 어느 정도 크게 하거나 필터(Low-pass Filter)를 사용하여 줄일 수 있다.

Filtered regressor 방법은 1초 이내에 수렴하며 외란에 의한 영향도 적다. 즉, Filtered Regressor 방법은 추정 방법 내에 필터의 기능을 포함하기 때문에 차량계수에 따라 L 과 k 값을 적절히 조정하면 좋은 결과를 얻을 수 있다. 위의 결과와 같이 1초 이내에 실제의 마찰계수값에 수렴하므로, 차간 거리 경보 시스템에 적용하

는데 있어서 만족할만한 결과로 볼 수 있다.

실제의 노면조건이 그림 2의 (1)번 곡선에서 (3)번 곡선으로 변하는 경우에 대하여 정확한 마찰계수의 값을 추정하기 위해선 형상계수 α 값을 다음과 같이 적정한 시간지연(Time delay : τ_a)을 주고 추정하는 것이 필요하다.

$$\frac{d\hat{\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\tau_a} \hat{\alpha} + \frac{1}{\tau_a} \left(\frac{\hat{\mu}}{\mu_o} \alpha_o \right)$$

여기서, $\hat{\mu}$ 는 마찰계수 추정치, μ_o 와 α_o 는 각각 노면조건이 변하기 전 즉, 기준노면의 마찰계수와 형상계수를 나타낸다. 본 연구에서는 그림 2의 (1)번 곡선을 기준노면으로 정하였다. 위와 같이 추정한 $\hat{\alpha}$ 값을 이용하여 실제의 슬립율-구동력 관계가 그림 2의 (1)번 곡선에서 (3)번 곡선으로 변화하는 경우의 마찰계수를 추정한 결과는 다음의 그림 7과 같다.

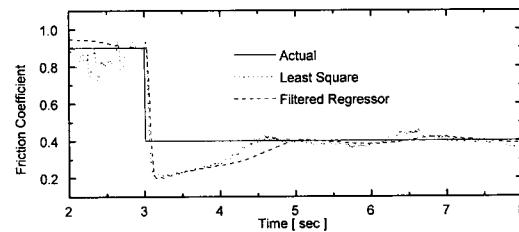


그림 7. 형상계수가 변화하는 조건에서의 타이어-노면 마찰계수 추정 결과.

Fig. 7. Tire-road friction estimation results With various road conditions.

$\hat{\alpha}$ 을 고려하지 않게 되면, 그림 6에서 마찰계수가 변한 시점에서의 추정치인 0.2 즉, 잘못된 값에서 수렴하게 되지만 $\hat{\alpha}$ 을 고려하게 되면 이 값이 실제 α 값에 수렴하는 시간의 영향으로 2초 정도후에 실제값에 수렴하게 된다. 위의 그림 6에 비해 1초정도 늦은 수렴 속도를 갖는다. 이 경우, 슬립율과 구동력의 관계는 그림 8과 같은 관계를 갖는다. 이 그림에서 추정치에 해당하는 구동력은 마찰계수 추정 방법에 사용되는 F_{x0} 에 추정한 마찰계수 값을 곱한 값이다.

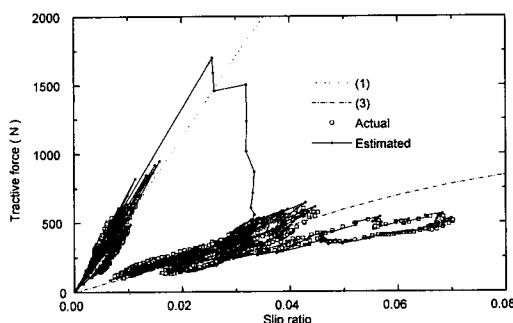


그림 8. 형상계수가 변화하는 조건에서의 추정된 구동력과 슬립율 관계.

Fig. 8. Slip ratio-tractive force characteristics with various road conditions.

실제 슬립율-구동력 관계는 노면입력에 따른 현가장치 영향, 계수 오차, 센서의 영향등에 의해 실제 값인 (1)번 곡선과 (3)번 곡선 근처에서 약간의 오차를 갖게 된다. 추정치는 (1)번 곡선에서 마찰계수가 변할 때 큰 구동력 값을 가게 되면서 오차가 발생하지만 다시 실제 값에 가까운 결과를 보이게 된다.

좌우의 노면조건이 다른 경우는 좌우 구동률의 마찰계수를 각각 추정해야 한다. 구동축 토크 관측기와 마찰계수 추정식을 좌우의 구동률에 대하여 각각 적용하여 다음과 같이 좌측은 마찰계수가 0.9로 일정하고, 우측은 마찰계수가 0.9에서 0.4로 급격하게 변화하는 경우에 대하여 시뮬레이션 하였다. 마찰계수추정 결과는 다음의 그림 9와 같다. 좌우의 마찰계수가 같은 경우에 비하여 마찰계수가 변한 후의 정상상태에서의 오차가 어느정도 크게 발생하게되나 10%이내의 오차범위를 보이고 있으므로 본 연구에서의 마찰계수 추정 성능을 만족한다. 오차의 원인은 좌우의 노면입력이 다르기 때문에 좌우의 휠의 각속도가 달라지고 타이어에 작용하는 수직방향의 힘이 작용하기 때문이다.

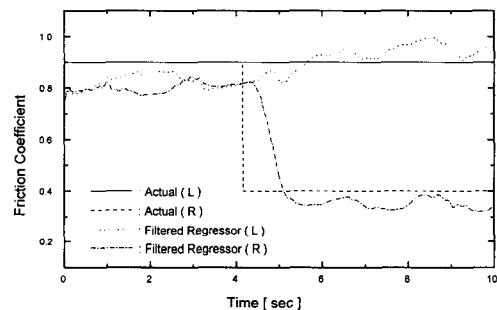


그림 9. 비대칭 노면에서의 타이어-노면 마찰계수 추정 결과.

Fig. 9. Tire-road friction estimation results with split road condition.

V. 결론

엔진의 각속도, 트랜스미션의 캐리어 각속도, 구동률 및 피동률의 각속도만을 측정하여 타이어-노면의 마찰계수를 추정하는 방법을 제안하였다. 관측기를 기반으로 한 두가지의 마찰계수 규명방법은 현재 실차에 장착되고 있는 RPM센서만을 이용함으로써 만족할만한 결과를 얻는 것이 가능하다. 즉, 초기의 관측 에러를 빠른 시간내에 감소시킬 수 있으며, 모델링오차와 차량 파라미터오차에 대해서 견실성을 갖는다. 또한 눈길이나 빙판길과 같이 슬립율과 구동력의 관계 곡선이 변하는 경우에도 형상계수를 추정하여 마찰계수를 추정하는 방법을 제안하였다. 좌우의 노면조건이 다른 경우도 10%이내의 오차범위 이내에서 실제 마찰계수 값에 수렴하는 추정 성능을 보인다.

차량의 거리 경보/충돌 회피 시스템은 선행차량과의 상대속도와 거리를 측정하여 차량의 제동성능을 고려하

여 안전거리를 산출하여 측정된 상대거리에 따라 경보를 하거나 브레이크 입력을 준다. 제안한 방법을 이용하여 실시간으로 노면과 타이어간의 마찰계수를 추정하게 되면 안전거리를 노면조건에 알맞도록 보정하여 안전성을 높일 수 있게된다. 각속도 센서만을 이용한 타이어-노면 마찰계수 추정 방법은 차량의 거리 경보/충돌 회피 시스템의 요소기술로서의 효과적으로 활용될 수 있다.

참고문헌

- [1] I. Kakeyama and T. Katayama, "A study of anti-lock braking systems with μ estimation," *Proc. of AVEC'96, Int. Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 695-703, 1996.
- [2] W. R. Pasterkamp and H. B. Pacejka, "The tyre as a sensor to estimate friction," *Proc. of AVEC'96, Int. Symposium on Advanced Vehicle control*, pp. 839-853, 1996.
- [3] U. Eichhorn and J. Roth, "Prediction and monitoring of tyre/road friction," *Proc. FISITA*, London, pp. 67-74, 1992.
- [4] T. Dieckmann, "Assessment of road grip by way of measured wheel variables," *Proc. FISITA*, London, pp. 75-81, 1992.
- [5] C. Liu and H. Peng, "Tire-road friction estimation for the CAPC system," *DSC-Vol. 56/DE-vol. 86, Advanced Automotive Technologies, ASME*, pp. 71-77, 1995.
- [6] U. Kiencke and A. Dai β , "Estimation of tyre friction for enhanced ABS-systems," *Proc. of AVEC'94, Int. Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 515-520, 1994.
- [7] F. Gustafsson, "Estimation and change detection of tire-road friction using the wheel slip," *Invited and submitted to IEEE Control Systems*, 1997.
- [8] K. Hedrick et al., *Advanced Powertrain Control: Algorithm Adaptation and Imbedded Model development*, UCBVDL Report, 1991.
- [9] E. Bakker, H. B. Pacejka and L. Linder, "A new tire model with an application in vehicle dynamics studies," *SAE Trans., J. of Passenger Cars*, vol. 98, SAE Paper no. 890087, 1989.
- [10] K. Yi, "Vehicle parameter identification for active and semi-active suspension control," *Trans. of the KSME*, vol. 19, no. 10, pp. 2505-2513, 1995.
- [11] K. Yi and J. K. Hedrick, "Observer based identification of nonlinear system parameters," *Trans. of ASME, Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 117, no. 3, pp. 175-182, 1995.

**정태영**

1996년 국민대 기계공학과 졸업(공학사). 1998년 한양대 자동차공학과 대학원 졸업(공학석사). 1998년-현재 한양대학교 자동차공학과 박사과정.

**이경수**

1985년 서울대 기계공학과 졸업(공학사). 1987년 서울대 기계설계학과 대학원 졸업(공학석사). 1992년 UC Berkeley 기계공학과 졸업(공학박사). 1993년-현재 한양대 기계공학부 조교수. 관심분야는 제어이론, 제어응용, 비선형제어기법, 적응제어, 자동차제어.

송철기

1986년 서울대 기계공학과 졸업(공학사). 1988년 서울대 기계설계학과 대학원 졸업(공학석사). 1996년 서울대 기계설계학과 대학원 졸업(공학박사). 1988년-현재 대우중공업 근무. 1989년-현재 기아자동차 근무. 1998년-현재 경상대학교 기계설계학과 조교수.