

## 브레이크 게인 적응기법을 이용한 종방향 타이어 힘의 실시간 추정

이 찬 규<sup>1)</sup> · 이 경 수<sup>\*2)</sup> · Karl Hedrick<sup>3)</sup>

한양대학교 자동차공학과<sup>1)</sup> · 한양대학교 기계공학부<sup>2)</sup> · University of California at Berkeley<sup>3)</sup>

## Tractive Force Estimation in Real-time Using Brake Gain Adaptation

Chankyu Lee<sup>1)</sup> · Kyongsu Yi<sup>\*2)</sup> · Karl Hedrick<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

<sup>\*2)</sup>School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

<sup>3)</sup>Department of Mechanical Engineering, University of California at Berkeley

(Received 28 November 2002 / Accepted 18 December 2003)

**Abstract** : This paper includes real-time tractive force estimation method using standard vehicle sensors such as wheel speed, brake pressure, throttle position, engine speed, and transmission carrier speed sensor. Engine map, torque converter lookup table, shaft torque observer, and brake gain adaptation method are used to estimate the tractive force. To verify this estimator, measurement which uses strain-based brake torque sensor and estimation results are presented. All results was performed using a real vehicle in a real-time.

**Keywords** : Least square method(최소자승법), Tractive force(종방향 타이어 힘), Real-time (실시간) Friction coefficient(마찰계수), Active Safety(능동안전)

### Nomenclature

$K_B$  : brake gain,  $m^3$

$F_t$  : tractive force, N

$F_d$  : drag force, N

$F_r$  : rolling resistance, N

$T_B$  : brake torque, Nm

$P_w$  : wheel caliper pressure, Pa

$J$  : inertia,  $kgm^2$

$r$  : tire radius, m

$m$  : vehicle mass, kg

$\omega$  : wheel speed, rad/s

w : wheel

cr : transmission carrier

### 1. 서론

1990년대 이후 승용 차량의 능동 안전에 관심을 가진 이후, 최근에는 자동주행 차량의 안전도를 향상시키기 위한 많은 노력이 진행되고 있다. 이런 의미에서 노면과 타이어간의 마찰력에 의해 타이어에 작용하는 힘을 추정하는 것은 차량 시뮬레이션, 차량 제어 및 안전도 향상에 중요한 의미를 가진다. 그러나 타이어와 노면의 마찰계수는 노면 상태 및 타이어 종류와 상태에 따라서 다른 값을 가지게 되므로 타이어에 작용하는 힘을 실시간으로 추정하는 것은 매우 어렵다. 그럼에도 불구하고 타이어에 작용하는 힘의 중요성으로 인해서 많은 사람들이 다

### Subscripts

ij : i(1:front, 2:rear), j(1:left, 2:right)

\*To whom correspondence should be addressed.  
kyongsu@hanyang.ac.kr

양한 방법으로 그것을 추정하고자 시도해 왔다. 잘 알려진 바와 같이 Bakker<sup>1)</sup>가 실험을 기반으로 하여 몇 가지 노면 환경에 따른 수학적 모델을 제시하였다. 이 방법은 슬립에 따른 타이어 힘의 변화를 알 수 있으며 Yi<sup>4)</sup>가 또한 이 방법을 사용하였다. Ray,<sup>5)</sup> Dieckmann,<sup>10)</sup> Eichhorn,<sup>11)</sup> Kiencke<sup>12)</sup> 등도 타이어의 물리적 모델에 기초한 해석적 방법을 이용하여 타이어 힘을 구하고자 시도하였다. Germann,<sup>9)</sup> Hong,<sup>3)</sup> Alvarez,<sup>6)</sup> Miller,<sup>8)</sup> Hwang<sup>13)</sup> 등은 많은 가정을 통해 단순화한 차량 및 타이어 모델로부터 그것을 얻고자 하였다. 그러나 이러한 타이어 모델을 기반으로 하거나, 특정 환경에 적용하기 위한 방법들은 실제의 주행에서 일어나는 타이어 힘과 많은 오차를 수반하게 되므로 Muller<sup>2)</sup>가 브레이킹 상황에서 브레이크 토크 센서를 이용하여 정확한 값을 얻고자 하였다. 앞에서 살펴 본 바와 같이, 많은 방법들이 다양한 주행 환경을 고려하기에는 한계가 있으며, 또한 감속 또는 가속 등의 일반 주행 환경에서 타이어 힘을 실시간으로 추정하는 데에도 한계를 가지고 있다. 이를 극복하기 위해서 실험적 방법 또는 특수한 센서를 사용하였으나, 이를 일반적인 승용 차량에 적용하기에는 무리가 따른다. 따라서 본 연구에서는 일반적인 차량 센서를 이용하여 감가속 등의 일반적 주행 환경에 적용할 수 있는 실시간 타이어 힘 추정기를 설계하였다. 또한 브레이킹 상황에서 브레이크 토크를 정확하게 알기 위해서 브레이크 게인 추정기를 적용하였다. 브레이크 토크 센서 및 가속도 센서를 이용하여 측정된 값과 추정된 값을 비교함으로써 추정기의 성능을 확인하였다.

## 2. 브레이크 게인( $K_B$ ) 추정

### 2.1 브레이크 모델 및 브레이크 게인 추정의 필요성

유압 브레이크 시스템의 경우 마스터 실린더에서 생성된 브레이크 압력은 브레이크 라인을 통해 각각의 휠 캘리퍼에 힘이 작용하게 된다. 휠 캘리퍼에 작용하는 브레이크 압력에 따라 발생하는 브레이크 토크는 식 (1)과 같은 선형적인 관계를 이용하여 계산할 수 있다.

$$T_B = K_B \cdot (P_w - P_{po}) \quad (1)$$

$P_{po}$ 는 push-out 압력으로서 캘리퍼의 간극을 유지하는 리턴 스프링의 힘을 극복하는데 필요한 압력이다. Fig. 1은 strain-based 브레이크 토크 센서를 이용하여 캘리퍼 압력과 브레이크 토크와의 관계를 나타낸 것으로 식 (1)의 특징을 잘 타내는 것을 볼 수 있다. 캘리퍼 압력이 0.5 MPa 이상일 때 브레이크 토크가 발생되는 것으로 보아, push-out 압력이 0.5MPa이다.

그러나 브레이크 게인은 열, 물 그리고 브레이크 패드 마모 등의 환경에 의해 일반 주행 상황이라 할지라도 50% 이상 변하기도 한다. Fig. 2는 5MPa 이상의 브레이크 압력을 계속 가할 때, 브레이크 패드의 온도 상승으로 인해 브레이크 게인이 줄어드는 현상을 나타낸 것이다. 이러한 현상은 잦은 브레이킹 후 더 잘 나타나게 되는데, 일반 주행 시 약 0.0004m<sup>3</sup>에서 잦은 브레이킹 후 Fig. 3에서 보는 바와 같이 약 0.00025m<sup>3</sup>까지 줄어들게 된다.

$$J_w \dot{\omega} = -T_B - r \cdot F_t \quad (2)$$

식 (2)는 전륜의 운동방정식을 나타낸 것으로, 브

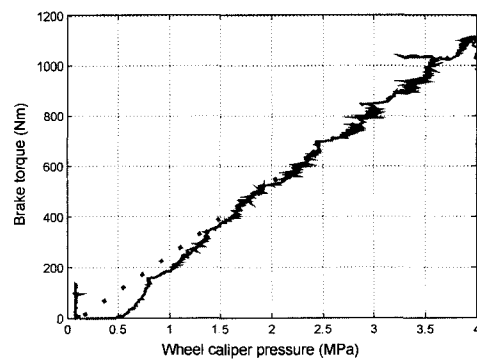


Fig. 1 Brake torque vs. wheel caliper pressure

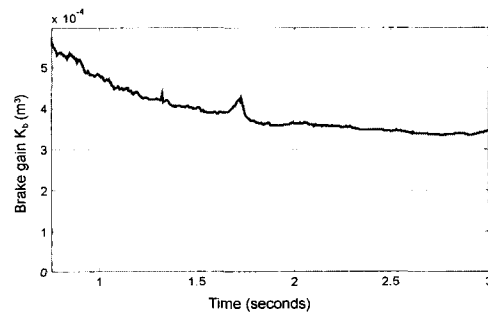


Fig. 2 Brake gain change

레이크 토크가 휠의 운동방정식에 영향을 미치게 되므로, 정확한 타이어 힘을 추정하기 위해서 식 (1)을 기반으로 하여 브레이크 토크를 구해야 한다. 따라서 실시간으로 브레이크 계인을 추정함으로써, 보다 정확한 브레이크 토크를 얻을 수 있다.

### 2.2 추정 기법

뒷바퀴는 엔진의 영향에 따라 사프트 토크가 발생되므로, 토크 외란이 적은 앞바퀴 각각의 휠의 운동방정식을 고려하여 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다. 이 식은 구름저항과 공기저항을 고려하여 식 (4)와 같은 이산화된 방정식으로 바꿀 수 있다.

$$(J_w + r^2 m/4) \dot{\omega} = -T_B - rF_r - rF_d \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & - \left( J_w + \frac{r^2 m}{4} \right) \cdot \frac{\omega(k+1) + \hat{\omega}(k)}{t_s} \\ & - rC_d v(k) - rF_r = \hat{K}_B \{ P_w(k) - P_{p0} \} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\hat{X}(k) = \hat{\theta} \cdot \phi(k) \quad (5)$$

$$\hat{\theta}(k+1) = \hat{\theta}(k) + \frac{F(k)\phi(k)[y(k+1) - \hat{\theta}(k)^T \phi(k)]}{\lambda + \phi(k)^T F(k)\phi(k)} \quad (6)$$

$$F(k+1) = \frac{1}{\lambda} \left[ F(k) - \frac{F(k)\phi^T(k)\phi(k)F(k)}{\lambda + \phi^T(k)F(k)\phi(k)} \right] \quad (7)$$

$$\lambda(k) = \lambda_0 \left( 1 - \frac{\|F(k)\|}{k_0} \right) \quad (8)$$

휠의 운동방정식과 브레이크 압력을 고려하면 식 (5), (6), (7)과 같은, forgetting factor를 갖는 최소자승법을 이용하여 실시간으로 브레이크 계인을 추정할 수 있다. 그러나 브레이크 계인은 주행 환경에 따라서 변하므로, 식 (8)과 같은 Bounded-Gain Forgetting을 이용하여 추종 성능을 높이고자 하였다. Fig. 3은 브레이크 계인의 추정 성능을 검증하기 위하여 브레이크 토크 센서를 이용한 방법과 추정기의 결과를 비교한 것으로 추정기가 측정된 값을 잘 추정하는 것을 볼 수 있다. 측정된 값은 브레이크 토크 센서를 이용한 것으로 휠의 회전에 따른 외란을 포함하고 있다. 초기에 브레이크 계인이 변하는 현상은 측정된 브레이크 토크가 실제 브레이크가 낼 수 있는 토크가 아니라, 타이어와 노면 사이에 작용하는 마찰력에 의해 간접적으로 측정했으므로 약간의 시간 지연 및 과도 현상이 있기 때문이다.<sup>14)</sup> 이러한 현상은 Fig. 1과 Fig. 4에서 보는 바와 같이 브레이크 압

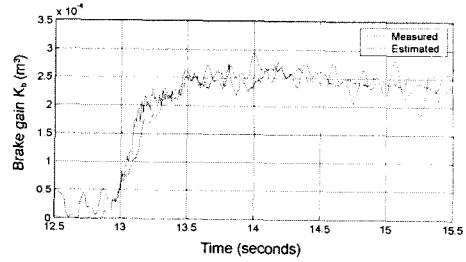


Fig. 3 Brake gain estimation result

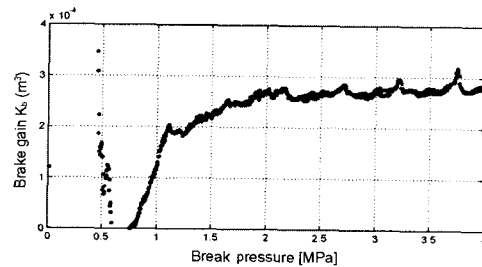


Fig. 4 Brake gain change depending on brake pressure

력이 1.5MPa 이하일 때 브레이크 계인이 브레이크 압력에 따라 1차 시스템의 응답 특성을 갖는 것을 확인할 수 있다.

## 3. 타이어 힘 추정(Tractive Force Estimation)

### 3. 1 추정기의 구조

보통의 주행 상황은 감가속을 포함하므로 실시간으로 타이어 힘을 추정하기 위해서는 브레이크 계인 및 구동축의 토크 정보가 필요하다. Fig. 5는 일반

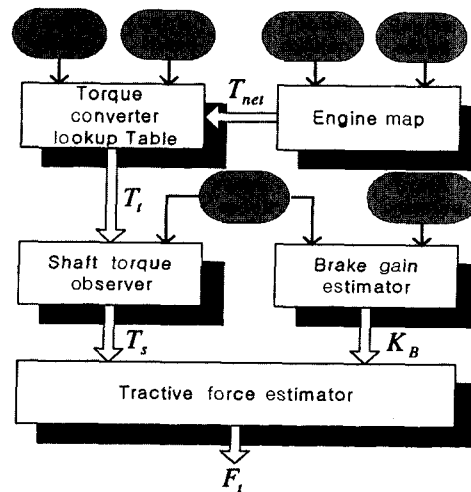


Fig. 5 Schematic of tractive force estimator

적인 차량 센서를 사용하는 타이어 힘 추정기를 나타낸 것으로 엔진 및 토크 컨버터 모델을 포함한다.

각각의 휠의 운동방정식을 식 (9)와 (10)의 이산화된 형태로 나타낼 수 있으며 이 때, 식 (11)의 관측기를 사용하여 타이어 힘을 추정할 수 있다.  $t_s$ ,  $r_{ij}$ ,  $P_{wij}$ 는 각각 샘플링 타임, 타이어 반경, 구동축 토크, 브레이크 압력이다.

$$\begin{bmatrix} F_{11}(k+1) \\ F_{12}(k+1) \\ F_{21}(k+1) \\ F_{22}(k+1) \\ \omega_1(k+1) \\ \omega_2(k+1) \\ \omega_{21}(k+1) \\ \omega_{22}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{r_{11}t_s}{J_{11}} & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{r_{12}t_s}{J_{12}} & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{r_{21}t_s}{J_{21}} & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{r_{22}t_s}{J_{22}} & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{11}(k) \\ F_{12}(k) \\ F_{21}(k) \\ F_{22}(k) \\ \omega_1(k) \\ \omega_2(k) \\ \omega_{21}(k) \\ \omega_{22}(k) \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{t_s}{J_{11}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{t_s}{J_{12}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{t_s}{J_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{t_s}{J_{22}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -K_B P_{w11} \\ -K_B P_{w12} \\ \frac{T_S}{2} - K_B P_{w21} \\ \frac{T_S}{2} - K_B P_{w22} \end{bmatrix}$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{11}(k) \\ F_{12}(k) \\ F_{21}(k) \\ F_{22}(k) \\ \omega_1(k) \\ \omega_2(k) \\ \omega_{21}(k) \\ \omega_{22}(k) \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\hat{x}(k+1) = A\hat{x}(k) + Bu(k) + L[y(k) - c\hat{x}(k)] \quad (11)$$

### 3.2 샤프트 토크 관측(Shaft Torque Observer) 및 터빈 토크의 계산

식 (9)에서 보는 바와 같이 타이어 힘을 추정하기

위해서는 구동축의 토크값이 필요하게 된다. 그 값을 구하기 위하여 기어비를 고려하는 트랜스미션 캐리어 및 구동축의 운동방정식을 식 (12)와 (13)의 이산화된 형태로 나타낼 수 있다. 이 방정식을 토대로 식 (11)의 형태의 관측기를 이용하여 구동축의 토크를 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \omega_{cr}(k+1) \\ T_s(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 - \frac{R_d}{J_{cr}} t_s \\ 1 + K_S R_d t_s & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{cr}(k) \\ T_s(k) \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$+ \begin{bmatrix} \frac{1}{R_d J_{cr}} t_s & 0 \\ 0 & \frac{K_S}{R_d} t_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_i(k) \\ \frac{\omega_{21}(k) + \omega_{22}(k)}{2} \end{bmatrix}$$

$$y = [1 \ 0] \begin{bmatrix} \omega_{cr}(k) \\ T_s(k) \end{bmatrix} \quad (13)$$

여기서,  $R_d$ ,  $J_{cr}$ 는 각각 감속기어비, 기어를 고려한 캐리어 관성을 나타낸다.

구동축 토크를 계산하기 위해서는 토크 컨버터의 터빈 토크가 필요하게 된다. Fig. 6은 터빈 토크를 계산하는 방법을 나타낸 것이므로 기어가 1 또는 2단일 때는 토크 컨버터 lookup 테이블을 이용하여 터빈 토크를 계산할 수 있다. 그러나 3 또는 4단일 경우 토크 컨버터의 펌프 및 터빈축이 기계적으로 연결되게 되므로 엔진 맵을 이용하여 터빈 토크를 구할 수 있다.

Fig. 8은 테스트 차량이 Fig. 7과 같이 감가속을 반복하는 속도 프로파일을 가질 때, 터빈 토크의 계산 결과와 샤프트의 토크 실시간 관측 결과를 나타낸 것이다.

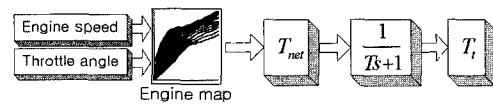
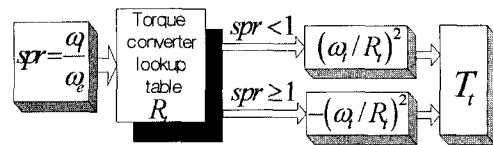


Fig. 6 Turbine torque calculation

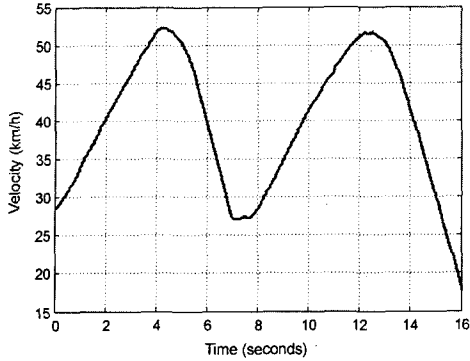


Fig. 7 Velocity change

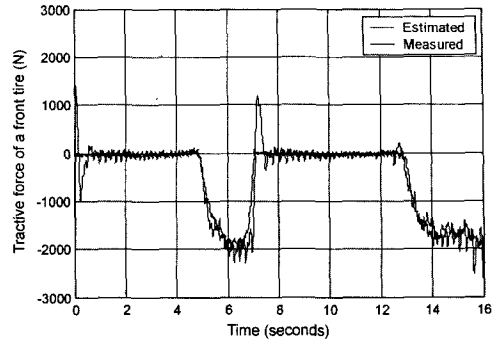


Fig. 10 Tractive force of a front tire

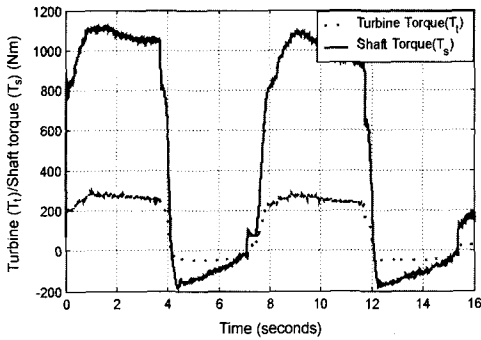


Fig. 8 Turbine and shaft torque

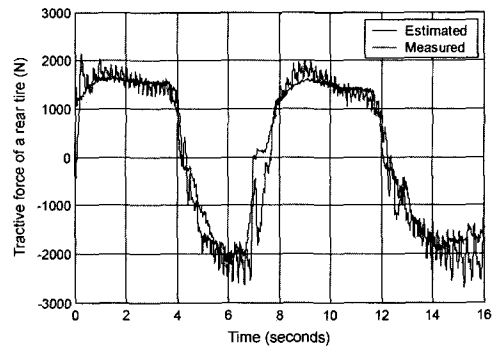


Fig. 11 Tractive force of a rear tire

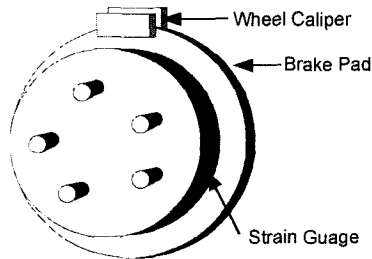


Fig. 9 Strain-based brake torque sensor

### 3.3 추정기의 성능 검증

타이어 힘 추정기를 검증하기 위하여 Fig. 9와 같이 스트레인 게이지 타입 브레이크 토크 센서를 왼쪽 앞바퀴의 브레이크 패드와 타이어 사이에 장착하였다. 타이어의 운동방정식을 고려한 식 (14), (15) 와 이 센서를 이용하여 앞바퀴에 작용하는 타이어 힘을 각각 구할 수 있다. 이 때 차량의 진행 방향의 가속도 센서( $\alpha$ ) 및 차량 운동방정식을 이용하여 식 (16)과 같이 뒷바퀴에 작용하는 타이어 힘을 각각 구할 수 있다.

$$F_{a11} = (-T_B - J_{11} \dot{\omega}_{11}) / r_{11} \quad (14)$$

$$F_{a12} = (-T_B - J_{12} \dot{\omega}_{12}) / r_{12} \quad (15)$$

$$F_{t21} = F_{t22} = [ma + F_d + F_r - (F_{a11} + F_{a12})] / 2 \quad (16)$$

테스트 차량이 Fig. 7의 속도 프로파일을 가질 때, Fig. 10과 Fig. 11은 각각 앞뒤 타이어의 종방향 타이어 힘의 추정 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 본 연구에서 제시한 타이어 힘 추종기는 가속 및 감속시에도 타이어 힘을 실시간으로 추정하는 것을 볼 수 있다.

타이어 힘을 추정함으로써 노면과의 마찰 계수를 알 수 있으며, 이를 이용해서 차량의 구동 및 제동을 제한하게 된다. 따라서 과도한 슬립을 방지함으로써 운전자의 안전도 향상을 꾀할 수 있으며 머신드라이버의 경우, 잦은 감가속을 방지함으로써 제어의 효율성을 향상시킬 수 있다. 또한 브레이크 계인을 실시간으로 추정함으로써, 열이나 습기 등의 이유로 브레이크 성능이 지나치게 떨어지는 것을 감

지할 수 있다. 이것은 현재의 브레이크 상태에 따른 브레이크 입력을 가할 수 있게 함으로써 운전자의 안전도를 향상시킬 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 일반적인 차량 센서를 이용하여 타이어 힘을 추정하였다. 추정기는 가속시에는 엔진 및 토크 컨버터 모델을 이용한 구동축 토크 관측기를 이용하였으며, 감속시에는 브레이크 게인 추정기를 추가로 적용하였다. 또한 브레이크 토크 센서를 이용하여 브레이크 게인 추정기 및 타이어 힘 추정기의 성능을 검증하였다. 본 연구를 통해 타이어 힘을 추정함으로써 향후 타이어와 노면간의 마찰 계수를 추정이 가능하며, 또한 효과적 구동력 및 제동력 제어의 기반을 마련하였다.

#### 후 기

본 연구를 지원해 주신 한양대학교 BK21 기계사업단 및 California PATH 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### References

- 1) E. Bakker, H. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with and Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE, Journal of Passenger Cars, Vol.98, 1989.
- 2) S. Muller, M. Uchanski, J. K. Hedrick, "Slip-based Tire-road Friction Estimation during Braking," Proceedings of IMECE'01, 2001.
- 3) H. J. Hong, H. Y. Jo, "Prediction of Friction between Tire and Road Using Powertrain Model," Proceedings of AVEC'98, pp.135-140, 1998.
- 4) K. S. Yi, K. Hedrick, S. Lee, "Estimation of Tire-Road Friction Using Observer Based Identifiers," Vehicle System Dynamics, Vol.31, pp.233-261, 1999.
- 5) L. R. Ray, "Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification : Simulation and Experiments," Automatica, Vol.33, pp. 1819-1833, 1997.
- 6) L. Alvarez, J. Yi, R. Horowitz, L. Olmos, "Observer based Emergency Braking Control in Automated Highway Systems," Proceedings of the ACC, 2001.
- 7) L. R. Ray, "Nonlinear State and Tire Force Estimation for Advanced Vehicle Control," IEEE Trans. Control Systems Technol., Vol.3, pp.117-124, 1995.
- 8) S. L. Miller, B. Youngberg, A. Millie, P. Schweizer, J. Gerdes, "Calculating Longitudinal Wheel Slip and Tire Parameters Using GPS Velocity," Proceedings of the ACC, 2001.
- 9) S. Germann, M. Wurtenberger, A. Dai  $\beta$ , "Monitoring of the Friction Coefficient between Tyre and Road Surface," Proceedings of IEEE Conference of Control Application, Vol.1 pp.613-618, 1994.
- 10) T. Dieckmann, "Assessment of Road Grip by Way of Measured Wheel Variables," FISITA Technical Paper, FISITA Conference(Safety, the Vehicle and the Road), Vol.2 pp.75-81, 1992.
- 11) U. Eichhorn, J. Roth, "Prediction and Monitoring of Tyre/Road Friction," FISITA Technical Paper, FISITA Conference(Safety, the vehicle and the road), Vol.2, pp.67-74, 1992.
- 12) U. Kiencke, "Relative Estimation of Adhesion Characteristic between Tyres and Road," 12th IFAC World Congress, pp.15-18, 1993.
- 13) W. Hwang, B. Song, "Road Condition Monitoring System Using Tire-Road Friction Estimation," Proceedings of AVEC2000, 2000.
- 14) BOSCH, "Driving-Safety Systems," 2nd Edition, SAE, pp.48-49, 1999.