

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0078

비선형 관측기를 이용한 차량의 타이어 횡력 감지시스템 개발

Development of Tire Lateral Force Monitoring Systems Using Nonlinear Observers

김 준 영*, 허 건 수**
Joonyoung Kim, Kunsoo Huh

ABSTRACT

Longitudinal and lateral forces acting on tires are known to be closely related to the tractability, braking characteristics, handling stability and maneuverability of ground vehicles. In this paper, in order to develop tire force monitoring systems, a monitoring model is proposed utilizing not only the vehicle dynamics but also the roll motion. Based on the monitoring model, three monitoring systems are developed to estimate the tire force acting on each tire. Two monitoring systems are designed utilizing the conventional estimation techniques such as SMO (Sliding Mode Observer) and EKF (Extended Kalman Filter). An additional monitoring system is designed based on a new SKFMEC (Scaled Kalman Filter with Model Error Compensator) technique which is developed to improve the performance of EKF method. Tire force estimation performance of the three monitoring systems is compared in the Matlab simulations where true tire force data is generated from a 14 DOF vehicle model with the combined-slip Magic Formula tire model. The real-time estimation performance is also evaluated in the HILS steering simulator which was built in our Lab. Simulation results show that the SKFMEC method gives the best performance when the driving and road conditions are perturbed.

주요기술용어 : Monitoring System(감지시스템), Vehicle Dynamics Model(차량동역학 모델), SKFMEC(모델오차 보상기와 결합된 스케일된 칼만필터), HILS

Nomenclature

a_x : Longitudinal acceleration
 a_y : Lateral acceleration

$c_{\phi f}$: Front roll damping
 $c_{\phi r}$: Rear roll damping
 e : Distance of vehicle c.g. above roll axis
 F_{xi} : Longitudinal tire force from i-th tire
 F_{yf} : Average lateral force of the front wheel
 F_{yi} : Lateral tire force from i-th tire
 F_{yr} : Average lateral force of the rear wheel
 F_{zf} : Static vertical force of the front wheel

* 회원, 한양대학교 산업과학연구소

** 회원, 한양대학교 기계공학부

F_{zi} : Vertical tire force from i-th tire	m_s : Sprung mass
F_{zr} : Static vertical force of the rear wheel	p : Roll rate
h : Height of front vehicle c.g.	r : Yaw rate
h_f : Height of front roll center	r_w : Rolling radius of the tire
h_r : Height of rear roll center	T : Drive torque
I_w : Wheel moment of inertia	t_f : Y-distance from c.g. to front tire
I_x : Vehicle moment of inertia about x-axis	t_r : Y-distance from c.g. to rear tire
I_z : Vehicle moment of inertia about z-axis	v_x : Longitudinal velocity
$k_{\phi f}$: Front roll stiffness	v_y : Lateral velocity
$k_{\phi r}$: Rear roll stiffness	δ : Steer angle of the front wheel
l_f : Distance from c.g. to front axle	ζ : Averaged lateral force / Roll angle
l_r : Distance from c.g. to rear axle	ϕ : Roll angle
m : Vehicle mass	ω : Wheel rotational speed

1. 서론

주행 중인 차량의 동적 성능은 타이어에 작용하는 힘에 의해 결정된다고 할 수 있다. 즉, 차량의 운동은 조향각과 타이어의 구동 및 제동 토크의 입력에 의해 발생되고 타이어의 슬립, 수직하중, 노면 마찰계수 등에 따라 타이어와 노면의 접촉 부위에 직진력과 횡력의 변화를 가져오며, 이에 따라 차량의 동적인 성능이 결정되게 된다. 이러한 타이어 힘에 대한 정보는 운전자에게 노면-도로 상관관계, 타이어 이상 유무 등에 대한 상태 감지를 가능하게 할 뿐만 아니라 미래의 자율주행 차량을 위한 차세대 차량 제어시스템(AVCS)을 구현하는 데 있어서도 필수적인 요소가 된다.

그런데 이러한 타이어에 작용하는 힘을 직접 센서로 측정하는 것이 결코 쉬운 일이 아니다. 아직 센서 기술의 한계도 있지만 고속 주행 중인 차량의 타이어 또한 고속 회전을 하고 있고 여러 거친 환경에 놓이게 되므로 정밀한 센서를 장착하는 문제도 그리 간단하지는 않다. 이러한 문제를 해결하기 위해 차량의 주요 변수를 간접적으로 추정하는 방법들이 적용되어 왔는데, Masmoudi와 Hedrick¹⁾은 슬라이딩 모드 관측기를 이용하여 차량의 축 토크를 추정하였고, Ray²⁾는 칼만 필터를 사용하여 타이어 힘을 추정

하였고 이 힘을 토대로 확률론적으로 노면 마찰계수를 추정하였다. 또한, 상태 변수를 추정하기 위해서 관측기를 이용한 방법이 주로 사용되어 왔는데, Huh와 Stein³⁾은 시스템 행렬을 스케일링하여 well-condition이 되도록 이득값을 결정하고, 이에 따라 외란에 강인한 관측기를 설계하였으며, Tu와 Stein^{4,5)}은 모델링 오차를 줄이기 위한 모델오차 보상을 관측기에 적용하여 강인한 성능을 갖도록 하였다.

본 논문에서는 차량 모델을 이용하여 타이어 직진력을 계산하고 이를 토대로 타이어 횡력을 추정하는 타이어 횡력 감지시스템을 설계하였다. 특히, 타이어 횡력을 추정하기 위하여 롤운동과 수직하중의 변화를 고려한 새로운 차량 감지모델을 제안하였으며, 이 모델을 토대로 기존에 발표된 SMO(Sliding Mode Observer)¹⁾ 및 EKF(Extended Kalman Filter)²⁾와 새롭게 제안하는 SKFMEC(Scaled Kalman Filter with Model Error Compensator)⁹⁾를 이용한 3가지 감지시스템을 차량시스템에 적용하여 그 성능을 비교하고자 한다.

본 논문의 구성은 2장에서 타이어 횡력 감지시스템의 설계에 대해 언급하였고, 3장에서 시뮬레이션 결과를 보여주고 있다. 4장에서는 조향 시뮬레이터를 이용한 실험 결과를 보여주고 있고, 마지막 5장에서 결론을 맺고자 한다.

2. 타이어 횡력 감지시스템 설계

본 논문에서는 타이어 횡력을 추정하기 위해서 Fig. 1과 같이 타이어 횡력 감지시스템을 구성하였다. 'Monitoring System' 블록은 EKF, SMO 및 SKFMEC를 나타내며, 이 블록에서 타이어 횡력을 추정하게 된다. 'Vehicle' 블록은 차량의 동적 특성을 나타내는 실제 플랜트 부분으로서 14자유도의 차량 모델과 노면 마찰계수의 변화를 고려할 수 있는 Magic Formula 타이어 모델⁶⁾을 포함하고 있으며, 여기서 계산된 타이어 힘을 실제값으로 사용하고 있다.

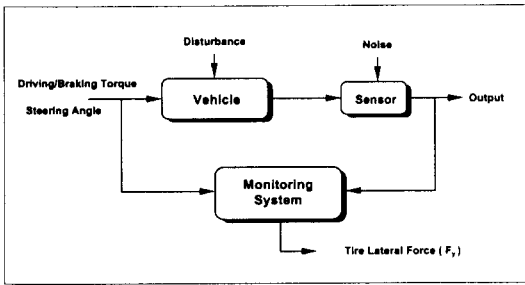


Fig. 1 Tire lateral force monitoring system

2.1 차량 감지모델

감지시스템을 설계하기 위해서는 차량 감지모델이 필요하며 감지모델을 유도하기 위해 8자유도 차량 모델을 사용하였다. 8자유도는 직진 운동, 횡 운동, 요우잉 운동, 롤링 운동 및 4바퀴의 회전 운동을 나타내며 Fig. 2와 같다.

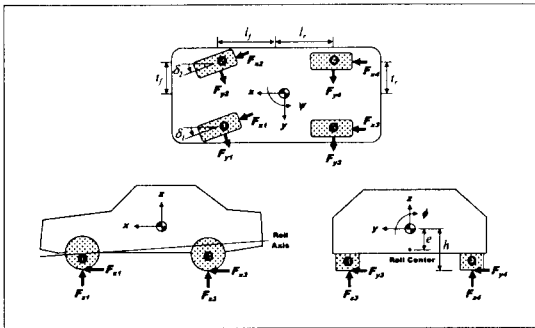


Fig. 2 8 DOF vehicle model

8자유도 차량 모델의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m(\dot{v}_x - rv_y) + m_s epr \\ \sum F_y &= m(\dot{v}_y + rv_x) - m_s e\dot{p} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\sum M_z = I_z \dot{r}$$

$$\sum M_x = I_x \dot{p} - m_s e(\dot{v}_y + rv_x - e\dot{p})$$

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_w}(T_i - F_{xi} \cdot r_w), \quad (i=1 \sim 4) \quad (2)$$

여기서 $\sum F_x$ 와 $\sum F_y$ 는 각각 x 와 y 방향의 합력이며, $\sum M_z$ 와 $\sum M_x$ 는 각각 z 와 x 방향의 모멘트의 합력을 나타내며 Appendix에 자세히 나타내었다. 또한, 변수에 대한 자세한 설명은 Nomenclature에 표기하였다.

타이어의 직진력은 구동 토크이나 제동 토크를 알 수 있다면 식 (2)의 휠 운동방정식으로 부터 쉽게 계산할 수 있는데, 본 논문에서는 구동 토크는 변속장치의 모델 등으로부터 계산 또는 추정이 가능하고 제동 토크는 제동 액추에이터의 측정된 압력으로부터 계산할 수 있다고 가정하였다. 또한, 타이어의 횡력은 입력의 변화나 외란에 의해 상당히 비선형적인 특성이 있고 좌우 횡력의 변화율도 일정치 않은 특성이 있어 추정하기 매우 까다로운 변수가 된다. 본 논문에서는 타이어의 횡력을 추정하기 위해 다음의 2가지 관계식을 제안한다.

제 1 관계식 : 타이어 횡력은 롤각에 비례한다.

$$F_{yf} = \zeta_1 \phi \quad (3)$$

$$F_{yr} = \zeta_2 \phi \quad (4)$$

제 2 관계식 : 타이어 횡력의 변화율은 수직하중의 변화율에 비례한다.

$$\frac{F_{yi}}{F_{yf}} \cong \frac{F_{zi}}{F_{zf}}, \quad (i=1:전륜내측, i=2:전륜외측) \quad (5)$$

$$\frac{F_{yi}}{F_{yr}} \cong \frac{F_{zi}}{F_{zr}}, \quad (i=3:후륜내측, i=4:후륜외측) \quad (6)$$

여기에서 F_{yf} 와 F_{yr} 은 전륜과 후륜의 평균 타이어 횡력이고, F_{yi} 는 각 바퀴의 횡력을 나타낸다. ζ_1 과 ζ_2 는 물각과 횡력의 비율을 나타내며, F_{zf} 와 F_{zr} 은 전륜과 후륜의 정적인 수직하중이고 F_{zi} 는 각 바퀴의 수직하중을 나타낸다. 위의 제 1, 2 관계식의 타당성을 검증하기 위해서 초기속도 70km/h로 주행중 10초 동안에 바퀴의 조향각을 0° 에서 4° 까지 변화한 경우를 시뮬레이션 하였고, 그 결과를 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 3은 비례상수 ζ_1 과 ζ_2 를 도시한 그림이며 시간에 따른 변화가 미소하므로 상수로 가정한 것이 어느 정도 타당하다고 볼 수 있으며, Fig. 4는 대표적으로 전륜 우측 바퀴의 횡력의 변화율과 수직하중의 변화율을 비교한 것이며 횡가속도가 0.5g 이하에서는 매우 타당하다고 볼 수 있다.

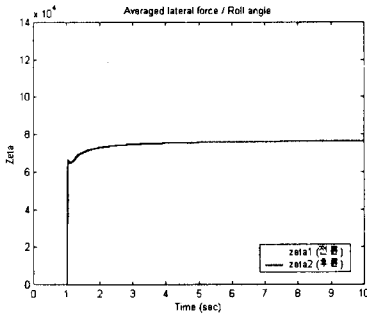


Fig. 3 Value of ζ_1 and ζ_2

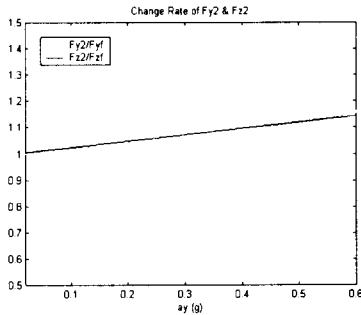


Fig. 4 F_{y2}/F_{yf} vs. F_{z2}/F_{zf}

결과적으로, 제안된 2개의 관계식을 식 (1)에

적용하면 다음과 같은 차량 감지모델을 전개할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{r} \\ \dot{\phi} \\ \dot{p} \\ \dot{F}_{yf} \\ \dot{F}_{yr} \\ \dot{\zeta}_1 \\ \dot{\zeta}_2 \end{bmatrix} = [E]^{-1} \begin{bmatrix} \sum F_x + mrv_y - m_s epr \\ \sum F_y - mrv_x \\ \sum M_z \\ p \\ \sum M_x + m_s erv_x \\ \zeta_1 p \\ \zeta_2 p \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$F_{yi} = F_{yf} \cdot \frac{F_{zi}}{F_{zf}}, \quad (i=1,2) \quad (8)$$

$$F_{yi} = F_{yr} \cdot \frac{F_{zi}}{F_{zr}}, \quad (i=3,4) \quad (9)$$

여기서 E 는 관성항을 포함한 행렬이며 Appendix에 나타내었다. 즉, 식 (7)을 이용하여 관측기를 설계하여 전륜과 후륜의 평균 타이어 횡력 F_{yf} 와 F_{yr} 을 추정된 후 식 (8)과 식 (9)의 수직하중 변화율을 이용하여 4바퀴에 작용하는 횡력을 각각 계산하게 된다.

2.2 SMO (Sliding Mode Observer)

SMO는 슬라이딩 평면의 개념을 기본으로 하여 설계된 관측기로서 플랜트의 모델오차 범위를 설정하고, 이에 따른 이득값을 설정하는 방법이다.¹⁾ 이러한 SMO는 플랜트의 파라미터 변화에 강인하며 비선형 시스템에도 쉽게 적용할 수 있다. SMO를 이용하여 타이어 횡력을 추정하기 위해 차량 감지모델 식 (7)을 적용하면 다음과 같이 전개된다.

$$\hat{v}_x = f_1(\hat{x}, t) - k_{11} \text{sgn}(\tilde{y}_1)$$

$$\hat{v}_y = f_2(\hat{x}, t) - k_{22} \text{sgn}(\tilde{y}_2)$$

$$\hat{r} = f_3(\hat{x}, t) - k_{33} \text{sgn}(\tilde{y}_3)$$

$$\hat{\phi} = f_4(\hat{x}, t)$$

$$\hat{p} = f_5(\hat{x}, t) - k_{54} \text{sgn}(\tilde{y}_4)$$

(10)

$$\hat{F}_{yf} = f_6(\hat{x}, t) - k_{61} \text{sgn}(\tilde{y}_1) - k_{62} \text{sgn}(\tilde{y}_2) - k_{63} \text{sgn}(\tilde{y}_3) - k_{64} \text{sgn}(\tilde{y}_4)$$

$$\hat{F}_{yr} = f_7(\hat{x}, t) - k_{71} \text{sgn}(\tilde{y}_1) - k_{72} \text{sgn}(\tilde{y}_2) - k_{73} \text{sgn}(\tilde{y}_3) - k_{74} \text{sgn}(\tilde{y}_4)$$

여기서 상태 변수는 $v_x, v_y, r, \phi, p, F_{yf}, F_{yr}$ 이며, 출력 변수는 v_x, v_y, r, p 로 가정하였다. 비선형 이득값 k_{ij} 를 사용하여 식 (10)으로부터 F_{yf} 와 F_{yr} 을 추정하고 식 (8)과 식 (9)를 이용하여 4바퀴에 작용하는 횡력을 계산한다.

2.3 EKF (Extended Kalman Filter)

EKF는 비선형 모델에 플랜트 섭동이나 센서 잡음이 포함된 확률적인 시스템에서 최적으로 상태 변수를 추정하는 방법이며, 미지의 입력 변수나 파라미터 등을 추정하고자 할 때는 이를 상태 변수로 변환하여 추정하는 방법이다.²⁾ EKF를 이용하여 타이어 횡력을 추정하기 위해 차량 감지 모델 식 (7)을 적용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{F}_{yf} \\ \hat{F}_{yr} \\ \hat{\zeta}_1 \\ \hat{\zeta}_2 \end{bmatrix} = f(\hat{x}, t) + K(y - \hat{y}) \tag{11}$$

$$\hat{y} = h(\hat{x}, t)$$

여기서 상태 변수는 $v_x, v_y, r, \phi, p, F_{yf}, F_{yr}, \zeta_1, \zeta_2$ 이며, 출력 변수는 a_x, a_y, r, p 이다. EKF의 이득값 K 를 사용하여 식 (11)로부터 F_{yf} 와 F_{yr} 을 추정하고 식 (8)과 식 (9)를 이용하여 4바퀴에 작용하는 횡력을 계산한다.

2.4 SKFMEC (Scaled Kalman Filter with Model Error Compensator)

플랜트가 외란이나 파라미터 변화에 의해서 섭동되었을 때 기존의 EKF의 추정성능을 개선하

기 위해 SKFMEC를 제안하였으며, 이 방법은 상태 변수의 스케일링을 통해 상호분산 값의 결정을 용이하게 하는 한편, 측정된 변수를 이용해 플랜트의 모델링 오차를 줄여 주는 보상기를 적용함으로써 외란이나 파라미터 변화에 의해 플랜트가 섭동되었을 때에도 추정성능을 향상시켜 준다. SKFMEC의 자세한 이론식은 김준영과 허건수⁹⁾에 발표되었으며, 결론적으로 스케일링과 모델오차 보상기를 EKF에 적용하는 방법이다.

SKFMEC를 이용하여 타이어 횡력을 추정하기 위해 차량 감지모델 식 (7)을 이용해 EKF를 구성한 후 스케일링하고 모델오차 보상기를 적용하면 다음과 같다.

$$[S] \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{F}_{yf} \\ \hat{F}_{yr} \\ \hat{\zeta}_1 \\ \hat{\zeta}_2 \end{bmatrix} = [S] f(\hat{x}, t) + K(y - \hat{y}) + G_p(r - \hat{r}) \tag{12}$$

$$\hat{y} = h(\hat{x}, t)$$

여기서 상태 변수는 $v_x, v_y, r, \phi, p, F_{yf}, F_{yr}, \zeta_1, \zeta_2$ 이며, 출력 변수는 a_x, a_y, r, p 이다. S 는 스케일링 행렬이고 G_p 는 모델오차 보상기의 이득벡터이다. r 은 F_{yf} 와 F_{yr} 의 보상에 사용하였고 a_y 는 F_{z1}, F_{z2} 의 보상에 사용하며 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_{z1} &= \frac{mg}{2} \left[\frac{l_r}{l} - \frac{ha_x}{gl} - \frac{k_{\phi f}}{k_{\phi f} + k_{\phi r}} \left(\frac{ha_y}{2t_{fg}} - \frac{m_s e}{2mt_f} \sin \phi \right) \right] + G_{y1}(a_y - \hat{a}_y) \\ F_{z2} &= \frac{mg}{2} \left[\frac{l_r}{l} - \frac{ha_x}{gl} + \frac{k_{\phi f}}{k_{\phi f} + k_{\phi r}} \left(\frac{ha_y}{2t_{fg}} - \frac{m_s e}{2mt_f} \sin \phi \right) \right] + G_{y2}(a_y - \hat{a}_y) \end{aligned} \tag{13}$$

여기서 수직하중의 계산은 Smith와 Starkey⁷⁾가 제안한 방법을 사용하였으며, 이득벡터 G_p 와 이득값 G_{y1}, G_{y2} 는 튜닝에 의해 설정하였다. 스케일링에 의해 오차 상호분산 P 의 초기치와 잡음 상호분산 Q 값의 설정이 용이해졌으며, 본 논문에서

는 모든 상태 변수의 크기를 1단위로 스케일링 하였다.

3. 시뮬레이션 결과

3.1 플랜트 섭동시 추정성능

SKFMEC의 추정성능을 비교, 검토하기 위하여 제동과 조향이 동시에 이루어지면서 노면 마찰계수가 변하는 경우에 대하여 시뮬레이션하였으며, 특히 플랜트 섭동시의 영향을 살펴보기 위해 차량의 질량을 증가시켰다. 초기속도 70 km/h에서 조향각을 1°에서 2°로 증가시키고 전, 후륜에 각각 60 Nm와 40 Nm의 제동 토크를 가했으며, 노면 마찰계수는 1.1에서 0.2로 변화시키고 실제 승차원인이 증가한 상황을 고려하여 차량의 질량을 200kg 증가시킨 경우에 대해 시뮬레이션 하였고, Fig. 5와 Fig. 6에 전륜에 대한 결과를 나타내었다.

그림에서 보면 SKFMEC가 과도상태나 정상 상태에서 약간의 진동현상이 있으나 가장 우수한 성능을 나타내었다. 이는 실제 플랜트가 섭동된 상태에서도 실제값을 잘 추정하는 강인한 특성을 나타내고 있으며 EKF의 성능을 개선했음을 볼 수 있다. 노면 마찰계수가 변하는 구간은 매우 비선형성이 강한 범위이며, 이 구간에서도 크게 진동하지 않고 수렴하는 특성을 나타내었다.

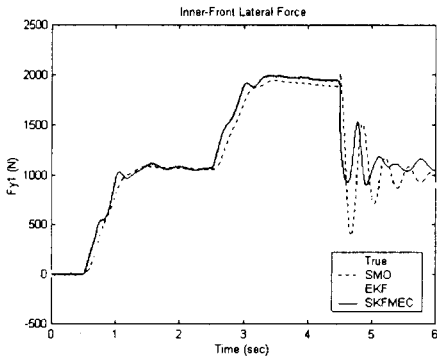


Fig. 5 Inner-front lateral force

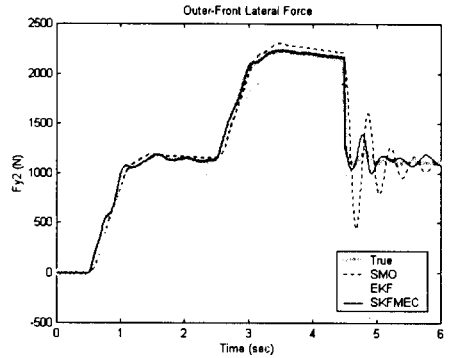


Fig. 6 Outer-front lateral force

3.2 전체 성능 비교

설계된 3가지 관측기의 전체적인 성능 비교를 하였고 그 결과를 Table 1에 나타내었다. 시뮬레이션 결과 SKFMEC가 3가지 관측기 중에서 가장 우수한 성능을 보이고, 특히 외란에 대한 강인한 성능이 다른 방법보다 우수하였다. SMO도 외란에 강인한 성능이 있지만 이득값 설정의 어려움과 직진속도 및 횡속도를 측정가능 하다고 가정하였으므로 실제 적용면에서 어려움이 따른다. EKF는 외란에는 강인하지 못하나, 다른 조건에서는 우수한 성능을 보이고 실제 적용하기도 쉬운 장점이 있다.

Table 1 Comparison of estimation performance

	SMO	EKF	SKFMEC
조향각 변화	O	O	O
속도 변화	O	O	O
질량 변화	△	×	O
마찰계수 변화	×	△	△
센서 오차	O	△	O
적용성	△	O	O
안정성	O	△	O

4. 조향 시뮬레이터를 이용한 실험

차량의 동특성 해석시 실제성을 확보하기 위해 차량의 일부를 컴퓨터와 연결하는 조향 시뮬레이터를 구성하였으며 Fig. 7과 같다. 조향 시뮬레이터는 시뮬레이션 프로그램 CAPC⁸⁾와 조향 휠을 포함한 하드웨어로 구성되어 있다.

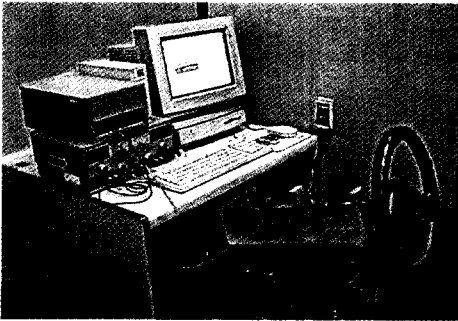


Fig. 7 Configuration of the steering simulator

이러한 조향 시뮬레이터를 이용해 SKFMEC의 성능실험을 실차 실험 대신 수행하였다. 노면 마찰계수가 1.1인 아스팔트 노면 위를 90km/h의 속도로 주행시 우측으로 조향한 상태를 시뮬레이션 하였으며, Fig. 8과 Fig. 9에 전륜의 추정결과를 보여주고 있다. 실험 결과, 여러 조향 상태에서 실제 횡력을 잘 추정하였으며, 이에 대한 정보를 화면을 통해 운전자에게 잘 전달하고 있다.

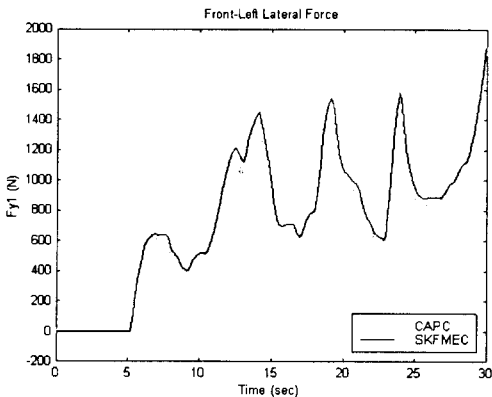


Fig. 8 Front-left lateral force

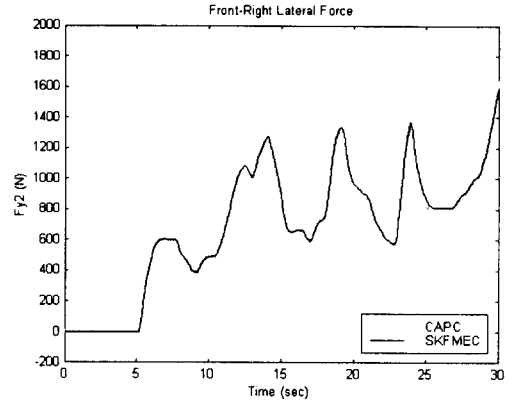


Fig. 9 Front-right lateral force

5. 결론

차량의 조향성능 및 조향 안정성에 큰 영향을 미치는 타이어 횡력을 추정하기 위해 차량의 롤 운동과 수직하중의 변화를 고려한 2가지 관계식을 제안하였고, 이 관계식을 사용하여 새로운 차량 감지모델을 유도하였으며, 이 모델을 토대로 타이어 횡력 추정을 위한 관측기를 설계하였다. 특히, EKF의 성능을 개선하여 새롭게 제안하는 SKFMEC 방법을 이용하여 타이어 횡력을 추정하였고 그 결과 플랜트가 섭동되었을 때도 강한 추정성능을 나타내었으며 조향 시뮬레이터를 이용한 실험에서도 추정 성능이 우수하였다. 또한, 설계 변수나 튜닝 요소도 적기 때문에 실제 적용할 수 있는 좋은 방법으로 평가되었다.

이러한 타이어 횡력 감지시스템은 추정된 횡력을 운전자뿐만 아니라 조향 제어장치에 전달하여 차량이 안전한 행이 되도록 도와주는 역할을 하며, 이는 차세대 차량 제어시스템(AVCS)의 필수 기술이 될 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 1999년도 한국학술진흥재단의 연구비에 의하여 지원되었음.(KRF-99-041-E00071)

참 고 문 헌

- 1) R. A. Masmoudi, J. K. Hedrick, "Estimation of Vehicle Shaft Torque Using Nonlinear Observers," ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol. 114, pp. 394-400, 1992.
- 2) L. R. Ray, "Stochastic Decision and Control Parameters for IVHS," 1995 ASME IMECE Advanced Automotive Technologies, pp. 114-118, 1995.
- 3) K. Huh, J. L. Stein, "Well-Conditioned Observer Design for Observer-Based Monitoring Systems," ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol. 117, No. 4, pp. 592-599, 1995.
- 4) J. F. Tu, J. L. Stein, "On-Line Preload Monitoring for Anti-Friction Spindle Bearings of High-Speed Machine Tools," ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol. 117, pp. 43-53, 1995.
- 5) J. F. Tu, J. L. Stein, "Model Error Compensation for Observer Design," Int. J. Control, Vol. 69, No. 2, pp. 329-345, 1998.
- 6) E. Bakker, H. B. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE 890087, pp. 83-95, 1989.
- 7) D. E. Smith, J. M. Starkey, "Effect of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison," Vehicle System Dynamics, Vol. 24, pp. 163-181, 1995.

- 8) R. D. Ervin, et al, "The Crewmans Associate for Path Control (CAPC)," Final Report for TACOM Contract DAAE07-93-C-R124, The University of Michigan Transportation Research Institute, 1995.
- 9) 김준영, 허건수, "SKFMEC를 이용한 차량의 타이어 횡력 감지시스템 개발," 99 한국자동차제어 학술회의 논문집 D권, pp. 49-52, 1999.

Appendix

$$\sum F_x = \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) + \sum_{i=3}^4 F_{xi}$$

$$\sum F_y = \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) + \sum_{i=3}^4 F_{yi}$$

$$\begin{aligned} \sum M_z = & l_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) - l_r \sum_{i=3}^4 F_{yi} \\ & + t_f \sum_{i=1}^2 (-1)^i (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) \\ & + t_r \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_{xi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_x = & h_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) \\ & + h_r \sum_{i=3}^4 F_{xi} - k_\phi \phi - c_\phi \dot{\phi} \end{aligned}$$

$$E = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & -m_s e & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_s e & 0 & 0 & I_x + m_s e^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$