

타이어 뉴메틱 트레일 정보를 활용한 횡방향 타이어 노면 마찰 계수에 관한 연구

한 경 석 · 최 세 범*

한국과학기술원 기계공학과

A Study on Lateral Tire-road Friction Coefficient Estimation Using Tire Pneumatic Trail Information

Kyoungseok Han · Seibum Choi*

*School of Mechanical, Aerospace & System Engineering, KAIST, Daejeon 34141, Korea
 (Received 26 November 2015 / Revised 14 December 2015 / Accepted 14 December 2015)*

Abstract : The demands for vehicle safety systems such as ABS and ESC have been increased. Accurate vehicle state estimation is required to realized the abovementioned systems and tire-friction coefficient is crucial information. Estimation of lateral tire-road friction coefficient using pneumatic trail information is mainly dealt in this paper. Pneumatic trail shows unique characteristics according to the wheel side slip angle and these property is highly sensitive to vehicle lateral motion. The proposed algorithm minimizes the use of conventional tire models such as magic formula, brushed tire model and Dugoff tire model. The pure side slip maneuver, which means no longitudinal dynamics, is assumed to achieve the ultimate goal of this paper. A simulation verification using Carsim and Simulink is performed and the results show the feasibility of the proposed algorithms.

Key words : Pneumatic trail(뉴메틱 트레일), Self aligning torque(셀프 얼라이닝 토크), Tire-road friction coefficient(타이어 노면 마찰계수), Active safety control system(능동 안전 제어 시스템), Brush tire model(브러쉬 타이어모델)

Nomenclature

<p>α : wheel side slip angle, rad</p> <p>β : body side slip angle, rad</p> <p>r : yaw rate, rad/s</p> <p>m : vehicle mass, kg</p> <p>v_x : longitudinal speed, m/s</p> <p>M_z : self aligning torque, Nm</p> <p>F_y : lateral tire force, N</p> <p>F_z : normal tire force, N</p> <p>I_z : yaw inertia, kg m²</p>	<p>δ_f : wheel steering angle, rad</p> <p>t_p : pneumatic trail, m</p> <p>t_m : mechanical trail, m</p> <p>$C_{f,r}$: front/rear cornering stiffness, N/rad</p> <p>μ : tire-road friction coefficient, dimensionless</p>
	Subscripts
	<p>f, r : front and rear</p> <p>l, r : left, right</p> <p>$\hat{\cdot}$: estimated value</p>

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

1. 서론

최근 출시되는 차량은 능동 안전제어 시스템에 대한 의무화가 더욱더 심화되고 있다. 2012년 1월부터 출시되는 차량은 주행안전성 향상을 위해서 자동차 안정성제어장치(ESC)를 의무화 하고 있고, 최근(2013년)에는 타이어 공기압경고장치(TPMS)장착을 의무화 하고 있다. ESC는 대표적인 차량 횡방향 안전성 제어 시스템인데, 안정적인 차량 제어를 위해서는 주행 중인 차량 상태에 대한 정보가 요구된다. 특히 ESC는 차량 횡방향 다이내믹스를 제어하는 장치이므로 차량에 조향 입력이 들어오는 경우 현재 차량의 상태를 나타 낼 수 있는 값에 대한 정보가 필요하다. 대표적인 값은 타이어-노면 마찰 계수인데, 과거에도 많은 연구 결과가 출판된 바^{1,2)} 있으나 타이어의 비선형성으로 인해서 강건한 추정 알고리즘을 설계하는 것이 여전히 난제로 남아 있다.

본 논문에서는 타이어의 뉴메틱 트레일 정보를 활용하여서 횡방향 최대 노면 마찰계수를 조기 판별하는 알고리즘을 제시한다. 타이어와 노면의 접지면적(contact patch)의 중심과 실제 횡방향 힘의 작용점 사이의 거리를 뉴메틱 트레일이라고 정의하는데, 이 거리는 휠 미끌림각(wheel side slip angle)이 증가함에 따라서 선형적으로 감소하는 경향을 보인다.³⁾ 최근 출시되는 대부분의 차량은 전동식 조향 시스템(Electronic Power Steering)을 탑재하여 출시하는데, 운전자의 조향의도를 파악하여 그 토크를 보조하는 모터 토크센서가 존재하기 때문에, 모터 토크에 대한 정보는 별도의 추가 센서 없이 측정 가능하다(Fig. 1). 모터 토크로부터 타이어로 전달되는 모멘트(self aligning moment)를 추정가능하기 때문에 이로부터 뉴메틱 트레일 정보를 구할 수 있다. 뉴메틱 트레일은 노면에 따라서 서로 다른 경향을 보이는데, 이를 활용한다면 비교적 작은 휠 미끌림각에서 현재 주행 중인 노면의 최대 노면 마찰계수를 조기 판별가능하다. 기존의 타이어 모델로부터 분석적인 뉴메틱 트레일 모델을 구할 수 있지만,⁴⁾ 실제 타이어 성능 실험을 하여 모델을 검증해보면 모델과 실험값 간의 차이가 존재한다. 따라서 본 논문에서는 간략화된 뉴메틱 트레일 모델을 사용하고, 기존 타이어 모델의 사용을 최소화하여 모델 불확

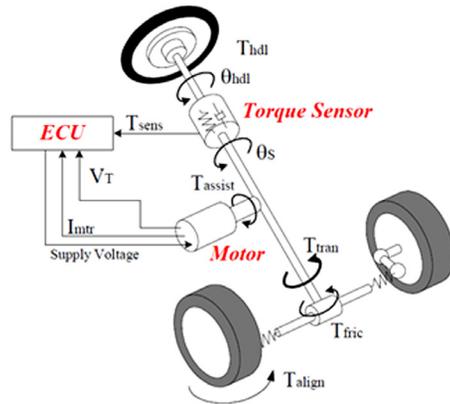


Fig. 1 Electrical power steering

실성(model uncertainty)에 대한 위험을 최소화하여서 노면 마찰계수를 추정한다.

본 논문의 2장에서는 사용된 차량 모델 및 뉴메틱 트레일 모델을 설명하고, 3장에서는 추정 전략을 소개한다. 4장에서는 시뮬레이션 결과를 보여줌으로써 제안된 알고리즘의 실현가능성을 확인하였고 최종적으로 5장에서 결론 및 향후 연구계획을 서술하였다.

2. 차량 및 타이어 모델

사용된 차량 모델은 양쪽 바퀴의 힘을 가운데로 합쳐서 정의되는 바이시클 모델이므로, 차량 롤 다이내믹스에 의한 하중이동(load transfer)은 고려하지 않는다. 따라서 스피릿 노면에 대해서는 각각의 노면 상태를 추정하기에는 한계가 있다. 그리고 종방향 다이내믹스는 고려하지 않고, 횡방향 슬립만 존재하는 경우(pure side slip)에 대해서만 고려하여 알고리즘을 제안한다.

2.1 횡방향 차량 모델

다음의 휠 미끌림각에 대한 운동학적 조건(kinematic condition)⁵⁾은 차량이 강체라는 가정 하에서 바이시클 모델(Fig. 2)에서 정의될 수 있다. 바퀴 횡방향 미끌림각(wheel side slip angle)은 차량의 기하학적 구조로부터 정의 되는 것을 알 수 있다.

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f}{v_x} r - \delta_f \tag{1}$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r}{v_x} \dot{r} \quad (2)$$

식 (1)을 시간에 대해 미분하면 아래와 같은 식 (3)을 유도해 낼 수 있는데, 횡방향 힘($F_{yf,r}$)을 포함하고 있는 것을 확인할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\alpha}_f &= \dot{\beta} + \frac{l_f}{v_x} \dot{r} - \dot{\delta}_f \\ &= \left(\frac{1}{mv_x} + \frac{l_f^2}{I_z v_x} \right) F_{yf} + \left(\frac{1}{mv_x} - \frac{l_f l_r}{I_z v_x} \right) F_{yf} - r - \dot{\delta}_f \end{aligned} \quad (3)$$

Fig. 2의 바이시클 모델에서 차량의 무게중심의 위치는 주어진 정보라고 가정을 하였고, 요 레이트와 조향 입력은 센서로부터 접근가능한 값이다. 따라서 식 (3)에서 횡방향 힘을 제외하고는 모든 파라미터들은 측정가능하거나 상수로 가정된 차량 모델이다.

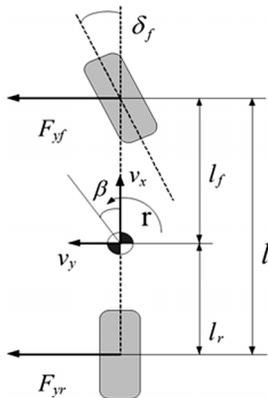


Fig. 2 Bicycle model

본 논문의 목적은 차량 횡방향 안전제어시스템이 활성화되기 전에 초기에 타이어-노면 마찰 계수를 판별하는 것이므로, 타이어 횡방향 힘이 포화점(saturation point)을 지난 부분은 고려하지 않는다.

2.2 뉴메틱 트레일

뉴메틱 트레일은 타이어와 노면의 접지면적의 중심과 횡력의 작용점까지의 거리를 일컫는 용어인데 (Fig. 3), 이러한 거리 때문에 셀프 얼라이닝 토크가

발생한다. 따라서 타이어의 셀프 얼라이닝 토크 형성에 관여하는 파라미터는 아래와 같이 정리할 수 있다.⁴⁾

$$M_z = -(t_p + t_m) F_y \quad (4)$$

여기서 메카니컬 트레일(mechanical trail)을 스티어링 축과 타이어의 접지점 사이의 거리인데, 이는 스티어링 기하학적 메카니즘으로부터 구해 낼 수 있으나, 본 논문에서는 이를 상수로 가정하였다. 따라서 셀프얼라이닝 모멘트와 횡방향 힘을 실시간으로 추정 혹은 측정가능하다면 뉴메틱 트레일 정보를 실시간으로 접근가능하다.

먼저 뉴메틱 트레일(t_p)을 브러쉬 타이어(brushed tire) 모델로부터 수학적으로 정의하면 아래와 같다.⁴⁾

$$\begin{aligned} \frac{t_p}{t_{po}} &= \frac{1 - 3|\theta_y \sigma_y| + 3(\theta_y \sigma_y)^2 - |\theta_y \sigma_y|^3}{1 - |\theta_y \sigma_y| + \frac{1}{3}(\theta_y \sigma_y)^2} \quad (5) \\ &(\alpha \leq \alpha_{sl}, \text{ otherwise } t_p = 0) \end{aligned}$$

여기서 $\theta_y = \frac{C_\alpha}{3\mu F_z}$, $\sigma_y = \tan \alpha$, $t_{po} = L_{cont}/6$ 이고

L_{cont} 은 타이어의 접지면의 길이이고, t_{po} 는 초기 뉴메틱 트레일 길이이다.

위의 모델은 브러쉬 타이어 모델의 퓨어 사이드 슬립(pure side slip) 상황에서 횡력 및 모멘트 모델로부터 구현하였으나, 실제 실험을 통하여 검증해보면 타이어의 비선형성 때문에 모델이 실제 값을 제대로 표현하지 못한다. 위의 모델을 일정한 C_α, F_z 를 놓고 그래프화 시키면 Fig. 4와 같다.

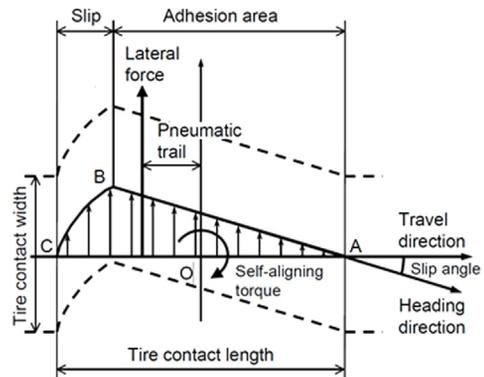


Fig. 3 Definition of pneumatic trail

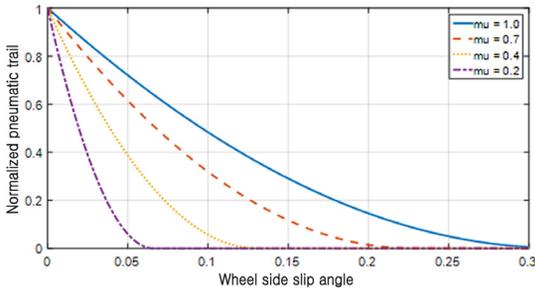


Fig. 4 Normalized pneumatic trail

본 논문의 최종 목적은 횡방향 슬립각이 작을 때 주행중인 노면의 최대 마찰계수를 조기 판별하는 것이기 때문에 Fig. 4의 휠 사이드 슬립 앵글(wheel side slip angle)이 0.05 rad 이하 일 때 서로 다른 노면에 따라서 기울기 차이가 나는 성질을 활용하기로 한다.

따라서 식 (4)를 1차 함수로 간략화하여 아래의 모델식을 사용한다.

$$t_p = t_{po} - \frac{t_{po} C_\alpha}{3\mu F_z} |\tan \alpha| \quad (6)$$

($|\alpha| \leq \alpha_{sb}$, otherwise $t_p = 0$)

식 (6)을 다시 그래프화하면 Fig. 5와 같고, 본 논문에서는 식 (6)을 기반으로 뉴메틱 트레일을 정의하여 사용한다. 식 (6)은 Hsu 등³⁾에서 소개된 바 있으며, 브러쉬 타이어 모델에서 고차항을 무시함으로써 간략화한 1차 모델이다.

즉 뉴메틱 트레일을 노면 마찰계수, 수직방향 타이어힘, 코너링 강성, 횡방향 미끄럼각으로 정의한 모델이다.

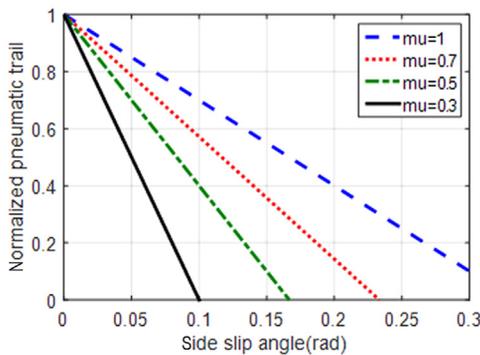


Fig. 5 Definition of pneumatic trail

3. 추정 방법 소개

지금까지 유도된 모델들은 차량이 퓨어 사이드 슬립(pure side slip) 상황, 즉 종방향 다이내믹스를 고려하지 않고 정의되었고, 본 장에서는 간략화된 뉴메틱 트레일 모델을 기반으로 하여 노면 마찰계수를 추정하는 방법을 소개한다.

3.1 횡방향 미끄럼각 추정

Fig. 5의 x축, y축은 각각 횡방향 미끄럼각, 정규화된 뉴메틱 트레일을 의미한다. 따라서 각각에 대한 데이터를 획득해야만 본 논문의 목적을 달성할 수 있다. 먼저 x축에 해당되는 횡방향 미끄럼각 추정에 관한 내용이다.

본 논문은 조향 입력이 심하게 들어가서 타이어가 횡방향 한계점(saturation point)에 이르기 전에 노면 마찰 계수를 추정하는 것이 목적이므로, 이미 많은 연구가 진행된⁶⁾ 강건한 횡방향 미끄럼각에 관한 추정 내용은 다루지 않고, 바이시클 모델로부터 유도된 선형 관측기로부터 횡방향 미끄럼각을 추정한다. 만약 횡방향 한계점을 지난다음에 노면 마찰계수를 정확하게 추정한다면, 이는 이미 ESC등의 횡방향 제어가 활성화된 이후이기 때문에 그 실용성이 떨어진다고 할 수 있다.

식 (3)을 직접 적분하는 방식을 사용하는데, 차량의 횡방향 힘에 대한 정보가 필요한 것을 알 수 있다. 이는 바이시클 모델의 무게 중심으로부터의 모멘트평형, 힘 평형식을 적용하면 식 (7)과 같이 정의된다.

$$F_{yf} = \frac{ml_r a_y + I_z \dot{r}}{l_f + l_r}, F_{yr} = \frac{ml_f a_y - I_z \dot{r}}{l_f + l_r} \quad (7)$$

즉 차량 중심의 가속도 성분으로부터 앞, 뒷바퀴의 힘의 유도되고 이를 활용하여 식 (8)과 같은 선형 관측기 설계가 가능하다.

$$\dot{\hat{\alpha}}_f = \left(\frac{1}{mv_x} + \frac{l_f^2}{I_z v_x} \right) \hat{F}_{yf} + \left(\frac{1}{mv_x} - \frac{l_f l_r}{I_z v_x} \right) \hat{F}_{yr} - r - \dot{\delta}_f \quad (8)$$

뒷바퀴 횡방향 미끄럼각은 아래와 같이 앞바퀴 횡방향 미끄럼각과의 관계로부터 식 (9)와 같이 정리된다.

$$\hat{\alpha}_r = \hat{\alpha}_f - \frac{l_f + l_r}{v_x} + \delta_f \quad (9)$$

일반적으로 상태 공간 방정식(state space)를 직접 적분하는 방식은 편향(bias), 드리프트(drift)문제가 있기 때문에 그 보정 장치를 관측기 설계에 있어서 설정하는데, 본 논문에서는 작은 횡방향 슬립각의 상황을 가정하기 때문에 직접 적분하는 방식을 택하였다.

3.2 뉴메틱 트레일 강성(stiffness)추정

식 (6)을 보면 뉴메틱트레일의 강성(stiffness), 즉 기울기는 $-\frac{t_{p0}C_\alpha}{3\mu F_z}$ 로 정의 된다. 정의로부터 강성은 노면 마찰계수, 수직항력, 코너링 강성, 초기 뉴메틱 트레일로 이루어져 있는 것이 확인 가능하다. 초기 뉴메틱 트레일은 상수 값으로 설정되며 일반적으로 타이어 접지면 길이의 1/6배로 알려져있다, 코너링 강성은,

$$C_\alpha = aF_z - bF_z^2 \quad (10)$$

으로 수직방향 타이어 힘에 따라서 구할 수 있다. 여기서 a,b는 상수다.

수직방향 타이어 힘은 차량 무게중심에서의 가속도 성분으로부터 계산해 낼 수 있다.⁷⁾

식 (5)를 정규화(normalized)하여 변형하면 식 (11) 과 같이 나타 낼 수 있고, 여기서 \hat{m} 이 구하고자 하는 뉴메틱 트레일 강성이다.

$$\frac{t_p}{t_{p0}} - 1 = -\frac{C_\alpha}{3\mu F_z} |\tan\alpha| = \hat{m} |\tan\alpha| \quad (11)$$

이를 순환최소자승법(recursive least square) 알고리즘에 적용한다. 순환최소자승법의 순서는 아래와 같다.⁸⁾

$$y(k) = \Phi^T(k)\theta(k) + e(k) \quad (12)$$

여기서 $y(k) = (t_p/t_{p0} - 1)$ 로 시스템 출력, $\theta(k) = \hat{m}$ 으로 추정해야할 미지의 파라미터, $\Phi^T(k) = \tan\alpha$ 로서 보통 측정되는 값이나 본 논문에서는 추정하여 사용한다.

위의 정의된 파라미터들을 순환최소자승법에 적용하는 순서는 아래와 같다.

1. 추정 오차를 계산한다.

$$e(k) = y(k) - \Phi^T(k)\theta(k) \quad (13)$$

2. 업데이트 계인을 계산한다.

$$K(k) = \frac{P(k-1)\Phi(k)\Phi^T(k)P(k-1)}{\lambda + \Phi^T(k)P(k-1)\Phi(k)} \quad (14)$$

3. 공분산 행렬을 계산한다.

$$P(k) = \frac{1}{\lambda} \left[P(k-1) - \frac{P(k-1)\Phi(k)\Phi^T(k)P(k-1)}{\lambda + \Phi^T(k)P(k-1)\Phi(k)} \right] \quad (15)$$

4. 추정치를 업데이트 한다.

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) + K(k)e(k) \quad (16)$$

여기서 λ 는 포게팅 팩터(forgetting factor) 로 과거의 불필요한 데이터에 가중치를 작게 부여하고, 비교적 최근의 데이터에 가중치를 크게 부여하는 역할을 한다. 보통 [0.9, 1]사이의 값으로 설정하며, 만약 1로 설정할 경우에는 모든 데이터에 똑같은 과중치를 부여해서 모델 의존성이 높아진다. 본 논문의 알고리즘에서는 포게팅 팩터를 0.995로 설정하였다. 포게팅 팩터에 따른 추정성능 결과 차이는 4장에서 다시 설명한다.

이와 같이 순환최소자승법을 통해서 횡방향 최대 마찰 계수 추정이 가능하다. 본 논문에서는 뉴메틱 트레일의 모델 정보에만 의존하지 않고 일부(강성)만 사용하여서 모델 불확실성에 의한 추정결과와 발산 위험을 감소시켰다. 간략화된 뉴메틱 트레일 모델인 식 (5)를 피드백 게인 없이 그대로 사용할 경우 모델 발산에 대한 위험이 있으며, 모델의 강건함에 대한 검증이 필요하다. 실제로는 뉴메틱 트레일 모델은 아래와 같이 여러 가지 파라미터들에 대해서 강한 비선형 함수로 묶여 있다.

$$t_p = f(\alpha, F_z, F_x, \dots) \quad (17)$$

따라서 뉴메틱 트레일 모델에만 의존하기에는 모델 정확성의 문제로 인해서, 어떠한 노이즈에도 강건한 관측기 설계가 힘들다. 하지만 Fig. 4처럼 횡방향 미끌림각이 증가 함에 따라서 노면 상태에 따라서 감소하는 정도가 다르다는 사실은 실험데이터로부터 확실하다는 것을 알 수 있고, 이러한 정보를 활

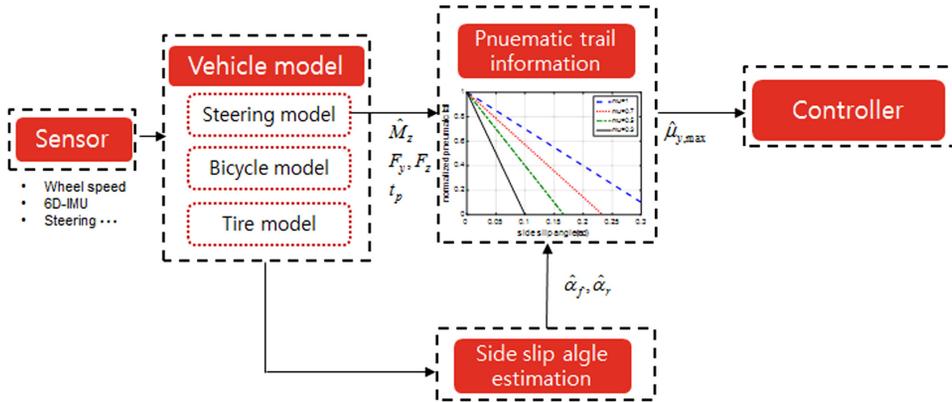


Fig. 6 Block diagram of the proposed algorithm

용한다면 타이어 모델 정보를 최소화한채로 강건한 추정 알고리즘의 설계가 가능하다. 지금까지의 일련의 과정을 블록 다이어그램으로 정리하면 Fig. 6 과 같다.

4. 시뮬레이션 결과

제안된 알고리즘을 검증하기 위해서 차량 동역학 전용 소프트웨어인 카심(Carsim)을 활용해서 실차에서의 실현가능성을 검증하였다. 앞에서 언급했다 시피, 본 논문에서는 종방향 다이내믹스가 존재하지 않는 퓨어 사이드 슬립(pure side slip) 상황에서의 추정을 목표로 한다. 사용된 차량 모델은 카심(Carsim)에 내장된 D-class 차량 모델이고, 타이어 모델은 Pacejka 5.2 모델로서 매직 포물라(magic formula) 모델이다. 차량모델은 변경 없이 사용하였고, 질량이나 무게중심 등도 상수로 가정하고 알고리즘을 검증한다.

제안된 알고리즘이 전개되기 위해서는 셀프 얼라이닝 토크에 대한 정보가 실시간으로 필요한데, 이에 대한 정확한 추정은 이전에 발표된 바 있으며,⁹⁾ 본 논문에서는 이를 다루지 않도록 한다. 따라서 카심(Carsim)에서 제공하는 셀프 얼라이닝 토크를 추정가능한 값이라고 가정하고 사용하였다. 두 번의 노면 천이를 설정하고, slalom 조향을 입력으로 넣는다.

Fig. 7을 보면 현재 차량은 90 km/h의 정속주행 상황에서 slalom 조향을 하는 것을 알 수 있다(상위 두

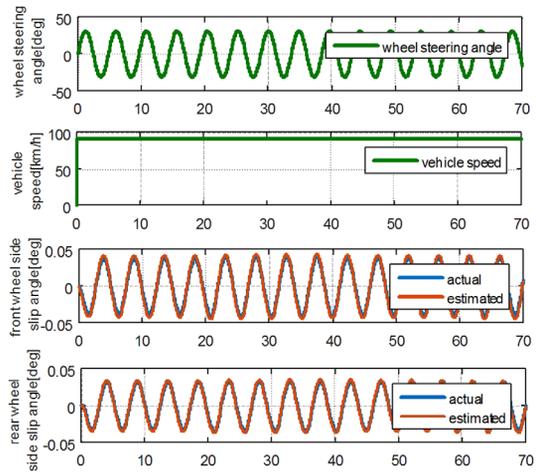


Fig. 7 Plot of simulation maneuver and wheel side slip angle estimation result

개 그래프 참조). 즉 차량이 가/감속 하지 않고 일정한 속도를 유지하기 때문에 종방향 슬립이 없어서 종방향 타이어 힘은 발생하지 않는 상황이다.

또한 밑의 두 그래프는 바이시클 모델에서 앞, 뒷바퀴의 횡방향 미끄럼각의 추정 결과를 나타낸 것인데, 조향 입력이 타이어 포화점 이전, 즉 안정적인 영역에서만 들어가기 때문에 실제 값을 제대로 추정하고 있는 것을 확인 할 수 있다. 심한 조향 입력 상황에서는 제안된 알고리즘의 추정결과를 홀딩하는 방법으로 발산을 방지한다.

Fig. 8을 보면 위의 두 그래프는 앞, 뒷바퀴의 바이시클 모델에서의 횡방향 타이어 힘을 추정한 결과이다. 추정된 횡방향 힘으로부터 횡방향 미끄럼각

이 유도되기 때문에 정확한 추정이 요구되고, 결과를 보면 카심(Carsim)으로부터 도출되는 값과 거의 일치하는 것을 확인 가능하다.

마지막으로 Fig. 8의 가장 밑의 그래프는 시간에 따른 실제 노면 마찰 계수, 현재 노면 마찰계수, 제안된 방법으로 추정된 노면 마찰 계수 및 기존 모델을 활용하는 방법으로 추정된 노면 마찰 계수를 동시에 플로팅한 그래프다. 실제 노면 마찰 계수는 두 번의 노면 천이 영역이 존재하는 것을 확인할 수 있다(1.0 -> 0.5 -> 0.7). 카심(Carsim)에 설정된 노면 마찰계수는 제안된 알고리즘(stiffness based estimation)을 통해서 거의 정확하게 따라가고 있다. 현재 노면 마찰계수는 식 (18)의 쿨롱 마찰식으로부터 유도된 양으로서 현재 차량이 받고 있는 원심력의 척도가 된다.

$$\mu_{current} = \frac{F_y}{F_z} \quad (18)$$

식 (18)로부터 계산된 값은 [0.4, 0.5]의 범위에서 머무르는 것을 확인할 수 있다. 이는 현재 시뮬레이션 상황(slalom maneuver)에서 타이어는 최대 마찰력의 40% ~ 50%(1.0 마찰계수 노면 기준)정도의 힘을 내고 있는 것을 의미하지만, 차량 입장에서는 현재 주행 중인 노면의 실제 최대 마찰계수에 대한 정보가 없는 상황이다. 반면에 제안된 알고리즘은 조기에 최대 노면 마찰계수를 추정 하는 것을 확인할 수 있다.

이와는 대조적으로 뉴메틱 트레일 모델을 기반(model based estimation)으로 한 추정 결과는 발산하는 것을 볼 수 있는데, 이는 뉴메틱 트레일 모델에만 의존할 경우, 모델에 대한 의존도 심하기 때문에 조금만 모델이 차량 다이내믹스를 제대로 표현하지 못하면 보정 장치가 없기 때문에 쉽게 발산하는 것을 확인 가능하다. 따라서 모델기반의 추정을 고수할 경우에는 식 (5)보다 차량 다이내믹스를 강건하게 표현할 수 있는 모델식이 필요하다.

제안된 알고리즘의 경우, 포게팅 팩터가 보정 장치의 역할을 하게 된다. 과거 입력으로 받은 무의미한 데이터들에 대한 가중치를 각 샘플타임마다 줄이면서, 현재 차량이 주행 중인 노면의 실제 마찰계수를 실시간으로 제대로 추정한다.

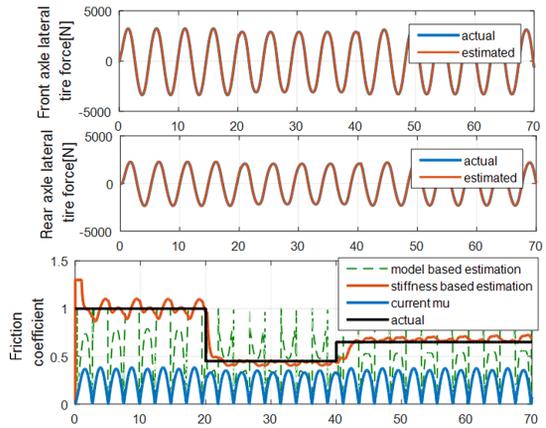


Fig. 8 Plot of tire force and friction coefficient estimation results (mu transition)

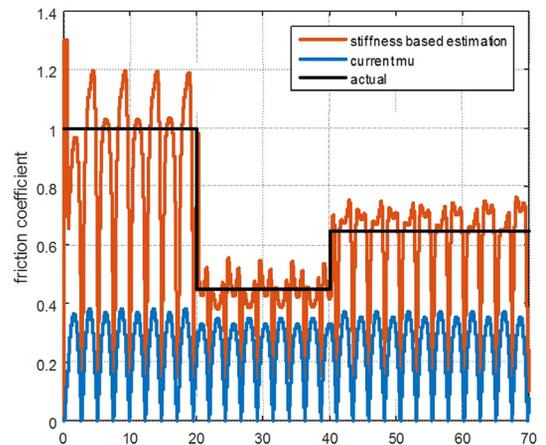


Fig. 9 Plot of tire force and friction coefficient estimation results (low forgetting factor)

하지만 포게팅 팩터의 성질 중 수렴속도(convergence rate)와 노이즈에 대한 민감도는 상충 관계(trade-off)에 있는데, Fig. 9에서 확인 가능하다.

본 시뮬레이션 검증에서는 20, 40초에 각각 노면 천이현상을 일부러 가정하였다. 실제 노면 값을 추정하다가 노면 천이 현상이 발생할 경우 2초 ~ 3초 정도 시간 지연이 있는 것을 확인할 수 있다. 만약 포게팅 팩터를 더 작게 설정할 경우, 수렴속도는 빠르지만 추정 결과가 일정 수렴하지 않는 것을 Fig. 9로부터 확인할 수 있다.

만약 수렴속도와 민감도를 두 가지 모두 만족할 만한 성능을 원한다면, 포게팅 팩터를 상수로 지정

하지 않고 적응 포게팅 팩터(adaptive forgetting factor)를 사용하는 방법이 필요하다. 이에 대한 연구는 향후에 계속 진행 될 예정이다.

지금까지의 시뮬레이션 검증은 실차레벨에서 검증한다면, 실시간으로 측정해야하는 정보는 EPS 시스템의 조향 모터 토크, 차량 중심에서의 가속도, 요레이트, 조향 입력이고 이러한 측정치를 기반으로 하여서 노면 마찰 계수를 조기 판별한다. 이러한 측정 정보들은 상용차량에 별도의 추가 센서 없이 장착이 되어있는 값들이므로, 가격 경쟁력 면에서 추가 센서를 요하는 알고리즘에 비해서 우수하다고 할 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 타이어 뉴메틱 트레일 강성정보를 바탕으로 횡방향 타이어 노면 마찰 계수를 조기 판별 하는 알고리즘을 제시한다. 모델 부정확성을 최소화 하기 위해서, 선형화된 뉴메틱 트레일 모델의 최소 정보만 활용하였다. 현재 출시되는 대부분의 차량은 유압 파워 조향 방식을 대신해서 공간활용성, 연비면에서 우수한 성능을 보이는 전동식 파워 조향 방식으로 출시되는데, 부착되어 있는 모터 토크 센서로부터 제안된 알고리즘을 전개해 나갈 수 있다.

차량 동역학 전용 시뮬레이션 툴인 카심(Carsim)을 활용하여서 알고리즘의 실현가능성을 검증하였고, 이는 기존에 제시된 방법에 비해서 모델 부정확성에 강건한 추정 성능을 보였다. 기존 횡력 대 횡방향 미끄럼각의 그래프에서 초반 기울기는 노면에 따라서 큰 차이를 보이지 않아서 조기 판별하는게 불가능 하지만 뉴메틱 트레일은 횡방향 미끄럼각에 대해 횡력보다 민감하게 반응하기 때문에 이러한 정보를 활용한다면, 횡방향 마찰계수를 조기에 판별 가능하다. 조기 판별된 노면 마찰 정보를 활용한다면, 횡방향 제어 시스템이 활성화 되기 전에 차량 ECU는 미리 대응하여 보다 적극적인 안전 제어 시스템의 설계가 가능할 것으로 기대된다.

하지만 본 논문이 전개 되기 위해서는 정확한 셀프 얼라이닝 토크를 노이즈에 강건하게 추정할 필요가 있다. 따라서 향후에는 셀프 얼라이닝 토크에

대한 추정 정확도를 높여야 할 것이며, 또한 시뮬레이션 검증에서 더 나아가서 실제 EPS가 장착된 차량에서 실시간으로 정보를 획득하여서 제안된 알고리즘을 실차레벨에서 검증하는 과정을 거쳐야 한다. 마지막으로 심한 조향 입력이 차량 모델로 들어가는 경우에는 추정결과와 수렴속도가 관측기 성능의 중요 척도가 되는데, 이러한 경우 적응 포게팅 팩터 등을 사용하여서 빠른 수렴 속도를 보장하여야 한다.

후 기

본 연구는 미래창조과학부 및 정보 통신 기술진흥센터의 ICT융합고급인력과정지원사업의 연구결과로 수행되었다(IITP-2015-H8601-15-1005). 또한 이 논문은 2015년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2010-0028680).

References

- 1) M. R. Choi, J. J. Oh and S. B. Choi, "Linearized Recursive Least Squares Methods for Real-Time Identification of Tire-Road Friction Coefficient," IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol.62, No.7, pp.2906-2918, 2013.
- 2) Y. F. Lina, Y. Zhao, L. L. Hu and Y. T. Tian, "Cornering Stiffness and Sideslip Angle Estimation Based on Simplified Lateral Dynamic Models for Four-In-Wheel-Motor-Driven Electric Vehicles with Lateral Tire Force Information," Int. J. Automotive Technology, Vol.16, No.4, pp.669-683, 2015.
- 3) Y. H. J. Hsu, S. M. Laws and J. C. Gerdes, "Estimation of Tire Slip Angle and Friction Limits Using Steering Torque," IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.18, No.4, pp.896-907, 2010.
- 4) H. Pacejka, Tire and Vehicle Dynamics, Elsevier, Philadelphia, 2005.
- 5) R. Rajamani, Vehicle Dynamics and Control, Springer Science & Business Media, Berlin, 2011.
- 6) J. J. Oh and S. B. Choi, "Vehicle Velocity Obser-

- ver Design Using 6-D IMU and Multiple-Observer Approach,” IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol.13, No.4, pp.1865-1879, 2012.
- 7) W. K. Cho, J. Y. Yoon, S. G. Yim, B. Y. Koo and K. S. Yi, “Estimation of Tire Forces for Application to Vehicle Stability Control,” IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol.59, No.2, pp.638-649, 2010.
- 8) D. Simon, Optimal State Estimation: Kalman, H infinity, and Nonlinear Approaches, John Wiley & Sons, Hoboken, 2006.
- 9) Y. H. J. Hsu, Estimation and Control of Lateral Tire Forces Using Steering Ttorque, ProQuest, Ph. D. Dissertation, Stanford University, 2009.