

차량 동역학 제어를 위한 노면 마찰계수 및 차체 미끄럼각 추정기 설계

Estimator Design for Road Friction Coefficient and Body Sideslip Angle for Use in Vehicle Dynamics Control Systems

박기홍*, 허승진*, 백인호*, 이경수**
Kihong Park, Seung-Jin Heo, Inho Paik, Kyongsu Yi

ABSTRACT

The VDC(Vehicle Dynamics Control) is a control system whose target is to improve vehicle stability under critical lateral motion. The system has a good potential of becoming a standard active safety unit in passenger vehicles since it can be implemented on top of the ABS/TCS system with little extra cost. This, however, is possible only when the signals that the VDC system demands can be obtained with sufficient accuracy. In this research, estimators for the road friction coefficient and body sideslip angle have been designed. The two variables have great influence upon performance of the VDC system but not directly measurable. For the estimator design, the Newton method and the nonlinear observer theory have been exploited. The performance of the estimator have been verified via simulations on critical driving conditions.

주요기술용어 : Vehicle dynamics control(차량 동역학 제어), Estimator(추정기), Newton method(뉴턴법), Nonlinear observer theory(비선형 관측기 이론)

Nomenclature

γ : body yaw rate, rad/s
 ω_f, ω_r : angular velocities of wheels, rad/s
 β : body sideslip angle, rad

λ_f, λ_r : slip ratios of wheels
 μ_f, μ_r : road friction coefficients
 v_x, v_y : long. & lat. velocities of body, m/s
 δ_f : front wheel steer angle, rad
 F_{xf}, F_{xr} : longitudinal forces of wheels, N
 F_{yf}, F_{yr} : lateral forces of wheels, N
 T_f, T_r : tractive torques of wheels, Nm

* 회원, 국민대학교 자동차공학전문대학원

** 회원, 한양대학교 기계공학부

M : body mass, kg

r_f, r_r : radii of wheels, m

I_{α} : body yaw moment of inertia, $kg m^2$

I_{lf}, I_{lr} : rot. moments of inertia of wheels, $kg m^2$

Subscripts

i : index used for denoting front(f) or rear (r) wheel

1. 서론

차량의 안정성은 크게 종방향, 횡방향, 수직방향의 3가지 방향에 대해 정의될 수 있다. 70년대 말에 등장한 제동시 바퀴의 잠김을 방지하는 Antilock Brake System(ABS)과 80년대에 실용화되기 시작한 구동시 바퀴의 미끄럼을 방지하는 Traction Control System(TCS)은 차량의 종방향 안정성 향상에 많은 기여를 하였다. 차량의 수직방향 운동의 제어에 대한 연구는 승차감 향상을 주 목표로 하여 왔지만 동시에 타이어와 노면의 접지력 감소로 차량의 안정성이 나빠지는 것을 방지하는데 노력하였다. 90년대부터 실용화되기 시작한 가변댐퍼를 이용한 Electronically Controlled Suspension(ECS) 시스템이 대표적인 예이다. 이와 같이 차량의 종방향과 수직방향 운동의 안정성 향상에 관한 연구는 많은 결실을 본 반면 횡방향 운동의 안정성 제어에 관한 연구는 상대적으로 뒤진 상태이다. 이렇게 된 이유 중의 하나로 80년대부터 많은 관심을 모았던 Four Wheel Steering(4WS) 시스템이 소비자의 외면으로 실용화에 성공을 거두지 못한 것을 들 수 있다. 하지만 최근 들어 선진국을 중심으로 좌우 바퀴의 제동력을 차별화시켜 차량의 횡방향 거동을 안정화시키는 차량 동역학 제어(VDC: Vehicle Dynamics Control) 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며 고급 차종을 중심으로 실용화가 성공적으로 진행되고 있다. 경제성 면에서도 VDC는 기존의 ABS/TCS 시스템을 바탕으로 하기 때문에 저비용으로 구현이 가능하

다는 장점을 가진다.

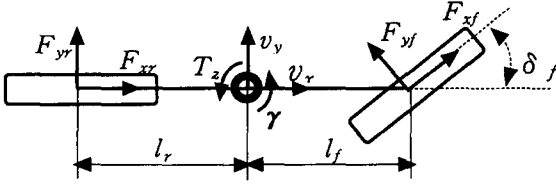
차량 동역학적 관점에서 보면 주행중 위급상황이란 바퀴와 노면 사이의 마찰계수가 물리적 한계에 이르렀을 때를 일컫는다. 이러한 상태가 되면 차체의 미끄럼각은 커지게 되고 이에 따라 조향각에 대한 요모멘트의 민감도는 급격히 줄게 된다. 즉 조향각을 증가시켜도 요모멘트는 거의 변하지 않게 된다. 따라서 차량의 응답특성은 정상시 운전자들이 경험하지 못한 범위로 들어가게 되고 운전자들은 이 때 일반적으로 더욱 많은 조향핸들각을 주게 되는데 이는 상황을 더욱 악화시키게 된다. VDC 시스템의 목표는 차량의 횡방향 거동이 운전자가 의도하는대로 움직이도록 만드는 것이다. 이를 위해 좌우 바퀴에 제동력을 차등적으로 가해 차량의 안정성을 복원하는 요모멘트를 발생시키게 된다. 기존 차량의 경우 요모멘트는 운전자의 조향으로만 발생될 수 있지만 VDC 시스템이 장착된 차량의 경우 위급상황이 감지되면 각 바퀴의 제동력은 운전자의 제동페달 조작과 상관없이 VDC 알고리즘에 의해 독립적으로 제어되고 이에 따라 차체에는 보상 요모멘트가 발생된다.

VDC 시스템의 개발은 크게 3가지의 요소기술을 필요로 하는데 1. 차량의 안정성 판별 및 제어 알고리즘 개발 2. 차량 및 노면상태를 예측하는 추정기 설계 3. 제동력 배분을 위한 액츄에이터 설계가 그것이다. 본 논문은 이들 중 두 번째에 해당하는 것으로 본 연구에서는 노면의 마찰계수와 차체의 미끄럼각을 구하는 추정기를 설계하고자 한다. 이 두 가지 물리량은 VDC 시스템의 구현을 위해 필수적이지만 아직까지 기술적인 혹은 경제적인 이유로 직접 계측하는 것이 어려운 상태이다. 따라서 본 연구에서는 차량 및 타이어 모델을 기반으로 한 추정기를 설계하고 이에 대한 타당성을 시뮬레이션을 통해 검증하고자 한다.

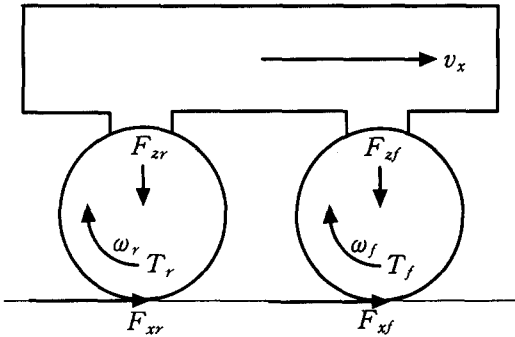
2. 차량 및 타이어 모델

2.1 차량 모델

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 5자유도의 차량 모델을 나타낸다.



(a) top view



(b) side view

Fig. 1 Vehicle model

Fig. 1(a)에서 T_z 는 VDC 시스템에 의해 발생하는 보상 요모멘트를 나타낸다. 상기 차량 모델에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$M(\dot{v}_x - \gamma v_y) = F_{xf} + F_{xr} - F_D \quad (1a)$$

$$M(\dot{v}_y + \gamma v_x) = F_{yf} + F_{yr} \quad (1b)$$

$$I_{cz} \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + T_z \quad (1c)$$

$$I_{ff} \dot{\omega}_f = T_f - r_f F_{xf} \quad (1d)$$

$$I_{rr} \dot{\omega}_r = T_r - r_r F_{xr} \quad (1e)$$

식(1a)의 F_D 는 공기저항, 구름저항 등에 의한 종방향 항력을 나타낸다. 전륜에 작용하는 힘 F_{xf} 와 F_{yf} 는 Fig. 1(a)에서 보듯이 차륜고정 좌표계에 대해 정의가 되지만 조향각이 작다는

가정 하에 차체고정 좌표계에 대해서도 동일한 힘이 작용한다고 가정하였다.

2.2 타이어 모델

본 연구에서는 타이어 모델로 브러쉬 타이어 모델과 간단한 포화 타이어 모델을 사용하였다. 전자는플랜트와 노면 마찰계수 추정기를 위해 사용하였으며, 후자는 차체 미끄럼각 추정기를 위해 사용하였다.

브러쉬 타이어 모델은 타이어 접지면에서 변형율과 전단력이 선형 관계라는 것을 가정하고, 접지면을 마찰력과 전단력의 상대적 크기에 따라 구분한 다음, 전단력을 트레드 길이에 대해 적분한 것이다. 다음은 브러쉬 타이어의 수학적 모델을 나타낸다.

if $\epsilon \geq 0$

$$F_x = -K_\lambda \lambda \epsilon^2 - 6\mu F_z \frac{\lambda}{\eta} f(\epsilon) \quad (2a)$$

$$F_y = -K_a(1+\lambda)\epsilon^2 \tan \alpha \quad (2b)$$

$$-6\mu F_z \frac{K_a(1+\lambda) \tan \alpha}{K_\lambda \eta} f(\epsilon)$$

else

$$F_x = -\mu F_z \frac{\lambda}{\eta} \quad (2c)$$

$$F_y = -\mu F_z \frac{K_a(1+\lambda) \tan \alpha}{K_\lambda \eta} \quad (2d)$$

식(2)에서 F_z 는 수직력을 나타내고, K_a 와 K_λ 는 타이어 특성에 따라 결정되는 계수이다. 그 이외의 변수들은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta = \sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{K_a}{K_\lambda}(1+\lambda) \tan \alpha\right)^2} \quad (3a)$$

$$\epsilon = 1 - \frac{K_\lambda}{3\mu F_z} \eta, \quad f(\epsilon) = \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \epsilon^2 + \frac{1}{3} \epsilon^3 \quad (3b)$$

다음으로 간단한 포화 타이어 모델은 다음과 같다.¹⁾

$$F_{y,i} = -C_i \frac{\mu_i}{K_i} \tan^{-1}\left(\frac{K_i}{\mu_i} \alpha_i\right), \quad i = f, r \quad (4)$$

식(4)의 모델은 타이어의 횡력만을 정의한다. 이 모델은 브러쉬 타이어 모델에 비해 간단하다는 장점을 가지는 반면, 타이어의 미끄럼율이 횡력에 미치는 영향은 고려하지 않는다.

3. 추정기 설계

3.1 노면 마찰계수 추정기

노면 마찰계수를 계측하는 방법에는 광학 센서를 이용한 방법, 음향 센서를 이용한 방법, 타이어 트레드에 스트레인 게이지를 달아서 응력과 변형을 측정하는 방법 등이 있다.²⁾ 하지만 이러한 방법들은 경제성 및 실용성 면에서 상용차에 적용하기는 적합하지 않다. 이에 따라 노면 마찰계수 추정기 설계에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있으며 이 중 미끄럼율(slip ratio)과 마찰계수와의 관계를 이용한 추정기 설계에 관한 연구가 대표적이라 할 수 있다.^{3,4)} 그러나 이들 연구는 선형 차륜 모델에 기반하거나 차륜 미끄럼각의 변화가 타이어의 힘에 미치는 영향을 고려하지 않기 때문에 차량이 심한 횡방향 거동을 하는 동안에는 추정기의 성능이 저하될 수 있다. 본 연구에서는 이러한 단점을 보완할 수 있는 노면 마찰계수 추정기를 설계하고자 한다.

본 연구의 노면 마찰계수 추정기는 앞서 소개된 브러쉬 타이어 모델의 종방향 힘의 관계식을 이용한다. 식(2a)와 (2c)에서 볼 수 있듯이 F_x 는 다음과 같이 4가지 변수의 함수로 표현된다.

$$F_x = F_x(\mu, \alpha, \lambda, F_z) \quad (5)$$

Fig. 2는 브러쉬 타이어 모델에서 F_x 가 μ , α , λ 에 따라 변화하는 모습을 나타낸다. 이 그룹에서 특히 α 가 타이어의 종방향 힘에 적지 않은 영향을 줌을 알 수 있다.

식(5)의 관계식은 전륜과 후륜에 대해 각각 만족한다. 전륜의 경우 식(1d)를, 후륜의 경우 식

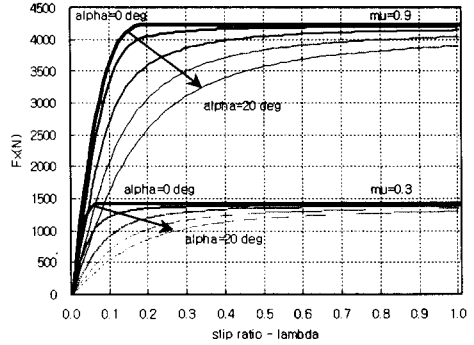


Fig. 2 F_x in brush tire model as functions of μ , α , and λ

(1e)를 차분방정식으로 변환하면 $F_{x,i}$ 는 다음과 같은 식으로써 구할 수 있다.

$$F_{x,i} \approx \frac{T_{r,i} - I_{t,i} \left(\frac{\omega_i(t) - \omega_i(t-dt)}{dt} \right)}{r_i} \quad (6)$$

식(6)에서 타이어의 각속도 ω 는 계측되는 값이며, 타이어의 구동력 T_r 는 스로틀의 개도, 구동계의 모델링, ABS시스템에 의해 각 타이어에 적용되는 제동력 등을 통해 추정할 수 있는 것으로 가정하였다.⁵⁾ 식(5)에서 차륜의 미끄럼각 α 는 3.2절에서 소개되는 차체 미끄럼각 추정기로부터 공급되는 β 로부터 계산되며 이 때 필요한 종방향 차속 v_x 는 계측이나 추정을 통해 얻을 수 있는 것으로 가정하였다. 차륜의 미끄럼율 λ 의 경우 각속도 ω 와 종방향 차속 v_x 를 이용하여 계산 가능하며 수직력 F_z 의 경우 차량의 전후륜 중량 분포와 무게중심의 위치 등을 통해 추정할 수 있다.

위와 같은 계측과 추정으로 식(5)는 μ 에 대한 방정식이 되며 이 식을 풀면 노면 마찰계수를 추정할 수 있다. 본 연구에서는 식(5)의 비선형 방정식의 근을 찾기 위해 뉴턴법을 사용하였다. 뉴턴법을 위해 필요한 식(5)의 1차 민감도는 많은

계산을 요구하지 않는다. 본 연구에서는 식(7)과 같이 1차 민감도를 차분으로 구하였다.

$$\frac{\partial F_{x,i}(\mu_k)}{\partial \mu_k} \simeq \frac{F_{x,i}(\mu_k) - F_{x,i}(\mu_{k-1})}{\mu_k - \mu_{k-1}} \quad (7)$$

뉴턴법이 해에 수렴할 때까지 드는 반복횟수는 반복횟수의 최대값과 해의 허용오차(tolerance)로써 조절할 수 있는데 실시간 구현을 위해서는 반복횟수의 최대값을 작게 두는 것이 중요하다. 본 연구에서는 뉴턴법의 반복횟수를 최대 5회 이내로 제한하였다. 어떤 샘플 시구간에서 뉴턴법이 반복횟수의 최대값으로 인해 강제적으로 종료되더라도 이는 크게 문제가 되지 않을 것인데 그 이유는 다음과 같다. 먼저 본 연구에서는 뉴턴법을 위한 마찰계수의 초기해로 직전 샘플 시구간에서 구한 마찰계수를 사용하였다. 따라서 샘플 구간이 충분히 작으면 차량 동역학 변수들은 그 사이 갑작스러운 변화를 일으키지 못하기 때문에 뉴턴법은 전 스텝에서 완료하지 못한 해를 찾는 반복과정을 거의 유사한 방정식을 대상으로 현재의 스텝에서 계속적으로 진행할 수 있다. 또한 무엇보다 뉴턴법의 뛰어난 수렴 성능으로⁶⁾ 대부분의 경우 해는 5회 이내로 찾을 수 있는데 이는 다양한 시뮬레이션을 통해서도 확인되었다.

본 연구에서 사용된 브러쉬 타이어 모델은 미끄럼각과 미끄럼율의 영향이 동시에 고려된 모델 중에서는 비교적 간단한 모델이다. 본 연구의 마찰계수 추정기는 그 구조의 특성상 필요에 따라 좀 더 정교한 타이어 모델을 사용하기가 매우 용이하도록 설계되어 있다.

3.2 차체 미끄럼각 추정기

차체 미끄럼각을 추정하는 방법은 크게 두 가지로 나눌 수 있는데 직접 적분에 의한 방법과 차량/타이어 모델에 기초한 방법이 그것이다. 먼저 직접 적분에 의한 방법은 기본적으로 식(8)을 사용한다.

$$\dot{v}_y = G_y - \gamma v_x \quad (8)$$

윗 식에서 G_y 는 차체의 횡가속도를 나타낸다. 식(8)의 우변에 있는 물리량들은 모두 센서에 의해 직접 계측 혹은 추정이 가능하기 때문에 이 식을 적분하면 타이어 특성, 노면 마찰계수 등을 알 필요없이 곧바로 β 를 구할 수 있게 된다. 그러나 동시에 적분으로 인해 센서의 계측오차가 누적되는 drift현상이 발생하게 된다.⁶⁾ 차량/타이어 모델에 기초한 방법은 선형 타이어 특성 구간에서는 상당히 정확한 차체 미끄럼각의 추정이 가능한 반면 비선형 영역에서는 정확도가 떨어지는 단점을 가진다. 본 연구에서는 후자의 방법을 채택하며 타이어의 비선형 특성 영역에서도 추정 오차를 최소화할 수 있는 추정기를 설계하고자 한다.

본 연구에서는 차체 미끄럼각을 추정하기 위해 피드백 루프를 포함하는 동적 관측기를 설계하였다. 다음은 차체 미끄럼각 추정기를 위한 운동방정식을 나타낸다.

$$\dot{v}_y = f_1(v_y, \gamma, \delta_f, \mathbf{u}) = \frac{F_{yf} + F_{yr}}{M} - \gamma v_x \quad (9a)$$

$$\dot{\gamma} = f_2(v_y, \gamma, \delta_f, \mathbf{u}) = \frac{l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + T_z}{I_{cz}} \quad (9b)$$

윗 식에서 \mathbf{u} 는 v_y, γ, δ_f 를 제외한, 시간에 따라 변화하는 파라미터와 변수들로 이루어진 벡터를 나타낸다. 식(9)의 타이어 횡력은 앞서 소개된 단순한 포화 타이어 모델에 의해 구한다. 본 연구에서는 추정기 설계를 위해 비선형 관측기 이론⁷⁾을 사용하였으며 식(9)의 두 상태변수 중 γ 는 직접 계측이 가능하기 때문에 v_y 만을 추정하는 저차화된 관측기(reduced order observer)를 설계하였다. 관측기의 식은 다음과 같은 비선형 미분방정식을 만족한다.

$$\begin{aligned} \dot{z} &= \phi(\hat{v}_y, \gamma, \delta_f, \mathbf{u}) \\ &= f_1(\hat{v}_y, \gamma, \delta_f, \mathbf{u}) - L f_2(\hat{v}_y, \gamma, \delta_f, \mathbf{u}) \end{aligned} \quad (10a)$$

$$\hat{v}_y = L \gamma + z, \quad \hat{\beta} = \tan^{-1}(\hat{v}_y/v_x) \quad (10b)$$

윗 식에서 z 는 관측기의 상태변수이며, L 은

관측기 계인을 나타낸다. 관측 에러는 $e = v_y - \hat{v}_y$ 로 표현할 수 있으며 현재의 주행 상태에 대해 관측 에러의 미분방정식을 선형화시키면 다음과 같다.

$$\dot{e} = A(v_y, \gamma, \delta_f, \mathbf{u}) e \quad (11a)$$

$$A(v_y, \gamma, \delta_f, \mathbf{u}) = \frac{\partial f_1}{\partial v_y} - L \frac{\partial f_2}{\partial v_y} \quad (11b)$$

관측기가 안정하기 위해서는 모든 주행상태에 대해 A 의 고유치(eigen value)가 음수이어야 하며 관측 에러가 0에 수렴하는 속도는 A 의 고유치 크기로서 조절할 수 있다. 위와 같이 설계된 차체 미끄럼각 추정기는 계인을 손쉽게 구할 수 있으며 extended Kalman filter와 같은 선형 모델에 기초한 관측기⁸⁾에 비해 알고리즘이 간단하다는 장점을 가진다. 본 연구에서는 A 의 목표 고유치를 설정하고 현재 주행상태에서 이를 얻기 위한 관측기 계인을 구하도록 설계하였다.

3.3 추정기 시스템 구성

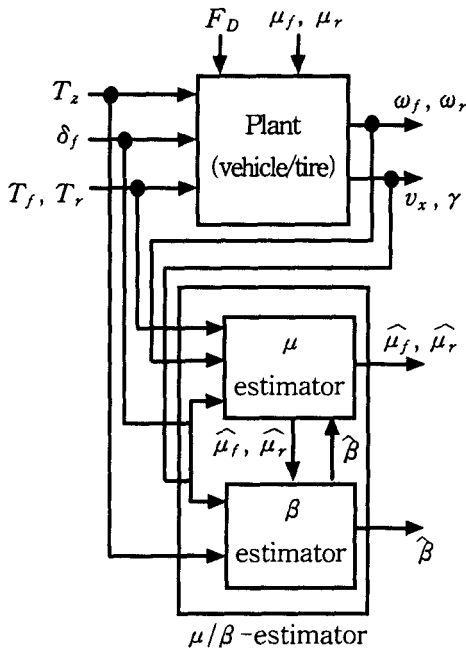


Fig. 3 Configuration of vehicle with μ/β -estimator

Fig. 3은 앞서 설계된 마찰계수 추정기와 차체 미끄럼각 추정기가 플랜트에 결합되는 형태를 나타낸다. 그림에서 δ_f , T_f , T_r 은 운전자로부터의 입력이고 T_z 는 VDC 시스템으로부터 생성되는 제어력이다. 상기 시스템에 VDC 시스템의 제어부가 결합이 되면 T_f , T_r 은 T_z 와 서로 연계가 될 것이다. 본 논문에서는 VDC 시스템의 제어부가 아직 결합되지 않은 상태를 가정하고 시뮬레이션을 수행하였는데 이런 경우 차량의 상태는 VDC 제어부가 결합되었을 때보다 더욱 위험해지기 때문에 추정기의 성능은 더욱 어려운 주행조건에서 시험, 평가될 수 있다.

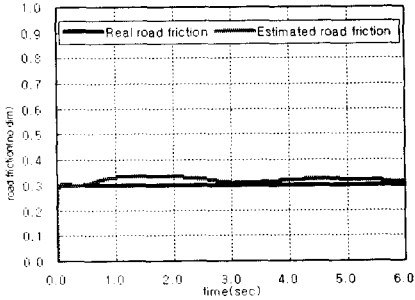
시뮬레이션 결과에 대한 신뢰도를 높이기 위하여 타이어 횡력 모델로써 플랜트에는 식(2b), (2d)의 브러쉬 타이어 모델을 사용하였고 차체 미끄럼각 추정기에는 식(4)의 단순 포화 타이어 모델을 사용하였다. 타이어 종방향 힘에 대한 모델로는 플랜트와 노면 마찰계수 추정기에 공통적으로 식(2a), (2c)의 브러쉬 타이어 모델을 사용하였다.

4. 시뮬레이션

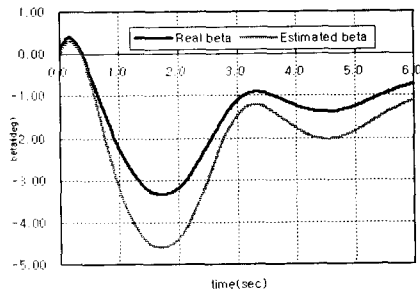
본 장에서는 앞서 설계된 추정기의 성능을 평가하기 위해 수행된 시뮬레이션의 결과를 고찰한다. 먼저 Fig. 4는 조향핸들각을 0° 에서 6° 로 변화시키는 스텝 조향입력에 대한 시뮬레이션 결과이다. 차속은 초기 60 km/h 에서 1.0 m/s^2 의 감속도를 가지도록 전륜과 후륜에 3:1비율의 제동토크를 가하였고 마찰계수 0.3의 노면을 가정하였다.

Fig. 4로부터 노면 마찰계수 추정기는 시뮬레이션 전구간에 걸쳐 실제값에 상당히 근접하는 추정치를 출력하는 것을 볼 수 있다. 차체 미끄럼각 추정기의 경우 1.7초 부근에서 최대의 오차를 내는데 이 부근에서 전륜의 미끄럼율은 최대가 되는 것을 볼 수 있다. 이러한 오차에도 불구하고 차체 미끄럼각의 추정치는 실제값이 변화하는 경

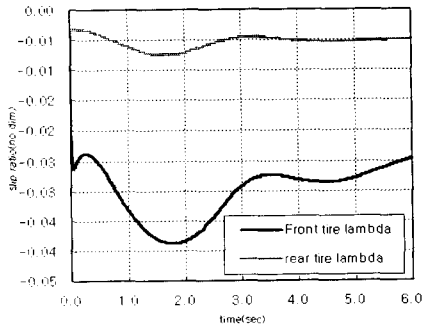
향을 잘 따라가는 것을 볼 수 있다.



(a) μ and $\hat{\mu}$



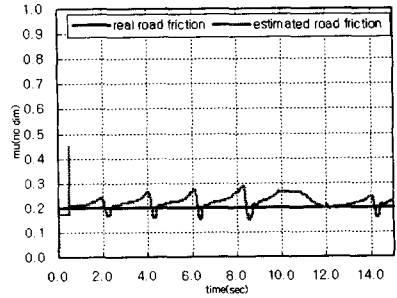
(b) β and $\hat{\beta}$



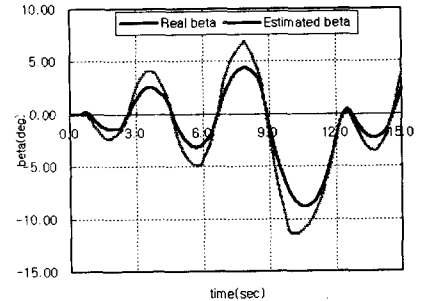
(c) λ_f and λ_r

Fig. 4 Simulation result for J-turn while braking

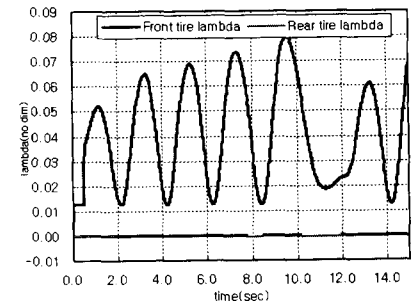
Fig. 5는 정현파 조향입력에 대한 시뮬레이션 결과이다. 조향핸들각은 진폭 6° , 주기 0.25 Hz로 변화하였으며 차속은 초기 60 km/h 에서 0.6 m/s^2 의 가속도로 증가하도록 전륜에 구동토크를 가하였고 마찰계수 0.2의 노면을 가정하였다.



(a) μ and $\hat{\mu}$



(b) β and $\hat{\beta}$

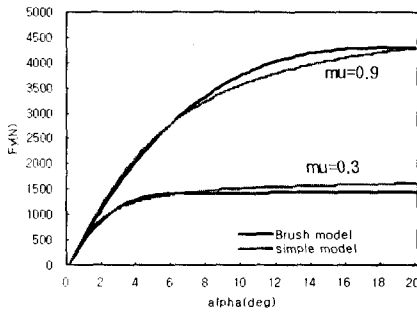


(c) λ_f and λ_r

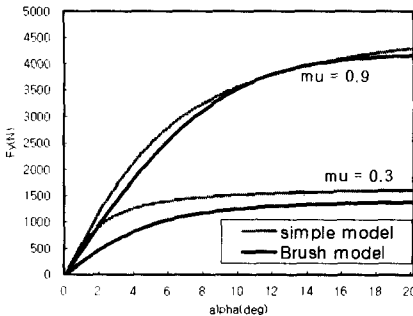
Fig. 5 Simulation result for slalom with acceleration

Fig. 5는 Fig. 4와 유사한 결과를 보인다. 차체 미끄럼각 추정기의 경우 Fig. 4에 비해 추정 오차가 조금 더 증가한 것을 볼 수 있으나 전체적인 경향은 잘 추종하고 있는 것을 볼 수 있다. 특히 실제값과 추정치 사이에 시간 지연이 존재하지 않아 두 물리량이 서로 다른 부호를 가지는 경우가 거의 없는 것을 볼 수 있는데 이는 VDC

제어기가 올바른 성능을 내기 위해 매우 중요한 점이라 할 수 있다. Fig. 5(c)를 보면 구동토크가 가해지는 전륜의 경우 미끄럼율이 0.08까지 증가하는 것을 볼 수 있는데 이렇게 미끄럼율이 커지면 플랜트에 사용된 브러쉬 타이어 모델과 차체 미끄럼각 추정기에 사용된 단순 포화 타이어 모델 사이의 모델오차는 증가하게 된다. Fig. 6은 브러쉬 타이어 모델과 단순 포화 타이어 모델 사이의 차이를 보여준다.



(a) F_y vs. α when $\lambda = 0.01$



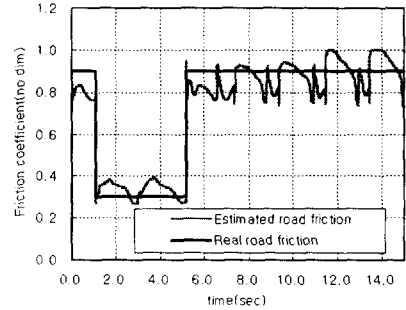
(b) F_y vs. α when $\lambda = 0.06$

Fig. 6 Comparison of Brush tire model and simple saturation tire model

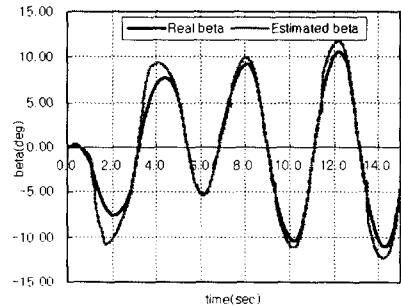
본 연구에서 단순 포화 타이어 모델은 $\lambda = 0.01$ 일 때를 기준으로 브러쉬 타이어 모델에 튜닝되었으며 Fig. 6(a)에서 보듯이 이 때는 두 타이어 모델이 잘 일치함을 볼 수 있다. 하지만 λ 가 커질수록 두 타이어 모델 사이의 차이는 커지게 되는데 Fig. 6(b)는 $\lambda = 0.06$ 일 때의 두 모델을 비교하고 있다. 이 그림에서 특히 저마찰

노면일수록 두 모델 사이의 차이가 심화되는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 모델오차를 고려할 때 본 논문에서 설계된 차체 미끄럼각 추정기는 우수한 강인성을 보유했다는 점을 알 수 있다.

Fig. 7은 노면 마찰계수 추정기의 성능을 보다 자세히 살펴보기 위해 수행한 시뮬레이션 결과를 보여준다. 노면상태는 초기에 마찰계수가 0.9이고, 20 m 지점에서 0.3으로 되었다가, 100 m 지점에서 다시 0.9로 변화되도록 하였다. 조향핸들각은 진폭 6° , 주기 0.25 Hz로 변화하였으며 차속은 초기 60 km/h에서 0.6 m/s^2 의 가속도를 가지도록 전륜에 구동토크를 가하였다.



(a) μ and $\hat{\mu}$



(b) β and $\hat{\beta}$

Fig. 7 Simulation result for slalom with step changes of μ

Fig. 7로부터 본 연구의 노면 마찰계수 추정기가 차량의 안정성이 저하되기 쉬운 환경과 운동 상태, 즉 저마찰 노면이나 큰 타이어 미끄럼각에서 보다 뛰어난 추정 성능을 발휘하는 것을 볼

수 있는데 이는 매우 바람직한 성능이다. 이러한 성능을 가지는 이유는 브러쉬 타이어의 특성상 그와 같은 영역에서 $F_x - \lambda$ 선도와 마찰계수의 상관관계가 명확하게 구분되며, 반면 미끄럼각이 작거나 선형 타이어 모델 영역에서는 $F_x - \lambda$ 선도가 마찰계수와 거의 무관하기 때문이다. 차량의 안정성이 위협받지 않는 주행상태에서는 차체 미끄럼각이 잘 추정되는 한, 노면 마찰계수의 추정 오차는 크게 문제되지 않는데 그 이유는 VDC 제어기의 제어력은 차체 미끄럼각을 바탕으로 계산되기 때문이다.

5. 결론

본 논문에서는 차량 안정성 제어기 시스템을 위한 노면 마찰계수 및 차체 미끄럼각 추정기를 설계하였다. 추정기의 설계를 위해 뉴턴법과 비선형 관측기 이론을 사용하였다. 설계된 추정기의 성능을 평가하기 위해 다양한 주행상황에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 상당한 악조건의 주행상황에서도 노면 마찰계수와 차체 미끄럼각을 전반적으로 잘 추정하는 것을 볼 수 있었다. 차체 미끄럼각 추정기의 경우 우수한 강인성을 가진 것을 확인할 수 있었고, 추정오차가 큰 경우에도 실제 차체 미끄럼각이 변화 경향을 상당히 정확히 따라가는 것을 볼 수 있었다. 이는 VDC 제어기가 올바른 성능을 내기 위해 매우 중요한 점이라 할 수 있다. 노면 마찰계수 추정기의 경우 차량의 안정성이 저하되기 쉬운 환경과 운동상태에서 뛰어난 추정 성능을 발휘하고 그렇지 않은 상황에서는 상대적으로 추정 성능이 떨어지는 것을 볼 수 있었다. 차량의 안정성이 위협받지 않는 주행상태에서는 차체 미끄럼각이 잘 추정되는 한, 노면 마찰계수의 추정 오차는 크게 문제되지 않는데 그 이유는 VDC 제어기에서 차체 미끄럼각을 바탕으로 제어력을 계산하기 때문이다.

후 기

이 논문은 1998년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었음.

참 고 문 헌

- 1) M. Nagai, Y. Hirano and S. Yamanaka, "Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, pp.357-370, 1996.
- 2) F. Gustafsson, "Slip-based Tire-Road Friction Estimation", *Automatica*, Vol. 33, No. 6, pp.1087-1099, 1997.
- 3) A. V. Zanten, et al., "Control Aspects of the Bosch-VDC", *Proceedings of AVEC 1996*, pp.573-607, 1996.
- 4) 이경수, "차량 능동 안전 제어시스템 응용을 위한 타이어-노면 마찰계수 추정", *자동차 공학회지*, 제 20권, 6호, pp. 31-37, 1998.
- 5) H.J. Hong and H.Y. Jo, "Prediction of Friction between Tire and Road Using Powertrain Model", *Proceedings of AVEC 1998*, pp.135-140, 1998.
- 6) M. Kaminaga and G. Naito, "Vehicle Body Slip Angle Estimation using an Adaptive Observer", *Proceedings of AVEC 1998*, pp.207-212, 1998.
- 7) B. Friedland, *Advanced Control System Design*, Prentice-Hall International, Inc., 1996.
- 8) L.R. Ray, "Nonlinear State and Tire Force Estimation and Road Friction Identification: Simulation and Experiments", *Automatica*, Vol. 33, No. 10, pp.1819-1833, 1997.