

3자유도 차량모델 기반 차량 안정성 제어 알고리즘 설계

정태영¹⁾ · 이경수^{*2)}

한양대학교 자동차공학과¹⁾ · 한양대학교 기계공학부²⁾

Design of Vehicle Stability Control Algorithm Based on 3-DOF Vehicle Model

Taeyoung Chung¹⁾ · Kyongsu Yi^{*2)}

¹⁾Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received 10 May 2004 / Accepted 12 October 2004)

Abstract : This paper presents vehicle stability control algorithm based on 3-DOF vehicle model. The brake control inputs have been directly derived from the sliding control law based on a three degree of freedom plane vehicle model with differential braking. The simulation has performed using a full nonlinear 3-dimensional vehicle model and the performance of the controller has been compared to that of a direct yaw moment controller. Simulation results show that the proposed controller can provide a vehicle with better performance than conventional controller with respect to brake actuation without compromising stability at critical driving conditions.

Key words : Vehicle stability control(차량 안정성 제어), Sliding mode control(슬라이딩 모드 제어), Direct yaw moment control(DYC, 요모멘트 직접입력 제어), Differential braking(차등 제동)

Nomenclature

C : front tire cornering tire stiffness, N/rad
 μ : friction coefficient between road and tire
 r_w : effective radius of wheel, m
 α : tire slip angle, radian
 δ : tire steer angle, radian
 F_x : tire longitudinal force, N
 F_y : tire lateral force, N
 u : vehicle longitudinal velocity, m/sec
 u_{ch} : vehicle characteristic speed, m/sec

v : vehicle lateral velocity, m/sec
 r : yaw rate, rad/sec
 β : vehicle body side slip angle, radian
 a_x : vehicle longitudinal acceleration, m/sec^2
 T_s : driving axle shaft torque, Nm
 P_B : brake pressure, N/m^2

1. 서론

1990년대 이후 차량의 능동안전 시스템 또는 운전자 보조 시스템으로 개발된 차량 안정성 제어 시스템은 위험상황에서 차량의 스피어를 막기 위해 좌우 및 전후륜의 브레이크 토크를 적절하게 제어하

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

여 임계 주행 시 차량 안정성을 향상시키는 것을 목적으로 한다.¹⁾

기존의 일반적인 제어 방식은 보상 요모멘트를 다양한 제어기법으로 구하고, 이를 제동력이나 구동토크를 제어입력으로 해당 요모멘트를 얻는 방식이다. Chumsamutr은 2차원 선형 차량모델을 기반으로 목표값을 구하고 LQR 제어기를 적용했다.²⁾ Heo는 퍼지모델 기반 제어기를 구성하여 LQR제어기와 성능을 비교했다.³⁾ 슬라이딩 제어방식은 시스템의 비선형성이나 모델링 오차에 대해 강인한 성능을 갖는 것으로 알려져 있으며, Uematsu는 다양한 슬라이딩 평면을 정의하여 요모멘트 직접입력 방식의 여러 가지 슬라이딩 제어기의 성능을 비교했다.⁴⁾ 이러한 기존의 직접 요모멘트 계산을 이용한 방법은 차량의 종방향 거동을 무시한 2자유도 선형 차량모델을 기반으로 구성하게 되는데, 이는 제동 시 속도 변화에 대해 고려되지 않으므로 차속이 크게 변화하는 주행조건에서 성능이 떨어질 수 있다. 즉, 3자유도 차량모델을 이용하여 차량의 종방향 운동을 고려하면 속도변화가 많은 주행조건에서 성능향상을 기대할 수 있다.

본 연구에서는 실제 차량 안정성 제어시스템의 제어입력으로 사용되는 제동력을 직접 해석적으로 구해 제어기를 구성하고 요모멘트 직접입력 제어기와 성능을 비교했다. 성능을 비교하기 위하여 비선형 3차원 차량 모델과 수학적 운전자 모델을 이용하여 선회주행시 성능을 비교했다.⁵⁾

2. 차량 동역학 모델

다음의 Fig. 1은 제어기 설계를 위한 단순한 차량 모델을 나타낸다. 차량의 평면운동만을 고려한 3자유도 차량 모델에서 시스템에 작용하는 외력은 그림과 같이 각 타이어에 작용하는 종력 및 횡력의 합이다. 3자유도 차량의 운동방정식은 다음의 식 (1)과 같이 3개의 상태변수 즉, 종방향 속도, 횡방향 속도 및 요속도의 상태방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} m\dot{u} &= F_{xr} + F_{yf} \cos \delta - F_{yf} \sin \delta + mrv \\ m\dot{v} &= F_{yr} + F_{yf} \sin \delta + F_{yf} \cos \delta - mru \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} I_z \dot{r} &= aF_{yf} \sin \delta + aF_{yf} \cos \delta - bF_{yr} \\ &+ \frac{d}{2}(F_{yfl} - F_{yfr}) \cos \delta + \frac{d}{2}(F_{xrl} - F_{xrl}) \end{aligned}$$

여기서, 첨자 f, r 은 각각 전륜 및 후륜을 나타내며, r, l 은 좌측 및 우측을 나타낸다. d 는 윤거이다. 타이어 횡력은 조향각과 슬립각이 작다고 가정하면 아래 식 (2)와 같다.

$$F_{yf} = C_f \alpha_f = C_f \left(\delta - \frac{v+r \cdot a}{u} \right) \quad (2)$$

$$F_{yr} = C_r \alpha_r = C_r \left(\frac{r \cdot b - v}{u} \right)$$

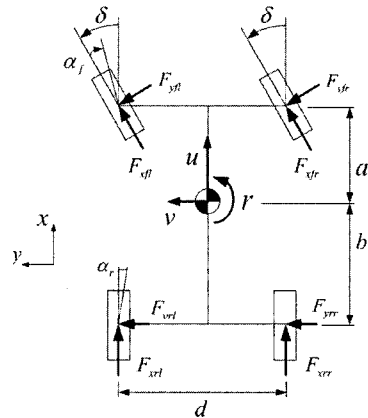


Fig. 1 Vehicle planar motion model

제어입력 벡터와 상태변수가 다음과 같을 때,

$$u_c = [F_{yfl} \ F_{yfr} \ F_{xrl} \ F_{xrl}]^T \quad (3)$$

$$x = [u \ v \ r]^T \quad (4)$$

운동방정식은 식 (1)과 (2)를 정리하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x} = f_0(x) + g_0(x, u_c) \quad (5)$$

$$f_0(x) = \begin{bmatrix} r \cdot v - \frac{C_f}{m} \left(\delta - \frac{v+r \cdot a}{u} \right) \delta \\ -r \cdot u + \frac{C_r}{m} \frac{r \cdot b - v}{u} - \frac{C_f}{m} \left(\frac{v+r \cdot a}{u} - \delta \right) \\ \frac{a}{I_z} C_f \left(\delta - \frac{v+r \cdot a}{u} \right) - \frac{b}{I_z} C_r \frac{r \cdot b - v}{u} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$g_0(x, u_c) = \begin{bmatrix} \frac{1}{m}(F_{yfl} + F_{yfr} + F_{xrl} + F_{xrr}) \\ \frac{\delta}{m}(F_{yfl} + F_{yfr}) \\ \frac{a\delta}{I_z}(F_{yfl} + F_{yfr}) + \frac{d}{2I_z}(F_{yfr} - F_{yfl}) + \frac{d}{2I_z}(F_{xrr} - F_{xrl}) \end{bmatrix}$$

식 (1)에서 전륜 및 후륜의 타이어 종력은 구동토크에 대한 정보를 알 수 있다고 가정하면 다음과 같이 단순화 할 수 있다.

$$F_{yf} = F_{yfl} + F_{yfr} \cong \left(\frac{T_s}{2r_{wf}} - F_{Bfl} \right) + \left(\frac{T_s}{2r_{wf}} - F_{Bfr} \right) = \frac{T_s}{r_{wf}} - (F_{Bfl} + F_{Bfr})$$

$$F_{xr} = -(F_{Brl} + F_{Brr}) \quad (7)$$

여기서, T_s 는 구동토크, F_B 는 제동력을 의미하며 다음과 같이 단순화 하여 구할 수 있다.

$$T_s = T_t / R_t R_d, \quad F_{Bf} = K_{Bf} P_{Bf} / r_{wf}, \quad F_{Br} = K_{Br} P_{Br} / r_{wr}$$

여기서, R_t 는 각 기어비, R_d 는 종감속비를 나타낸다. 터빈토크 T_t 는 토크컨버터의 펌프 및 터빈의 속도를 측정하여 구할 수 있다.⁵⁾ 제동 압력의 전후륜 분배는 차량의 종방향 가속도를 고려하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_{Br} = \frac{K_{Bf} a g + a_x h}{K_{Br} b g - a_x h} P_{Bf} = f_B(a_x) P_{Bf} \quad (8)$$

h 는 질량중심의 높이이다. 제어 입력 벡터를 다음의 식 (9)와 같이 다시 정의하고 식 (7), (8)을 대입하면 식 (6)은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$u_c = [P_{Bfl} \ P_{Bfr}]^T \quad (9)$$

$$\dot{x} = f(x) + g(x, u_c)$$

$$f(x) = \begin{bmatrix} \dot{r} \\ \dot{\delta} \\ \dot{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r \cdot v - \frac{C_l}{m} \left(\delta - \frac{v+r \cdot a}{u} \right) \delta + \frac{1}{m} \frac{T_s}{r_{wf}} \\ -r \cdot u + \frac{C_r}{m} \cdot r \cdot \frac{b-v}{u} - \frac{C_l}{m} \left(\frac{v+r \cdot a}{u} - \delta \right) + \frac{1}{m} \frac{T_s}{r_{wf}} \delta \\ \frac{a}{I_z} C_r \left(\delta - \frac{v+r \cdot a}{u} \right) - \frac{b}{I_z} C_r \cdot r \cdot \frac{b-v}{u} + \frac{a}{I_z} \frac{T_s}{r_{wf}} \delta \end{bmatrix}$$

$$g(x, u_c) = \begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ g_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{P_{Bfl} + P_{Bfr}}{m} \left(\frac{K_{Bf}}{r_{wf}} (1 + f_B(a_x)) \right) \\ -\frac{\delta}{m} \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} (P_{Bfl} + P_{Bfr}) \\ g_{31} P_{Bfl} + g_{32} P_{Bfr} \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서,

$$g_{31} = \frac{1}{I_z} \left\{ \frac{d}{2} \left(\frac{K_{Bf}}{r_{wf}} + f_B(a_x) \frac{K_{Bf}}{r_{wr}} \right) - a \cdot \delta \frac{K_{Bf}}{r_{wr}} \right\}$$

$$g_{32} = \frac{1}{I_z} \left\{ \frac{d}{2} \left(\frac{K_{Bf}}{r_{wf}} + f_B(a_x) \frac{K_{Bf}}{r_{wr}} \right) + a \cdot \delta \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} \right\}$$

3. 제동력 입력 제어기

요속도의 요구값은 식 (11)와 같이 정의되며, 이 값의 절대치는 $\mu g/u$ 미만의 값으로 제한된다.

$$r_{des} = \frac{u\delta}{(a+b)(1+u^2/u_{ch}^2)} \quad (11)$$

슬라이딩 평면을 다음과 같이 차체 슬립각과 요속도의 목표값과 실제값의 차이, 즉 요속도 오차로 다음과 같이 정의한다.

$$s = r_{des} - r + \rho \cdot \beta \quad (12)$$

여기서 ρ 는 양의 계수이다. 다음과 같이 정의된 양의 K값에 대하여 S값은 시간이 지남에 따라 0에 수렴하게 된다.

$$\dot{s} = -K_s \quad (13)$$

S의 미분치는 다음과 같다.

$$\dot{s} = \dot{r}_{des} - \dot{r} + \rho \cdot \dot{\beta} = \frac{\partial r_{des}}{\partial u} \frac{du}{dt} - f_3(x) - g_3(x, u_c) + \rho \cdot \dot{\beta} \quad (14)$$

윗 식에서 목표요속도 값의 미분치는 식 (11)을 직접 미분하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{r}_{des} = \frac{\partial r_{des}}{\partial u} \frac{du}{dt} = \frac{(1-u^2/u_{ch}^2)\delta}{(a+b)(1+u^2/u_{ch}^2)^2} \left\{ rv + \frac{F_{yf} + F_{xr} - F_{yf}\delta}{m} \right\}$$

차체 슬립각을 $\beta = v/u$ 로 가정하면 미분치는 식 (1)을 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$\dot{\beta} = \frac{d}{dt} \left(\frac{v}{u} \right) = \frac{F_{yf}\delta + F_{yf} + F_{yr} - mur}{mu} - \frac{v(F_{yf} + F_{xr} - F_{yf}\delta - mur)}{u^2 m}$$

위 두 식과 식 (1)의 요속도 식을 식 (14)의 각항에 대입하면 S값의 미분치는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \dot{s} = & T(\delta, u, v, r) + \left(\frac{A}{m} - \frac{a}{I_z}\right) \delta \frac{T_s}{r_{wf}} \\
 & + P_{Bfl} \left(\left(-\frac{A\delta}{m} - \frac{1}{I_z} \frac{d}{2}\right) \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} + \frac{a\delta}{I_z} \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} - \frac{\rho\delta}{\mu} \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} \right) \\
 & + P_{Brl} \left(-\frac{A\delta}{m} - \frac{1}{I_z} \frac{d}{2} \right) \frac{K_{Br}}{r_{wr}} \\
 & + P_{Bfr} \left(\left(-\frac{A\delta}{m} + \frac{1}{I_z} \frac{d}{2}\right) \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} + \frac{a\delta}{I_z} \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} - \frac{\rho\delta}{\mu} \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} \right) \\
 & + P_{Brr} \left(-\frac{A\delta}{m} + \frac{1}{I_z} \frac{d}{2} \right) \frac{K_{Br}}{r_{wr}} \\
 & + \rho \left[\frac{1}{\mu} \left\{ C_r a_r + C_f a_f + \frac{T_s}{r_{wf}} \delta \right\} - r \right] \quad (15)
 \end{aligned}$$

여기서,

$$\tau(\delta, u, v, r) = Arv\delta - A\delta^2 \frac{1}{m} C_f a_f - \frac{a}{I_z} C_f a_f + \frac{b}{I_z} C_r a_r$$

$$A = \frac{(1 - u^2 / u_c^2)}{(a + b)(1 + u^2 / u_c^2)}$$

운전자의 제동입력이 없을 때, 반시계 방향의 모멘트만 필요하다고 가정하면, 식 (15)에서 우측의 제동 압력 P_{Bfl} , P_{Brr} 이 0이라고 가정할 수 있고 이를 식 (13)에 대입하여 좌측 전륜 제동 압력 P_{Bfl} 로 정리하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$P_{Bfl} = \frac{N_{l, nb}}{D_{l, nb}} \quad (16)$$

$$N_{r, nb} = -Ks - T + \left(\frac{A}{m} - \frac{a}{I_z}\right) \frac{T_s \delta}{r_w} - \frac{\rho}{\mu} \left\{ C_r a_r + C_f a_f + \frac{T_s \delta}{r_w} \right\} + \rho r$$

$$D_{l, nb} = \left(\left(-\frac{A\delta}{m} + \frac{d}{2I_z}\right) \frac{1}{r_w} (K_{Bf} + K_{Bf f(a_r)}) + \frac{a\delta}{I_z} \frac{K_{Bf}}{r_w} - \frac{\rho}{\mu} \frac{K_{Bf} \delta}{r_w} \right) \quad (17)$$

후륜의 제동입력 P_{Bfr} 은 식 (8)의 분배식을 이용하여 구한다. 같은 방법으로 좌측의 제동 압력을 0으로 가정하면 우측의 제동 압력 P_{Bfr} 을 구할 수 있다. 음의 제동력은 실현할 수 없으므로 좌우 전륜의 제동 제어 입력은 다음과 같다.

$$P_{Bfl, command} = \begin{cases} \frac{N_{l, nb}}{D_{l, nb}} & \text{if } \frac{N_{l, nb}}{D_{l, nb}} \geq 0 \\ 0 & \text{if } \frac{N_{l, nb}}{D_{l, nb}} < 0 \end{cases} \quad (18)$$

$$P_{Bfr, command} = \begin{cases} \frac{N_{r, nb}}{D_{r, nb}} & \text{if } \frac{N_{r, nb}}{D_{r, nb}} \geq 0 \\ 0 & \text{if } \frac{N_{r, nb}}{D_{r, nb}} < 0 \end{cases}$$

또한, 운전자가 제동입력을 가하는 상황에서 차량이 스핀하는 상황이 있을 수 있다. 예를 들어 차량이 시계방향으로 스핀하는 경우 양의 값으로 계산되어야 할 좌측의 제동 입력은 마찬가지로 식 (13)을 이용해 식 (16)과 같은 형태로 나타낼 수 있다. 이때, 우측의 제동 압력 P_{Bfr} 은 운전자에 의해 가해진 제동압력 값을 그대로 사용한다.

$$P_{Bfl, command} = \begin{cases} \frac{N_{l, b}}{D_{l, b}} & \text{if } \frac{N_{l, b}}{D_{l, b}} < P_{Bfl} \\ \text{No control} & \text{if } \frac{N_{l, b}}{D_{l, b}} \geq P_{Bfl} \end{cases} \quad (19)$$

$$P_{Bfr, command} = \begin{cases} \frac{N_{r, b}}{D_{r, b}} & \text{if } \frac{N_{r, b}}{D_{r, b}} < P_{Bfr} \\ \text{No control} & \text{if } \frac{N_{r, b}}{D_{r, b}} \geq P_{Bfr} \end{cases}$$

실제 $S=0$ 인 조건이 요속도 오차와 차체 슬립각이 0이 되는 것은 아니다. 그러나 기존의 연구결과에서 볼 수 있듯이 각각을 따로 정의하는 것보다 성능이 향상되는 것으로 알려져 있다.

4. 시뮬레이션 결과

차량 안정성 제어기의 성능 검증을 위하여 실차 실험결과를 통해 검증된 차량 시뮬레이션 모델을 사용했다. 차체 모델은 차체의 6자유도와 4개의 1/4 서스펜션 모델을 고려했고, 구동계 모델은 맵을 이용한 엔진 및 토크컨버터 모델과 차동기어 모델, Pacejka 타이어 모델로 구성된다. 정상 선회주행 시뮬레이션은 수학적으로 구현된 운전자 조향 모델을 사용했다. 설정 변수인 식 (13), (14)의 K 와 ρ 는 여러 가지 주행조건에서의 시뮬레이션을 통해 적절한 값으로 선정했다.

3장에 제안된 제어기의 성능 평가를 위해서 모델트 직접 입력 제어기(DYC)와 동일 주행조건에서의 성능을 비교했다. DYC 제어기는 아래 식 (20)과 같이 모멘트를 입력으로 하는 2차원 차량모델을 식 (13)의 슬라이딩 평면 식에 대입하여 M_z 를 구하고, 이를 발생시키기 위한 좌우 전륜 제동력은 식 (21)과 같이 구했다.

$$m \dot{v} = F_{yr} + F_{yf} - mrv \quad (20)$$

$$I_z \dot{r} = aF_{yf} - bF_{yr} + M_z$$

$$P_{BrL, DYC} = \frac{1}{K_{Br}} \frac{M_z}{2} \frac{r_w}{d/2}, \quad P_{BrR, DYC} = -\frac{1}{K_{Br}} \frac{M_z}{2} \frac{r_w}{d/2} \quad (21)$$

4.1 슬라롬 주행

다음의 Fig. 2는 슬라롬 조향시 각 제어기의 차량 거동 비교 결과이다. 시속 120km에서 운전자의 제동이 없고, 조향각은 Fig. 2(a)와 같이 같은 시간간격으로 증가하며, 노면 마찰계수는 0.45인 경우이다. Fig. 2(b)와 같이 제어입력이 없는 차량은 차체 슬립각이 0.05rad 이상으로 증가하게 되며, 제안된 제어기의 경우, DYC에 비해 보다 작은 차체 슬립각이 발생한다. 일반적인 운전자는 차체 슬립각이 임계값 이상으로 발생하는 운전상황을 경험하지 못한다. 그러므로 차량 안정성 제어기는 이러한 임계상황에서 운전자가 잘못된 입력을 가하지 않도록 차량의 안정성을 확보할 수 있음을 알 수 있다. Fig. 2(c)는 두 제어기의 요속도 오차를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 제안된 슬라이딩 제어기는 DYC 제어기에 비하여 요속도 오차값의 절대량은 다소 크지만

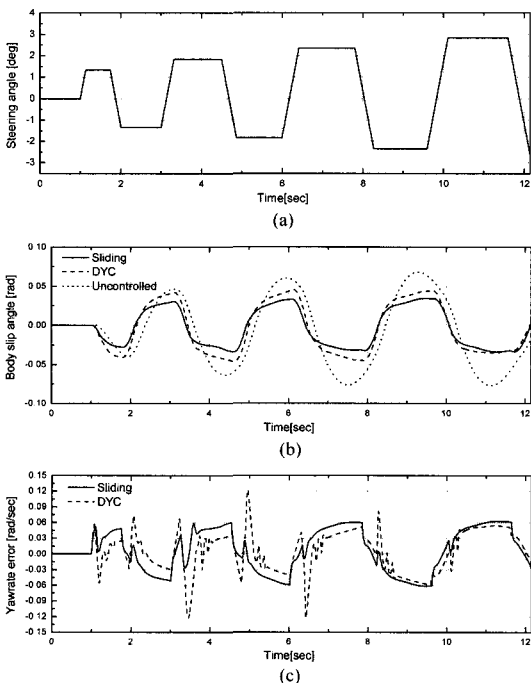


Fig. 2 Vehicle behavior (Slalom)

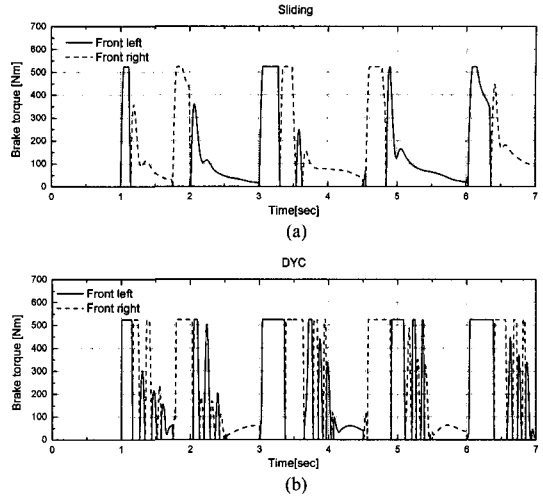


Fig. 3 Brake torque input (Slalom)

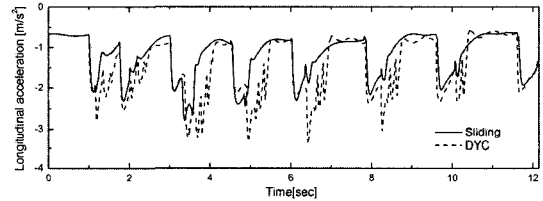


Fig. 4 Longitudinal acceleration (Slalom)

그 변화량이 작다. 그 결과, Fig. 3(a)와 같이 슬라이딩 제어기의 제동입력은 Fig. 3(b)의 DYC 제어기와 같이 급격하지 않으며 좌우 제동토크 분배가 유연한 장점이 있다.

Fig. 4는 차량의 종방향 가속도 결과 비교이다. 제안된 제어기는 DYC 제어기에 비하여 가속도 및 저크가 현저하게 감소됨을 볼 수 있다. 이와 같이 슬라롬 시뮬레이션 결과 제안된 슬라이딩 제어기는 종방향 차량의 거동 측면에서 DYC에 비하여 향상된 성능을 보인다.

4.2 일정반경 도로 선회 주행

수학적으로 구현한 운전자 조향 모델을 적용하여 시속 100kph에서 150m의 일정반경 도로 주행 시뮬레이션을 수행했다. 운전자는 1.9초에 선회로에 진입하며 2초에 급격한 제동입력을 가한다고 가정했다. Fig. 5(a)는 운전자의 조향입력을, Fig. 5(b)는 차속을 나타낸다. 제어기가 없는 경우, 차속은 급격하게 감소하고 운전자의 조향각은 발산하여 스핀함울

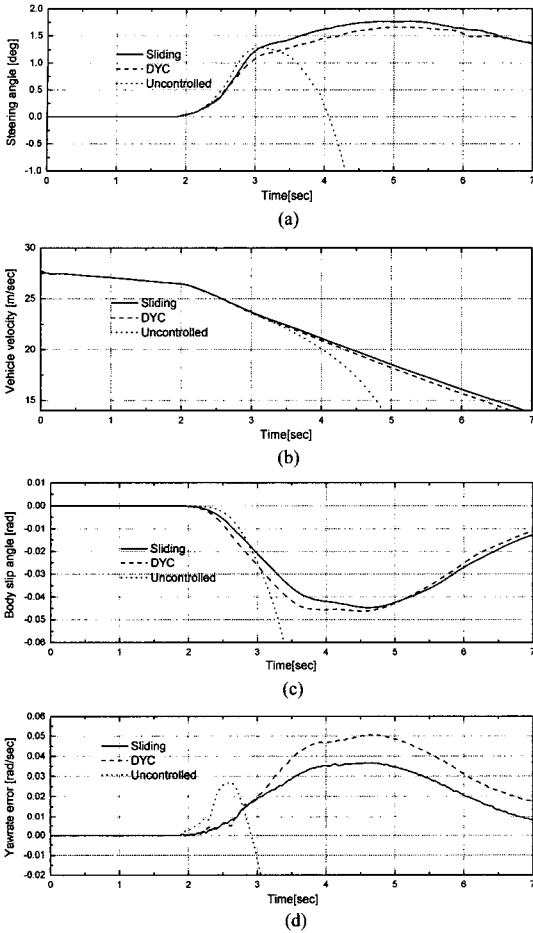


Fig. 5 Vehicle behavior (Circular track following)

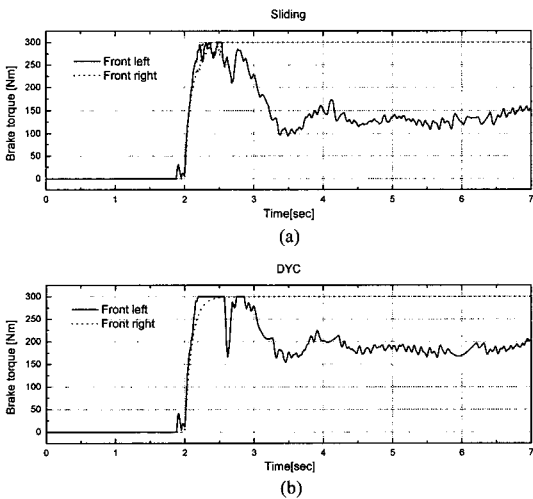


Fig. 6 Brake torque input (Circular track following)

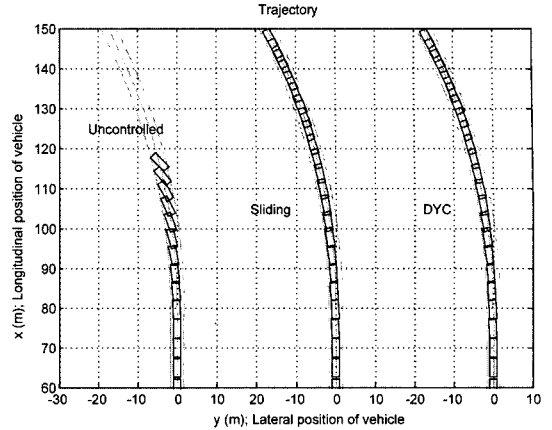


Fig. 7 Vehicle trajectories

의미한다. 제어가 적용된 경우, 조향각은 2도를 넘지 않으며 차동 제동 입력 때문에 감속량이 적다.

Fig. 5(c)와 (d)에서 보이는 바와 같이 제안된 슬라이딩 제어기는 차체 슬립각 및 요속도 오차가 DYC 제어기에 비하여 작게 발생한다. 다음의 Fig. 6는 이때의 제동 입력이다. 제어가 적용된 경우 좌측 제동 입력이 감소하며 시계방향 모멘트를 발생시켜 차량의 스핀을 방지한다. DYC의 경우 Fig. 6(b)와 같이 6(a)의 슬라이딩 제어기에 비해 좌측 제동력이 더 크게 발생하여 Fig. 5(b)와 같이 차속이 더 빨리 줄어 제동효과가 크며 Fig. 5(a)와 같이 조향각도 작다. 그러나 안정성 제어기의 성능은 차속을 빨리 줄여서 안정성을 확보하는 것 보다는 운전자가 제어에 의한 redundancy를 느끼지 않는 한도 내에서 차량의 횡방향 거동(차체 슬립각, 요속도)을 향상시키는 것에 좌우된다고 볼 수 있다.

Fig. 7은 각각의 경우에 대한 주행 궤적을 나타낸다. 그림과 같이 제어하지 않은 경우는 제동 입력이 가해지면서 차량이 스핀하는 현상을 보이며 제어가 적용된 경우는 유사한 결과를 보인다.

5. 결론

본 연구에서는 3자유도 차량 모델을 이용하여 제동 압력을 제어 입력으로 슬라이딩 제어기를 제안했다. 시뮬레이션 결과, 직접 요모멘트를 제어 입력으로 하는 기존의 제어기에 비하여 제안된 제어기는 유연한 제동 압력 형성과 종방향 가속도, 차량 거

동 등에서 향상된 성능을 보였으며 노면조건에 대하여 강인한 결과를 보였다. 향후, 실차 실험을 통한 제어기의 성능 검증이 필요하다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 국가지정연구실 사업의 지원에 의해 수행되었습니다.

References

- 1) A. T. Van Zanten, R. Erhardt, G. Pfaff, F. Kost, U. Hartmann and T. Ehret, "Control Aspects of the Bosch-VDC," AVEC'96, pp.573-607, 1996.
- 2) R. Chumsamutr and T. Fujioka, "Improvement of Electric Vehicle's Cornering Performance by Direct Yaw Moment Control," Proc. of AVEC 2000, 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Ann Arbor, Michigan, USA, 20002852, 2000.
- 3) S. Heo, K. Park, K. Yi, H. Na and I. Paik, "Design of Control Logics for Improving Vehicle Dynamic Stability," Transactions of KSAE, Vol.8, No.5, pp.165-172, 2000.
- 4) K. Uematsu and J. C. Gerdes, "A Comparison of Several Sliding Surfaces for Stability Control," AVEC'02, Paper No.20024578, 2002.
- 5) J. Ha, T. Chung, J. Kim, K. Yi and J. Lee, "Validation of 3D Vehicle Model and Driver Steering Model with Vehicle Test," 2003 KSAE Spring Conference Proceeding, Vol.II, pp.676-681, 2003.