

차량 횡방향 안정성 향상을 위한 모델 참조 제어와 맵기반 제어 방법의 제어 성능 비교

Control Performance Comparison of Model-referenced and Map-based Control Method for Vehicle Lateral Stability Enhancement

윤문영¹, 백승환¹, 최정광¹, 부광석², 김홍섭²✉
Moonyoon Yoon¹, Seunghwan Baek¹, Jungkwang Choi¹, Kwangsuck Boo², and Heungseob Kim²✉

¹ 인제대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Inje Univ.)

² 인제대학교 고안전차량핵심기술연구소 (HSV TRC, Inje Univ.)

✉ Corresponding author: mechhsk@inje.ac.kr, Tel: +82-55-320-3748

Manuscript received: 2014.1.13 / Revised: 2014.2.21 / Accepted: 2014.2.25

This study proposes a map-based control method to improve a vehicle's lateral stability, and the performance of the proposed method is compared with that of the conventional model-referenced control method. Model-referenced control uses the sliding mode method to determine the compensated yaw moment; in contrast, the proposed map-based control uses the compensated yaw moment map acquired by vehicle stability analysis. The vehicle stability region is calculated by a topological method based on the trajectory reversal method. The performances of model-referenced control and map-based control are compared under various road conditions and driving inputs. Model-referenced control uses a control input to satisfy the linear reference model, and it generates unnecessary tire lateral forces that may lead to worse performance than an uncontrolled vehicle with step steering input on a road with low friction coefficient. The simulation results show that map-based control provides better stability than model-referenced control.

Key Words: Model-referenced control (모델참조제어), Map-based control (맵기반제어), Vehicle Stability (차량안정성), Yaw moment (요모멘트)

1. 서론

최근 자동차는 단순한 교통수단으로의 역할 뿐만 아니라 개인 여가생활의 수단으로 이용되고 있다. 차량의 고출력화에 따른 주행속도의 증가는 차량안정성에 영향을 주며, 이러한 안정성의 상실은 운전자에게 큰 부상이나 생명의 위험을 초래할 수 있다.

지난 수십 년 동안 교통사고를 방지하기 위한 다양한 차량안정성 제어시스템이 개발되어 왔다.¹ 이러한 차량 안정성 제어시스템에서는 대부분 차

량의 거동을 모사하기 위한 비교적 간략화되고 선형화된 모델을 사용하는 것이 일반적이다. 이러한 제어방법은 주로 차량의 요레이트나 횡방향 슬립각을 제어기준이 되는 인자로 삼게 되는데, 일반적으로 차량의 안정성을 향상시키기 위한 제어 대상 인자는 제동력이나 구동력이 되므로 직접적인 제어가 이루어지지 않는다. 차량의 횡방향 운동은 미분방정식으로 나타낼 수 있고, 이러한 미분방정식의 해를 통해 차량의 횡방향 안정성에 대한 예측이 가능하다. ESP 시스템의 성능을 개선하기 위해 차량안정성 영역에 대한 해석이 요구된다.²

기존의 차량 횡방향 운동 제어는 실제 차량과 참조 모델과의 비교를 통해 얻어지는 오차를 줄이는 방법을 이용하여 왔다. 하지만 이러한 방법은 임계 운전상황에서의 차량 동적 특성 안정성을 전혀 고려하지 못하는 방법이다.^{3,5}

본 논문의 주요 목적은 차량의 횡방향 안정성 해석기법의 개발과 이를 이용한 시뮬레이션기법의 유효성 입증에 있다. 차량의 동적 안정성 한계를 예측하거나 다양한 주행조건에서 이런 안정성영역에 분석하여 적절한 제어입력을 결정할 수 있다. 비선형 동적 자율 시스템의 안정 평형점(stable equilibrium point)의 안정성 영역을 결정하는 것은 많은 공학적 문제에서 중요하고 이런 안정성 영역을 예측하기 위해 제안된 많은 방법들은 크게 라프노프(Lyapunov) 함수를 이용하는 방법⁶과 다른 방법으로 구분된다. Genesio 와 Chiang에 의해 제안된 방법은 비선형 동적 자율시스템의 안정영역을 결정하기 위해 많은 가정을 가진다.^{7,8} 차량의 안정성을 제어하는 방법은 크게 두 가지로 나뉘어 질 수 있다. 첫째로 차량의 어떤 파라미터를 목표값이 되도록 제어하는 방법이고, 둘째로 차량의 안정성 영역을 넓게 하거나 차량의 상태가 안정성 영역에 계속 머무르게 하는 방법이다. 첫 번째의 경우 차량의 안정성을 표현하기 위해 요레이트(yaw rate), 횡가속도 등의 파라미터를 선택하게 되고 이를 기준으로 하는 목표 제어값이 선정이 된 후 제동력이나 구동력 등의 제어가 이루어지게 된다. 두 번째의 경우는 차량 모델에 의한 안정성 영역해석을 통해 제어가 이루어지게 때문에 요레이트나 횡가속도 등의 측정이 필요 없는 장점이 있다.⁹

본 연구에서는 차량을 안정성 영역 속에 존재하도록 하는 제어입력을 결정할 수 있는 차량안정성 제어방법을 제안하고, 임계 코너링(critical cornering) 상황에서 기존의 모델참조제어방법과의 제어성능을 비교하고자 한다. 다양한 주행환경에서 제어 전후의 슬립과 요모멘트를 비교 분석하였다.

2. 차량안정성해석

2.1 차량과 타이어모델

횡방향과 요모멘트 방향의 차량운동을 하는 2 자유도계 비선형차량모델을 고려하자. 고려한 모델은 종방향으로 일정한 속도이고 코너링 상황에서 휠 사이의 무게이동이 없다고 가정한다. 이 경

Table 1 Vehicle parameter

Parameter	Value
m	1,956 kg
I_{zz}	2,942 kg·m ²
a	1.3 m
b	1.5 m

Table 2 Coefficient of tire model

Coefficient	Value
a_0	1.3
a_1	-54.352
a_2	1212.7
a_3	1139.3
a_4	-4.6681
a_5	-5.4893
a_6	-0.2729
a_7	0.8130
a_8	-0.2221

우의 차량의 상태방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2}{mV} (F_f \cos(\delta_f) + F_r - \gamma) \\ \frac{2}{I_{zz}} (aF_f \cos(\delta_f) - bF_r) \end{bmatrix} \tag{1}$$

여기서 m은 차량의 질량, I_{zz} 는 관성 모멘트를 나타내고, V는 종방향 속도, δ_f 는 전륜 조향각을 의미하며, F_f , F_r 은 각각 전륜과 후륜의 횡방향 힘을 나타낸다.

Pacejka 모델¹⁰은 비선형 타이어모델로 그것의 계수는 실험적으로 결정되어 이용된다.

$$F_{tire} = D \sin\{C \tan^{-1}(B\phi)\} \tag{2}$$

여기서 $\phi = (1 - E)x + (E/B)\tan^{-1}(Bx)$. 횡방향 힘의 경우에는 ($F_{tire} = F_y$),

$$\begin{aligned} x &= \alpha \\ C &= a_0 \\ D &= a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ B &= a_3 \sin(a_4 \tan^{-1}(a_5 F_z)) / (CD) \\ E &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \end{aligned}$$

Table 1은 중형 차량의 제원에 해당하는 차량과 파라미터이고, Table 2는 일반적으로 실험에 의해 구

해지는 타이어 파라미터와 계수로 Pacejka 타이어 모델에서 횡력을 구하기 위해 이용된다.

2.2 위상학적(Topological) 방법에 의한 차량 안정성 영역해석

Chiang⁷과 Genesis¹¹에 따르면 다음과 같은 가정이 만족한다면 안정 영역의 경계는 평형점들의 안정한 매니폴드의 합이다: i) 모든 안정 경계 위에 있는 평형점은 모두 쌍곡선(hyperbolic)상에 있고, ii) 모든 안정 그리고 불안정 매니폴드들은 가로지름 조건(transversality condition)을 만족하고, iii) 안정성 궤적은 시간 t가 무한대로 갈수록 평형점에 접근한다.

$$\partial A = \bigcup_i W^s(x_i) \quad (3)$$

여기서 x_i 는 평형점, W^s 은 안정한 매니폴드를 나타낸다.

비선형방정식 식(1)이 0으로 될 경우에 평형점들은 찾을 수 있는데, 각각의 평형점에서 고유치의 실수값의 부호가 안정한 또는 불안정한 평형점을 규명하는 기준이 된다. 마지막으로 안정한 영역은 안정한 그리고 불안정한 평형점으로부터의 전진적분(forward integration)과 후진적분(backward integration)에 의해 구해진다.

차량속도가 20m/s이고 마찰계수가 0.95일 경우의 안정성 영역은 Fig. 1과 같다. 작은 원은 평형점을 의미하고 화살표는 $t \rightarrow \infty$ 일 경우에 변화하는 차량 궤적의 방향을 나타낸다. 조향 입력이 작용하지 않을 경우에 안정성 영역은 차량속도와 마찰계수의 변화에 의해 결정된다. 안정성 영역은 대칭적인 형태를 보이고 차량속도가 빠를수록 안정성 영역은 점점 더 좁아지게 된다. 차량 속도가 20m/s에서 40m/s로 증가할 경우 안정성 영역이 좁아지는 것을 Fig. 2에서 볼 수 있다. 조향 입력이 50°로 작용할 경우 안정성 영역경계는 크게 변화되는데, 싱크(sink) 점의 좌표는 (0,0)에서 (0.0839, 0.3209)로 움직이는 것을 Fig. 3에서 볼 수 있다.

3. 차량 안정을 위한 제어기 설계

3.1 맵기반 제어기 설계

본 장에서는 차량을 안정 영역 속에 계속해서 유지하게 하고 제어입력으로 보상 요모멘트를 결정하는 맵기반 제어방법¹²을 제안하고자 한다. 제

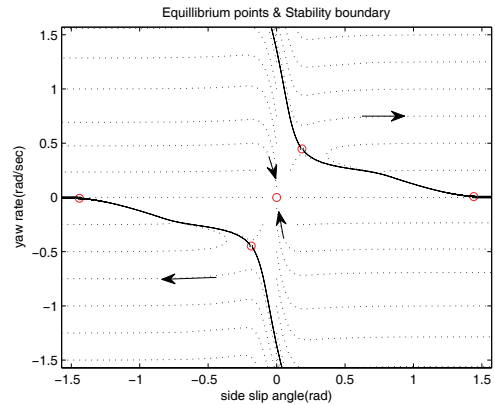


Fig. 1 Stability region and trajectory set of x

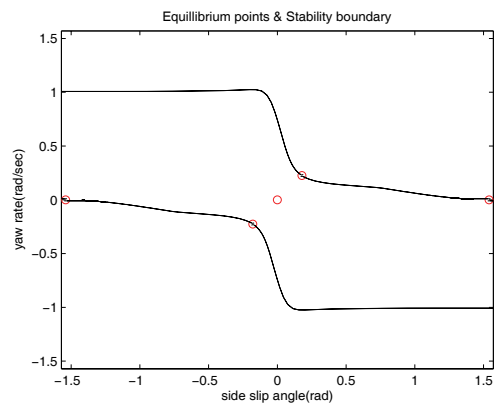


Fig. 2 Stability region of vehicle without applied steering input (vehicle speed = 40m/sec, wheel angle = 0°)

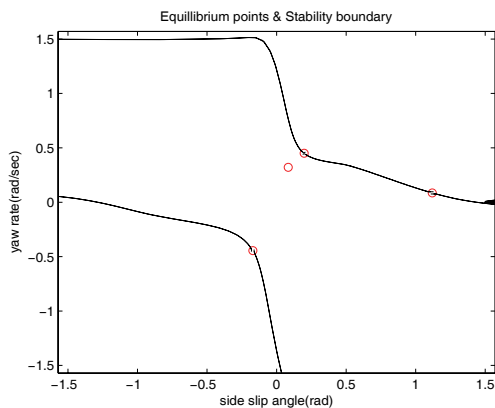


Fig. 3 Stability region of vehicle with applied steering input (vehicle speed = 40m/sec, wheel angle = 50°)

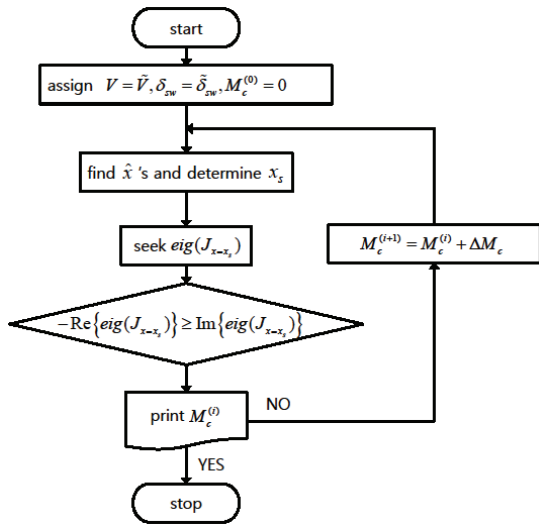


Fig. 4 Schematic diagram of map-based vehicle stability control system

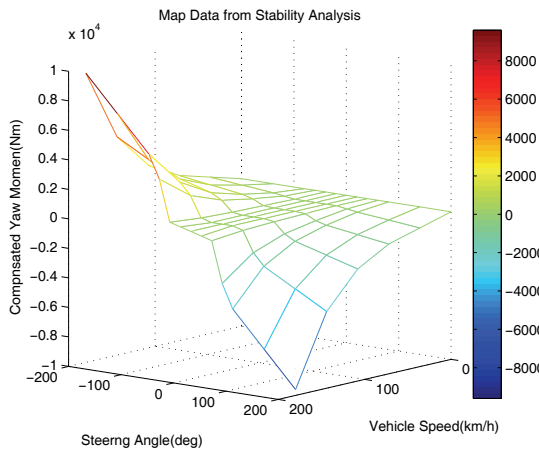


Fig. 5 Compensated yaw moment map

어 공학 분야에서 맵기반 제어기는 미리 결정된 룩업테이블(lookup table)에서 얻은 값을 기초로 한다. 제어기 입력은 하나 또는 복수의 센서로부터 얻어진 값들이고 이것들은 룩업 테이블의 출력값을 얻기 위한 인덱스로 이용된다.

맵기반 제어에서 보상 요모멘트를 계산하기 위한 방식은 Fig. 4와 같이 안정성 영역 해석에 기반 하는데, 첫째로 차량속도, 조향각, 그리고 마찰계수를 결정하고, 둘째로 차량의 평형점의 찾고 안정한 경계를 정의한다. 셋째로 자코비언(Jacobian) 행렬을 찾아 고유치의 실수부와 허수부 값을 비교

한다. 마지막으로 고유치의 실수부가 허수부보다 작은 경우, 전자가 후자보다 클 때까지 차량에 보상 요모멘트를 더한다. 만약 고유치의 실수부가 허수부보다 크면 보상 요모멘트를 더할 필요가 없게 된다.

요모멘트는 차량 거동을 변화시키는데 가장 효과적인 제어입력이다. 이와 비교하여 횡슬립각도(side slip angle)는 제어기의 한계로 인해 제어하기 어렵다. 전체 입력 범위에 대한 보상 요모멘트 맵을 얻기 위해 제안된 알고리즘은 다양한 차량 구동 조건이 대해 반복적으로 주어졌다. Fig. 5는 위의 알고리즘을 통해 계산된 보상 요모멘트를 나타낸다.

3.2 모델참조기반 제어기 설계

횡방향 제어를 위한 차량모델은 비선형이고 그것의 파라미터가 주행 환경에 따라 변화하게 된다. 제어기는 이와 같은 파라미터 변화에 강건해야 하며 운전자의 의도를 반영할 수 있어야 한다. 그러므로 슬라이딩모드 제어(sliding mode control) 방법이 차량 안정성 제어기로 많이 이용된다.

3.2.1 모델참조기반 제어기 설계

제어기를 설계하기 위한 차량모델은 비선형 타이어 횡력 F_{yf} , F_{yr} 을 가지는 비선형 모델을 이용한다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \delta_f) + \mathbf{b}u \tag{4}$$

여기서 $\mathbf{x} = [\beta \ \gamma]^T$ 은 차량 응답, $u = M_c$ 는 보상 요모멘트, $\mathbf{b} = [b_1 \ b_2]^T = [0 \ 1/I_z]^T$ 이다.

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}, \delta_f) = \begin{bmatrix} \frac{2}{mV} (F_{yf}(\mathbf{x}, \delta_f) + F_{yr}(\mathbf{x}, \delta_f) - \gamma) \\ \frac{2}{I_{zz}} (aF_{yf}(\mathbf{x}, \delta_f) - bF_{yr}(\mathbf{x}, \delta_f)) \end{bmatrix}$$

참고모델은 운전자의 의도를 반영하여야 하기 때문에 실제 차량과 가능한 유사해야 한다. 모델의 특성이 실제 차량과 다르다면 추종에러(tracking error)가 제어입력의 증가를 야기하고, 결과적으로 포화상태로 이끈다. 참고모델은 제어 입력이 없는 수동모델의 공칭모델을 이용하는데

$$\dot{\mathbf{x}}_d = \hat{\mathbf{f}}(\mathbf{x}_d, \delta_f) \tag{5}$$

여기서 $\mathbf{x}_d = [\beta_d \ \gamma_d]^T$ 은 목표 응답을 나타내고, $\hat{\mathbf{f}}$

는 식(4)의 공칭플랜트의 파라미터로부터 결정된다. \mathbf{f} , \mathbf{b} 는 정확하게 알지 못하지만 $\hat{\mathbf{f}}$, $\hat{\mathbf{b}}$ 으로 예측되는데, \mathbf{f} 와 \mathbf{b} 에 대한 예측오차는 각각 $|f_i - \hat{f}_i| \leq F_i$ 과 $0 < b_{2,\min} < b_2 < b_{2,\max}$ 으로 한계되어 진다.

3.2.2 등가제어 입력

슬라이딩 평면은 다음과 같이 나타낸다.

$$s(t) = S\tilde{\mathbf{x}} \tag{6}$$

여기서 추종오차는 $\tilde{\mathbf{x}} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_d$ 이고 시변 스위칭평면계수 $S(t)$ 는 $[S_1(t) \ S_2(t)]$ 이다. 스위칭 평면을 따라 시스템의 유지하면서 시스템 안정성을 보장하는 스위칭 평면을 설계하기 위해¹³

$$\begin{aligned} \dot{s} &= S\dot{\tilde{\mathbf{x}}} + \dot{S}\tilde{\mathbf{x}} = S(\dot{\mathbf{x}} - \dot{\mathbf{x}}_d) + \dot{S}\tilde{\mathbf{x}} \\ &= S(\mathbf{f} + \mathbf{b}u - \dot{\mathbf{x}}_d) + \dot{S}\tilde{\mathbf{x}} = 0 \end{aligned} \tag{7}$$

$S\mathbf{b}$ 가 비특이행렬이기 때문에 등가제어입력은 다음과 같다.

$$u_{eq} = -(S\mathbf{b})^{-1}[S(\mathbf{f} - \dot{\mathbf{x}}_d) + \dot{S}\tilde{\mathbf{x}}] \tag{8}$$

Fig. 6에 보여준 에러 동역학식에 대입하면,

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{\mathbf{x}}} &= \dot{\mathbf{x}} - \dot{\mathbf{x}}_d = \mathbf{f} + \mathbf{b}u_{eq} - \dot{\mathbf{x}}_d \\ &= \mathbf{f} - \mathbf{b}(S\mathbf{b})^{-1}[S(\mathbf{f} - \dot{\mathbf{x}}_d) + \dot{S}\tilde{\mathbf{x}}] - \dot{\mathbf{x}}_d \\ &= [\mathbf{I} - \mathbf{b}(S\mathbf{b})^{-1}S](\mathbf{f} - \dot{\mathbf{x}}_d) - \mathbf{b}(S\mathbf{b})^{-1}\dot{S}\tilde{\mathbf{x}} \end{aligned} \tag{9}$$

식(9)는 스위칭 평면 위의 에러시스템의 동역학적 거동을 나타내는 상태방정식이다. 등가제어 입력은 해당 시스템이 안정되도록 설계된다. 식(9)는 비선형시스템에서 스위칭 평면의 설계가 어렵기 때문에 선형화된다. 식(5)의 공칭플랜트의 선형화는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \frac{\partial \hat{\mathbf{f}}}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{x} + \frac{\partial \hat{\mathbf{f}}}{\partial \delta_f} \delta_f + \hat{\mathbf{b}}u_{eq} \\ &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \hat{\mathbf{b}}u_{eq} + \mathbf{L}\delta_f \end{aligned} \tag{10}$$

여기서 \mathbf{A} , \mathbf{L} 은 선형차량모델에서의 \mathbf{A} , \mathbf{b} 와 동일하다. 공칭 파라미터 $\hat{\mathbf{f}}$, $\hat{\mathbf{b}}$ 에 근거한 등가제어입력의 최적 예측치는 다음과 같이 주어진다.

$$\hat{u} = -(S\hat{\mathbf{b}})^{-1}[S(\hat{\mathbf{f}} - \dot{\mathbf{x}}_d) + \dot{S}\tilde{\mathbf{x}}] \tag{11}$$

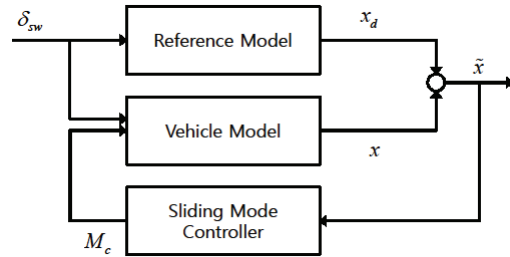


Fig. 6 Schematic diagram of model referenced sliding mode control

4. 차량 제어 시뮬레이션

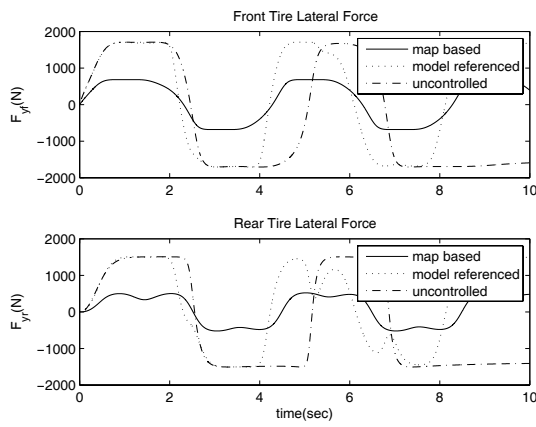
본 장에서는 맵기반 제어방법과 모델참조제어 방법에 대한 제어성능을 비교하고자 한다. 두 방법의 제어성능을 분석하기 위하여 정현파(sine), 계단(step) 함수가 조향각 입력으로 이용되었다. 일반적으로 정현파 함수는 조향입력에 대한 추종성, 계단 함수는 타이어 힘들이 극한 상황에서 포화되는 경우 각 방법의 제어성능을 규명하기 위해 많이 이용된다.

4.1 정현파 조향입력

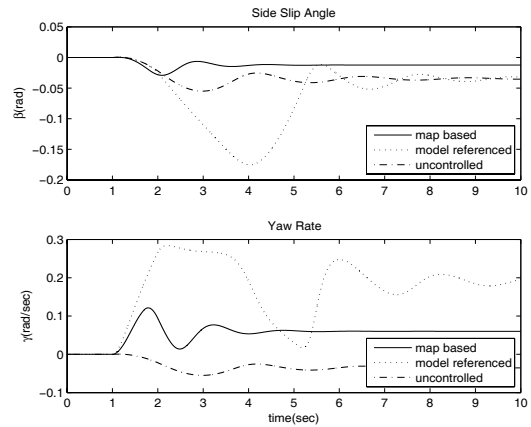
차량 주행은 진폭 1의 0.25Hz 정현파 조향입력에 의해 검증된다. 일반적으로 정현파 조향입력은 참조모델을 추정하는 제어기의 응답성을 모사하기 위해 이용된다. 노면 마찰계수가 0.95로 상당히 클 경우에 차량의 횡슬립각도, 요레이트, 그리고 횡력은 제어방법에 관계없이 비슷한 패턴이 보였다. 노면마찰계수가 작아지게 되면, 제어하지 않은 차량은 불안정 상태에 도달하게 되어 그것의 응답이 시간에 따라 발산하게 되는 것을 Fig. 7(a)에서 볼 수 있다. 맵기반 제어와 모델참조제어 차량은 조향입력을 잘 추종하는 성능을 가지는 것을 Fig. 7(b)에서 보여주고 있다. 맵기반 제어의 횡력은 선형 참조모델을 사용하는 모델참조제어의 횡력에 비해 작으며, Fig. 8의 위상모사(phase portrait)에서의 차량궤적은 맵기반 제어가 모델참조제어에 비해 더 작은 경계면을 가지는 것을 알 수 있고 비제어 차량의 궤적은 시간에 따라 발산함을 알 수 있다.

4.2 계단 조향입력

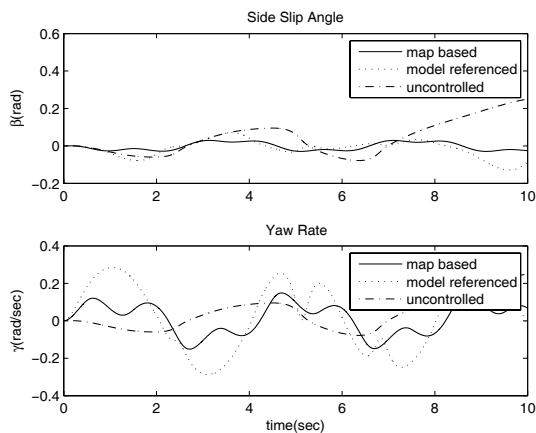
계단 조향입력은 차량의 타이어 횡력이 임계상황에 도달하는 경우의 제어기 성능을 분석하기 위해 이용되어 진다. 크기 1의 계단 조향입력을 작



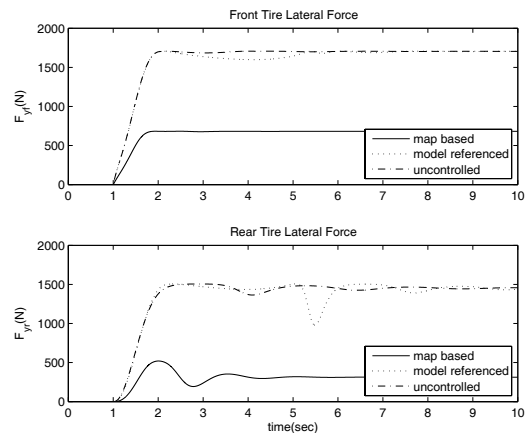
(a) Side slip angle and yaw rate



(a) Side slip angle and yaw rate



(b) Tire lateral forces



(b) Tire lateral forces

Fig. 7 Vehicle response with sine steering and $V = 20$ m/sec, $\mu = 0.4$

Fig. 9 Vehicle response with step steering and $V = 20$ m/sec, $\mu = 0.4$

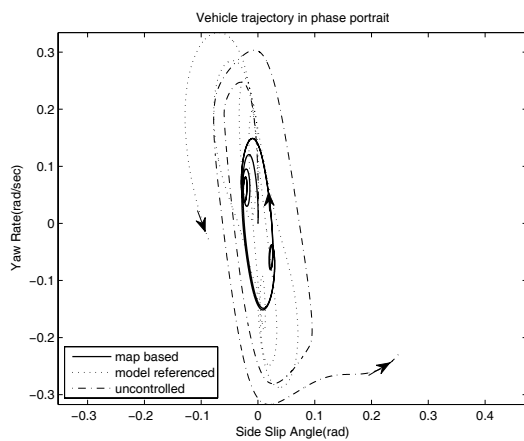


Fig. 8 Comparison of vehicle trajectories in phase portrait with sine steering

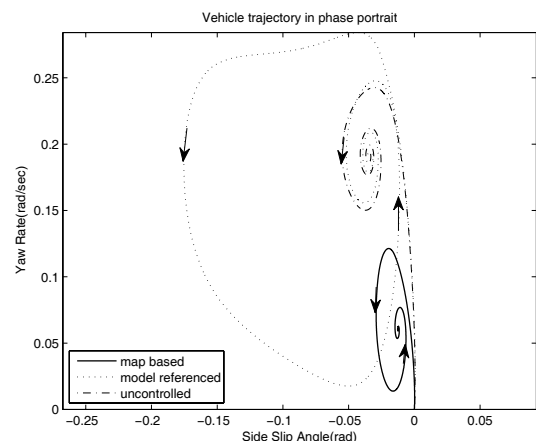


Fig. 10 Comparison of vehicle trajectories in phase portrait with step steering

용한 경우의 제어성능을 비교한 시뮬레이션 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 선형참조모델의 횡력은 임계 코너링 상황에서 실제 차량과 큰 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 이 같은 차이로 인해 모델참조제어 차량은 제어하지 않은 차량보다 오히려 악화되기도 한다. 그러나 동일한 상황에서 맵기반 제어 차량의 경우 안정영역 안에 차량을 존재하도록 보상 요모멘트를 결정하고 차량의 응답을 빠르게 수렴하도록 한다.

5. 결론

본 연구에서는 기존의 모델참조제어 방법과 제안된 맵기반 제어 방법을 이용하여 보통 그리고 임계 코너링 상황에서 제어 성능을 비교하였다. 보상 요모멘트를 예측하기 위하여 2-3자유도 선형참조모델이 이용되었다. 두 제어방법을 이용하여 정현파 그리고 계단 조향입력에 대한 차량의 응답을 시뮬레이션 한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

첫째로, 노면마찰계수가 큰 도로의 경우 맵기반 제어와 모델참조제어 방법이 정현파 그리고 계단 입력에 대해 유사한 응답 특성을 가지는 것을 알 수 있다.

둘째로 모델참조제어기법은 선형차량모델을 이용하여 제어력을 결정하기 때문에 실제 차량의 타이어 횡력이 노면마찰계수가 작은 노면에서는 큰 차이를 보이고 있어 불필요한 오차를 많이 함유하고 있다. 이것은 계단 조향입력의 경우 제어하지 않은 차량보다 오히려 악화된 성능을 야기하게 된다.

셋째로 맵기반 제어 방법은 안정성 해석을 통해 제어력을 결정하고 차량이 계속적으로 안정 영역에 존재하도록 한다. 정현파와 계단 조향입력에 대한 시뮬레이션 결과 제안된 맵기반 제어 방법은 노면마찰계수가 작은 노면에서 기존의 모델참조제어 방법보다 우수한 성능을 가지는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 교육부와 한국연구재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임(No. 2012025716).

참고문헌

1. van Zanten, A., Erhardt, R., and Pfaff, G., "The Vehicle Dynamics Control System of Bosch," SAE Technical Paper No. 950759, 1995.
2. Rajamani, R., "Vehicle Dynamics and Control," Springer, pp. 221-251, 2006.
3. Abe, M., Kano, K., and Suzuki, K., "An Experimental Validation of Side-slip Control to Compensate Vehicle Lateral Dynamics for Loss of Stability due to Nonlinear Tire Characteristics," Proc. of AVEC, pp. 179-186, 2000.
4. Sawase, K. and Sano, Y., "Application of Active Yaw Control to Vehicle Dynamics by Utilizing Driving/Breaking Force," JSAE Review, Vol. 20, No. 2, pp. 289-895, 1999.
5. Kwak, B. and Lee, S., "Stability Criterion for Electronic Stability Program," Proc. of KSAE, pp. 21-26, 2003.
6. Samsunder, J. and Huston, J. C., "Estimating Lateral Region of a Nonlinear 2 Degree-of-Freedom Vehicle," SAE Technical Paper No. 981172, 1998.
7. Chiang, H. -D., Hirsch, M. W., and Wu, F. F., "Stability Regions of Nonlinear Autonomous Dynamical Systems," IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 33, No. 1, pp. 16-27, 1988.
8. Ko, Y. E. and Song, C. K., "Vehicle Modeling with Nonlinear Tires for Vehicle Stability Analysis," International Journal of Automotive Technology, Vol. 11, No. 3, pp. 339-344, 2010.
9. Baek, S. H., Son, M. H., Song, J. H., Boo, K. S., and Kim, H. S., "Comparison of Model Reference And Map Based Control Method for Vehicle Stability Enhancement," 15th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, pp. 1503-1508, 2012.
10. Pacejka, H. B., "Tyre and Vehicle Dynamics," Elsevier, pp. 172-209, 2006.
11. Genesio, R., Tartaglia, M., and Vicino, A., "The Estimation of Asymptotic Stability Regions: State of the Art and New Proposals," IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 30, No. 8, pp. 747-755, 1985.