

3자유도 차량모델을 이용한 차선�추종 μ 제어기 설계

The Controller Design for Lane Following with 3-Degree of Freedom Vehicle Dynamics

지상원* · 임태우**† · 유삼상*** · 김환성****

Sang-Won Ji*, Tae-Woo Lim**†, Sam-Sang You*** and Hwan-Seong Kim****

(접수일 : 2012년 12월 10일, 수정일 : 2013년 5월 8일, 채택확정 : 2013년 5월 13일)

Abstract: Many articles have been published about a 2-degree of freedom model that includes the lateral and yaw motions for controller synthesis in intelligent transport system applications. In this paper, a 3-degree of freedom linear model that includes the roll motion is developed to design a robust steering controller for lane following maneuvers using μ -synthesis. This linear perturbed system includes a set of parametric uncertainties in cornering stiffness and unmodelled dynamics in steering actuators. The state-space model with parametric uncertainties is represented in linear fractional transformation form. Design purpose can be obtained by properly choosing the frequency dependent weighting functions. The objective of this study is to keep the tracking error and steering input energy small in the presence of variations of the cornering stiffness coefficients. Furthermore, good ride quality has to be achieved against these uncertainties. Frequency-domain analyses and time-domain numerical simulations are carried out in order to evaluate these performance specifications of a given vehicle system. Finally, the simulation results indicate that the proposed robust controller achieves good performance over a wide range of uncertainty for the given maneuvers.

Key Words : Lane following, Vehicle Model, Robust Control, μ Synthesis, Cornering stiffness

— 기 호 설 명 —

$C_{cf}(C_{cr})$: 전륜(후륜)의 캠버 트러스트 계수
 $C_{\alpha f}(C_{\alpha r})$: 전륜(후륜)의 코너링 강성
 C_{ϕ} : 롤 감쇠

c : 스프링 위 질량중심점에서 요우 축까지의 거리
 e : 스프링 아래 질량중심점에서 요우 축까지의 거리
 h_s : 롤 축에서 스프링 위 질량중심점까지의 높이
 I_x : 롤 관성 모멘트
 I_{xz} : 롤과 요우 축에 관한 스프링 위 질량의 관성적

**† 임태우(교신저자) : 한국해양대학교 기관공학부
E-mail : kyunlim@hhu.ac.kr, Tel : 051-410-4526
*지상원 : 부경대학교 기계시스템공학과
***유삼상 : 한국해양대학교 기계-에너지시스템공학부
****김환성 : 한국해양대학교 물류시스템공학과

**† Tae-Woo Lim(corresponding author) : Division of Marine Engineering, Korea Maritime University.
E-mail : kyunlim@hhu.ac.kr, Tel : 051-410-4526
*Sang-Won Ji : Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University.
***Sam-Sang You : Division of Mechanical and Energy Systems Engineering, Korea Maritime University.
****Hwan-Seong Kim : Department of Logistics System Engineering, Korea Maritime University.

- I_z : 요우 관성 모멘트
- K_ϕ : 롤 강성
- $l_f(l_r)$: 차량의 무게 중심점에서 전(후) 차축까지의 거리
- l_s : 차량의 무게 중심점에서 오차 측정 센서까지의 거리
- m : 차량의 질량
- m_s : 차량의 스프링 위 질량
- m_u : 차량의 스프링 아래 질량
- p : 롤 각속도
- r : 요우 각속도
- V : 차속
- y_e : 차량의 무게 중심점에서 차선까지의 오차
- $\alpha_f(\alpha_r)$: 전륜(후륜)의 횡 미끄럼각
- β : 차량의 횡 미끄럼각
- ρ_d : 주어진 도로의 곡률 반경
- $\delta_f(\delta_r)$: 전륜(후륜)의 조향각
- ψ_e : 요우 각도 오차

1. 서 론

자동차 산업은 현대 사회에 편의성을 가져왔으며, 과학기술, 경제발전에 많은 공헌을 해 왔다. 하지만, 자동차 보급률 확대에 의해 교통체증, 공해문제, 에너지의 효율적 사용 등 새로운 문제들이 대두되기 시작했다. 이러한 문제의 해결방법들 중에서 지능형 교통체계(Intelligent Transport System: ITS) 구축을 위한 고속도로 자동 운전 시스템(Automated Highway System: AHS)이 제안되었다. AHS는 주행 차선을 이탈하지 않으면서, 동시에 양호한 승차감 특성을 유지시키는 기능을 수행한다. 따라서, AHS는 운전자의 역할을 자동차와 도로에게 분담시키므로 교통사고를 줄이고, 차량의 주행 정확성을 향상시켜 도로용량을 증가시킬 수 있다.

AHS에는 차량의 횡방향 제어가 포함되어 있으며 이것은 차선추종과 차선변경으로 구분된다.¹⁷⁾ 바람직한 차선 추종 성능을 얻기 위한 중요한 요소는 차량의 운동 역학을 이해하는 것이다. 그 중에서 노면과 타이어의 상호작용을 이해하는 것은

차량의 조향 특성을 파악하는 것이 중요한 선결 조건이다. 1950년대 후반까지 차량의 안정성, 타이어의 성능에 관한 많은 논문이 Milliken 등에 의해 발표되었다.⁸⁾ 차체의 롤(Roll) 운동을 포함하는 차량의 운동 방정식은 L. Segel에 의해 도입되었으며 롤 축(Roll Axis) 고정이라는 개념을 기초로 하여 체계적으로 정립되어 롤을 포함하는 차량의 운동을 다룰 경우에 널리 이용되고 있다.⁹⁾ AHS를 위한 차량의 운동역학과 차선추종에 관한 연구는 Gardels에 의해 처음 제안되었다.⁴⁾ 1970년대까지 차량의 횡방향 제어에 관한 대부분의 연구는 고전제어에 기초하여 이루어졌다.¹⁰⁻¹¹⁾ Cardew는 직선 도로에서 자동 조향 실험을 했으며 오차 2cm인 만족할 만한 결과를 얻었다.¹²⁾ AHS의 주 관심사는 운전자의 역할 경감, 안전성 향상, 도로의 공간 활용 향상이었다. 그런데, 1980년대 후반에 들어와 도로의 통행효율 향상과 안전성 향상이 추가되었다. 이에 따라 횡방향 제어에 관한 상당수의 제여기가 제안되었다. Ackermann은 자동 조향 제여기를 설계하기 위하여 각 파라미터에 기초한 강인 제여설계 방법을 적용하였다. 차량의 질량에 대한 가정을 도입함으로써 모델의 차수를 4차에서 3차로 낮출 수 있었다. 이러한 가정은 강인 제여기를 설계하는데 있어 발생하는 많은 어려움을 상당히 해결해 주었다.¹³⁻¹⁴⁾ 최근에 Peng과 Tomizuka는 FSLQ (Frequency Shaped Linear Quadratic) 최적제어를 이용한 제여기가 차선 추종 성능과 승차감 향상에 유효함을 입증하였다.¹⁵⁾ O'Brien은 차량의 선형 모델에 H_∞ 이론에 기초한 강인제어 기법을 적용했다.¹⁶⁾

지금까지의 연구 논문들은 2자유도 차량 운동 모델의 차선추종 성능과 차량 승차감에 관한 것이 대부분이었다. 그러나, 차량은 승차감 향상을 위해 현가 장치가 장착되어 있다. 현가 장치는 차량 선회시 안정성을 결정짓는 중요한 요소인 롤 운동을 발생시키며 횡방향 가속도 응답 특성을 저하시키는 것으로 알려져 있다.¹⁷⁾

따라서, 본 논문에서는 차량이 임의의 곡률을 가진 차선을 따라 일정한 차속으로 주행할 때의 요우(yaw) 운동, 횡방향(lateral) 운동, 롤(roll) 운동을 포함한 3자유도 차량 운동 모델을 유도하여 노

면 조건의 변화와 하중 변화 등 여러 가지 요인에 의해 변화하는 코너링 강성에 강인한 제어기의 설계를 목적으로 한다.

2. 차선추종 3자유도 차량운동 모델

2.1 좌표계

본 논문에서는 3자유도 차량 운동모델을 유도하기 위하여 Fig.1과 같이 좌표계를 설정하였다.

Fig. 1에서, 정지시의 차량 전체의 중심점 CG 를 통과하는 연직선과 차체 롤 축의 교점을 P 로 한다. 이 P 를 원점으로 하여 지면에 평행한 차량의 전후방향을 x 축으로 하고 여기에 직각인 횡방향을 y 축, 상하방향을 z 축으로 한 차체, 즉, 스프링 위 질량(Sprung Mass)에 고정된 좌표계를 $x-y-z$ 로 나타낸다. 또한, P 점을 원점으로 하여 차량의 전후방향을 x' 축, 이것에 직각인 횡방향을 y' 축,

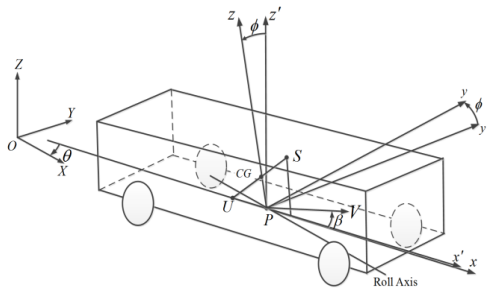


Fig. 1 Vehicle axis system

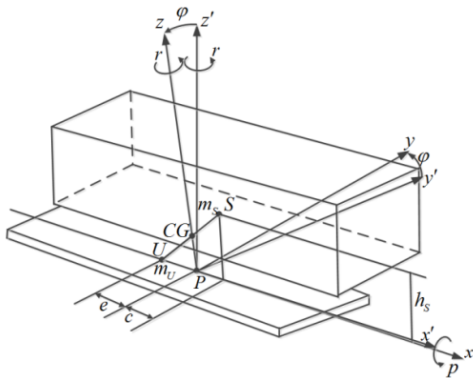


Fig. 2 Sprung mass and unsprung mass

상하방향을 z' 축으로 한 스프링 아래 질량 (Unsprung Mass)에 고정된 좌표계를 $x'-y'-z'$ 로 한다. 차체의 롤 축과 x 축은 보통 일치하지 않지만 단순화를 위해 차체는 x 축을 중심으로 한 롤 운동을 하는 것으로 가정한다. 또한, 이때의 롤 각은 미소하며, 차체는 z 축을 중심으로 요우 운동을 하는 것으로 가정한다.

이에 반하여, 스프링 아래 질량은 롤 운동은 하지 않고 z' 축을 중심으로 차체와 같이 요우 운동만을 하는 것으로 가정한다. 따라서, x 축과 x' 축은 항상 일치한다. 등가적인 스프링 위 질량과 스프링 아래 질량의 운동 모델을 Fig. 2에 나타내었다.

Fig. 2에서 스프링 위 질량은 $x-z$ 면에 대하여 대칭이며 그 중심점은 $x-z$ 평면 내에 있는 S 점이다. 스프링 아래 질량은 z' 방향의 높이를 무시하고 질량은 $x'-y'$ 면에 분포하며 중심점은 x' 축상의 U 점이라고 가정한다.

2.2 차선추종 3자유도 운동방정식

차량이 임의의 곡률을 가진 차선을 따라 주행할 경우 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다. Fig. 3에서 차량 속도 V 와 차체 고정 좌표계의 x 축이 이루는 각 β 는 $\tan(v/u)$ 로 표현되며 횡 미끄럼각(sideslip angle)이라고 한다. 일반적으로 차량은 x 방향의 속도 u 와 y 방향의 속도 v 의 관계가 $u \gg v$ 이므로 $|\beta| < 1$ 이라고 생각할 수 있다. 따라서, $\cos\beta = 1$, $\sin\beta = \beta$ 로 근사시킬 수 있으며, 식 (1)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} u &= V \cos\beta \approx V \\ v &= V \sin\beta \approx V\beta \end{aligned} \quad (1)$$

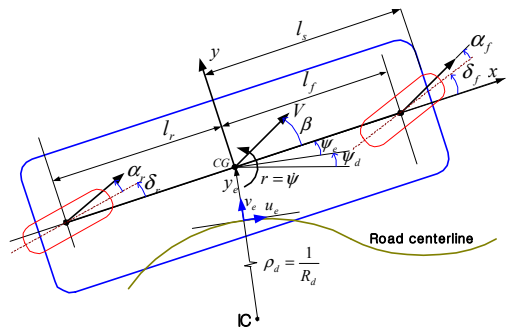


Fig. 3 The vehicle model for lane following

한편, 차량이 차선을 따라 주행할 때에 원하는 요우 각 ψ_d 의 변화율은 곡률(Curvature) ρ_d 로 정의할 수 있다. 따라서, 차량이 일정한 속도로 이동한다면, 원하는 요우 각속도 오차는 식 (2)와 같이 표현된다.

$$\dot{\psi}_d = \frac{u}{R_d} \approx \frac{V}{R_d} = V\rho_d \quad (2)$$

식 (2)를 이용하면 차량의 실제적인 요우 각속도는 식 (3)과 같이 된다.

$$r = \frac{d\psi}{dt} = \dot{\psi}_e + \dot{\psi}_d \approx \dot{\psi}_e + V\rho_d \quad (3)$$

차체 고정 좌표계의 속도를 관성 좌표계로 바꾸기 위해, Fig. 1로부터 식 (4)와 (5)를 유도한다.

$$u_e = -v \sin \psi_e + u \cos \psi_e \quad (4)$$

$$v_e = v \cos \psi_e + u \sin \psi_e \quad (5)$$

제어기 설계에서 출력 변수를 계산하는데 사용될, 횡방향 오차의 변화율 \dot{y}_e 은 요우 각의 오차 ψ_e 가 작으므로 식 (6)으로 근사화 된다.

$$\dot{y}_e \approx v_e \approx v + u\psi_e \approx v + V\psi_e \quad (6)$$

차체의 롤을 고려하였을 때에 차량에 작용하는 관성력과 외력을 포함하여 각 방향에 대한 힘과 모멘트의 평형을 적용하면, 식(7)~(9)와 같이 3자유도 운동방정식이 유도된다.

y방향 힘의 평형 :

$$\begin{aligned} \ddot{y}_e + \frac{a_1}{V}\dot{y}_e - a_1\psi_e + \frac{a_2}{V}\dot{\psi}_e - \frac{m_s h_s}{m}\ddot{\phi} - \frac{Y_\phi}{m}\phi \\ = \frac{C_{\alpha f}}{m}\delta_f + \frac{C_{\alpha r}}{m}\delta_r - (V^2 + a_2)\rho_d \end{aligned} \quad (7)$$

z축 모멘트 평형 :

$$\begin{aligned} \frac{a_3}{V}\dot{y}_e - a_3\psi_e + \frac{a_4}{V}\dot{\psi}_e + \dot{\psi}_e - \frac{I_{xz}}{I_z}\ddot{\phi} - \frac{N_\phi}{I_z}\phi \\ = \frac{l_f C_{\alpha f}}{I_z}\delta_f - \frac{l_r C_{\alpha r}}{I_z}\delta_r - a_4\rho_d \end{aligned} \quad (8)$$

x축 모멘트 평형 :

$$\begin{aligned} -a_5 y_e - \frac{I_{xz}}{I_x} \ddot{\psi}_e + \left(\frac{K_\phi}{I_x} - a_5 g \right) \phi + \frac{C_\phi}{I_x} \dot{\phi} + \ddot{\phi} \\ = a_5 V^2 \rho_d \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{m}, \quad a_2 = \frac{l_f C_{\alpha f} - l_r C_{\alpha r}}{m}, \\ a_3 &= \frac{l_f C_{\alpha f} - l_r C_{\alpha r}}{I_z}, \quad a_4 = \frac{l_f^2 C_{\alpha f} - l_r^2 C_{\alpha r}}{I_z}, \quad a_5 = \frac{m_s h_s}{I_x}, \\ Y_\phi &= \left(C_{\alpha f} \frac{\partial \alpha_{sf}}{\partial \phi} + C_{\alpha r} \frac{\partial \alpha_{sr}}{\partial \phi} \right) - \left(C_{cf} \frac{\partial \phi_f}{\partial \phi} + C_{cr} \frac{\partial \phi_r}{\partial \phi} \right) \\ N_\phi &= \left(l_f C_{\alpha f} \frac{\partial \alpha_{sf}}{\partial \phi} - l_r C_{\alpha r} \frac{\partial \alpha_{sr}}{\partial \phi} \right) - \left(l_f C_{cf} \frac{\partial \phi_f}{\partial \phi} - l_r C_{cr} \frac{\partial \phi_r}{\partial \phi} \right) \end{aligned}$$

2.3 차선추종에 관한 상태방정식

본 논문에서는 제어 대상인 차량의 3자유도 운동의 독립 변수이면서 관심의 대상인 횡방향 변위 오차, 요우 각 오차, 롤 각과 그 변수들의 미분을 상태변수로 각각 선정하고, 제어기의 출력인 조향각과 원하는 곡률입력을 입력변수로 취하여 다음과 같이 표현한다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} & A_{26} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} & A_{46} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & A_{62} & A_{63} & A_{64} & A_{65} & A_{66} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ 0 & 0 & 0 \\ B_{41} & B_{42} & B_{43} \\ 0 & 0 & 0 \\ B_{61} & B_{62} & B_{63} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & l_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_{22} & A_{23} & A_{24} - V & A_{25} & A_{26} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \end{bmatrix}$$

여기서,

$$\begin{aligned} A_{22} &= \frac{m a_1 (I_x I_z - I_{xz}^2) + m_s a_3 h_s I_{xz} I_z}{K_d V}, \\ A_{23} &= -A_{22} V, \quad A_{24} = \frac{m a_2 (I_x I_z - I_{xz}^2) + m_s a_4 h_s I_{xz} I_z}{K_d V}, \\ A_{25} &= -\frac{(I_x I_z - I_{xz}^2) Y_\phi + m_s h_s I_{xz} N_\phi - m_s h_s I_{xz} \left(\frac{K_\phi}{I_x} - 9.81 a_5 \right)}{K_d}, \\ A_{26} &= \frac{m_s h_s I_z C_\phi}{K_d}, \quad A_{42} = \frac{m a_1 a_5 I_x I_{xz} - a_3 I_x I_z (a_5 m_s h_s - m)}{K_d V}, \\ A_{43} &= -A_{42} V, \quad A_{44} = \frac{m a_2 a_5 I_x I_{xz} - a_4 I_x I_z (a_5 m_s h_s - m)}{K_d V}, \\ &\quad - a_5 I_x I_z Y_\phi + I_x N_\phi (a_5 m_s h_s - m) + m I_x I_{xz} \left(\frac{K_\phi}{I_x} - 9.81 a_5 \right), \\ A_{45} &= -\frac{m I_x I_{xz} \left(\frac{K_\phi}{I_x} - 9.81 a_5 \right)}{K_d} \end{aligned}$$

$$A_{46} = \frac{mI_{xz}C_\phi}{K_d}, \quad A_{62} = \frac{m(a_1a_2I_{xz} + a_3I_{xz}I_z)}{K_dV},$$

$$A_{63} = -A_{62}V, \quad A_{64} = \frac{m(a_2a_5I_{xz} + a_4I_{xz}I_z)}{K_dV},$$

$$A_{65} = -\frac{a_5I_{xz}Y_\phi + mI_{xz}N_\phi - mI_{xz}\left(\frac{K_\phi}{I_x} - 9.81a_5\right)}{K_d},$$

$$A_{66} = \frac{mI_zC_\phi}{K_d}, \quad B_{21} = -\frac{(I_{xz} - I_{xz}^2) + m_s h_s I_{xz} l_f}{K_d} C_{\alpha f},$$

$$B_{22} = -\frac{(I_{xz} - I_{xz}^2) + m_s h_s I_{xz} l_f}{K_d} C_{\alpha r},$$

$$B_{23} = \frac{m(I_{xz} - I_{xz}^2)(V^2 + a_2) + m_s a_4 h_s I_{xz} I_{xz} - m_s a_5 h_s I_{xz} V^2}{K_d},$$

$$B_{41} = -\frac{a_5 I_{xz} I_x + (m_s a_5 h_s - m) I_{xz} l_f}{K_d} C_{\alpha f},$$

$$B_{42} = -\frac{a_5 I_{xz} I_x + (m_s a_5 h_s - m) I_{xz} l_r}{K_d} C_{\alpha r},$$

$$B_{43} = \frac{m a_5 I_{xz} (V^2 + a_2) - a_4 I_{xz} (a_5 m_s h_s - m) - m a_5 I_{xz} V^2}{K_d},$$

$$B_{61} = -\frac{a_5 I_{xz} + m I_{xz} l_f}{K_d} C_{\alpha f}, \quad B_{62} = -\frac{a_5 I_{xz} + m I_{xz} l_r}{K_d} C_{\alpha r},$$

$$B_{63} = \frac{m a_5 I_{xz} (V^2 + a_2) - m a_4 I_{xz} I_{xz} - m a_5 I_{xz} V^2}{K_d},$$

$$K_d = m I_{xz}^2 + a_5 m_s h_s I_{xz} - I_{xz} z m$$

3. 제어기 설계 및 시뮬레이션

3.1 차량모델의 파라미터

유도된 3자유도 차선추종 모델을 바탕으로 제어기 설계에 필요한 각 파라미터를 선정하고 파라미터 변동 및 주파수 영역에서의 오차를 구한다. 차량은 80 [km/hr]의 일정한 속도로 주행하고 있는 것으로 가정하고 차량의 중심점 CG에서 차

Table 1 Parameter of the vehicle model

M_s	900 [kg]	M_u	167 [kg]
l_f	1.15 [m]	l_r	1.5 [m]
I_x	500 [kg·m ²]	I_{xz}	4750 [kg·m ²]
I_z	2130 [kg·m ²]	K_ϕ	65690 [N/m]
C_ϕ	2100 [N·s]	c	0.14 [m]
e	0.4 [m]	h_s	0.55 [m]
$\frac{\partial \alpha_{sf}}{\partial \phi}$	0.07	$\frac{\partial \alpha_{sr}}{\partial \phi}$	-0.095
$\frac{\partial \phi_f}{\partial \phi}$	0.02	$\frac{\partial \phi_r}{\partial \phi}$	0.97

선 추종 오차를 측정하는 센서까지의 거리 l_s 를 1.4 [m]로 가정한다. 본 논문에 적용된 차량의 각 파라미터는 일반적인 승용차를 기준으로 선정하였으며 각각의 단위와 크기는 Table 1과 같다.

일반적으로 캠버 트러스트 계수는 공칭 코너링 강성의 1/10 정도로 가정할 수 있다. 그러나 차량은 차체의 무게증가, 불규칙한 노면, 바람 등에 의해 차량의 안정성 및 승차감에 큰 영향을 미치는 코너링 강성이 변화하게 된다. 코너링 강성의 변화를 전륜에 32%, 후륜에 34% 존재하는 것으로 가정하면 식 (11)과 같이 캠버 트러스트 계수의 파라미터 불확실성¹⁸⁻¹⁹⁾을 승법적 형태로 나타낼 수 있다.

$$C_{\alpha f} = \overline{C_{\alpha f}}(1 + 0.32\delta_1) \quad (11)$$

$$C_{\alpha r} = \overline{C_{\alpha r}}(1 + 0.34\delta_2)$$

3.2 제어기설계 및 시뮬레이션

μ 최적제어기를 설계하기 위하여 차량 파라미터의 변동과 입력측의 불확실성을 포함한 전체적인 제어 모델을 Fig. 4에 나타내었다.

특이치 분해와 선형 분수변환을 이용하면 공칭 모델 및 코너링 강성의 변동 δ_1, δ_2 에 대한 파라미터 섭동을 포함하는 차량모델의 상태공간 행렬은 식 (12)와 같다.

Table 2에 나타낸 시간응답성능과 관련된 설계 사양을 만족하는 μ 제어기를 설계하기 위하여 $D-K$ 반복을 수행하였으며 그 결과를 Table 3에 나타낸다.

Table 2 Design specification

y_e	≤ 5 [cm]	\ddot{y}	$\leq 0.4g$ [m/s ²]
$\dot{\psi}_e$	≤ 6 [deg/s]	$\dot{\phi}$	≤ 41.5 [deg/s]

Table 3 $D-K$ iteration summary

iteration number	1	2	3
controller order	22	34	38
gamma achieved	44.924	1.446	0.987
peak μ value	12.497	1.369	0.982

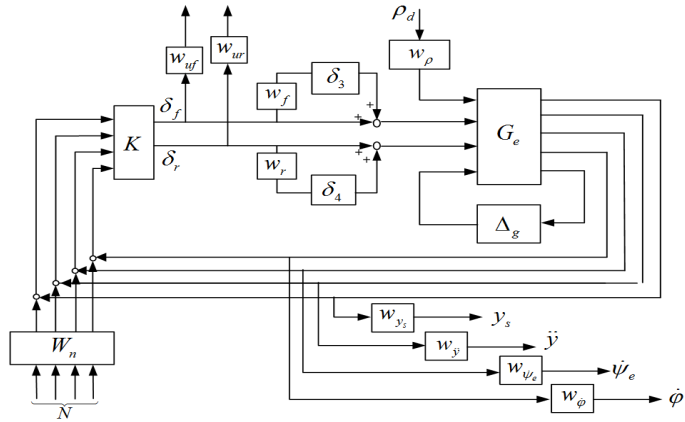


Fig. 4 Overall block diagram for controller synthesis

$$G_e = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -8.2856 & 184.1234 & 1.9187 & -14.9935 & 0.0944 & 88.1209 & 96.0025 & -451.1614 & -0.6813 & -0.6943 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.8973 & -19.9405 & 0.1542 & 14.4551 & 0.4537 & -12.5803 & -7.3602 & 3.4270 & 0.0973 & 0.0531 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.3219 & -7.1522 & 3.3658 & 0.8121 & 0.2034 & -32.2728 & 25.1206 & 74.7946 & 0.2495 & -0.1817 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 1 & 0 & 1.4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -8.2586 & 184.1234 & -20.3023 & -14.9935 & 0.0944 & 88.1209 & 96.0025 & -451.1614 & -0.6813 & -0.6943 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 1.8625 & -41.3907 & 2.1420 & -0.3311 & 0 & -41.3907 & 0 & 47.5994 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2.1154 & -47.0114 & -3.1554 & 9.0261 & 0 & 0 & -47.0114 & -70.5170 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

그러나 Table 3에서 구하여진 제어기의 차수는 제어기 실현의 측면에서는 비현실적이므로 제어기 차수 축소를 위해 행렬 노름 근사법(Hankel Norm Approximation)을 이용하여 응답 특성이 크게 변하지 않는 15차의 제어기를 설계하였다.

본 논문에 사용된 차량의 공칭 모델은 원점에 2개의 극점이 존재한다. 설계된 제어기가 공칭 시스템뿐만 아니라 불확실성이 존재하는 시스템에 대해서도 안정성을 보장하며 요구되는 성능을 발휘하고 있는지를 확인하기 위하여 공칭성능, 강인안정성, 강인성능에 대한 μ 값을 Fig. 5~7에 각각 나타낸다. Fig. 5~7로부터, 각각의 μ 최대치가 1 미만이므로 설계된 제어기가 주어진 공칭성능과 강인안정성 및 강인성능을 모두 만족하고 있는 것을 확인 할 수 있다. 또한, 설계된 제어기의 시간응답성능을 확인하기 위하여 공칭 모델 및 노면의 불규칙성, 하중의 변화, 바람, 경사로 등의

불확실성이 존재하는 경우를 고려하여 시뮬레이션을 수행 하고 그 결과를 나타낸다.

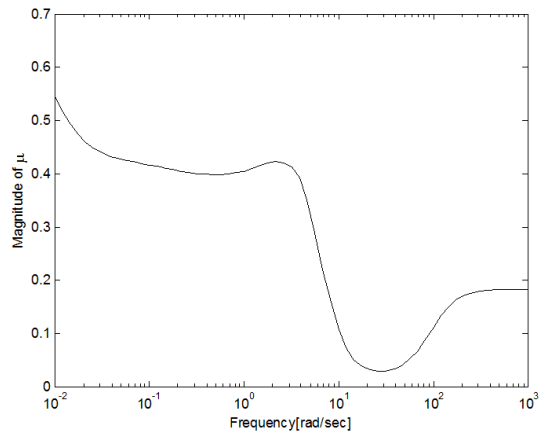


Fig. 5 Nominal performance

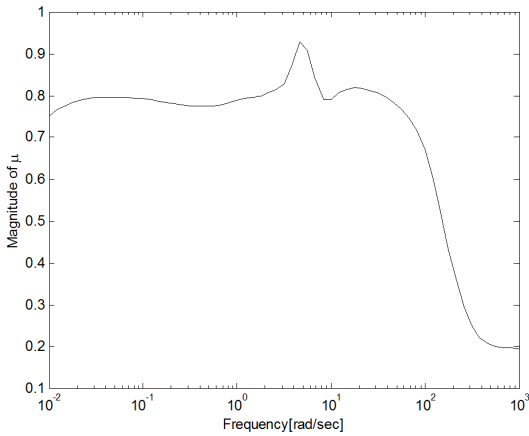


Fig. 6 Robust stability

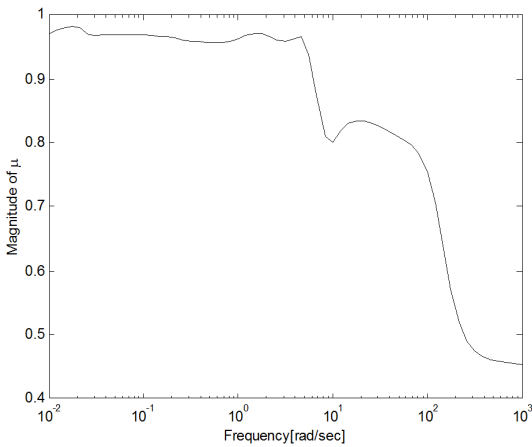


Fig. 7 Robust performance

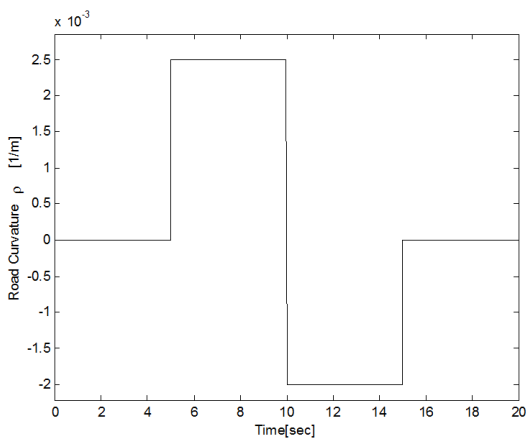


Fig. 8 Road curvature input

Fig. 8과 같이 계단 입력의 형태로 주어진 곡률 입력이 조향입력으로 차량에 인가되었을 때, 공칭 플랜트와 불확실성이 포함된 플랜트의 횡방향 오차, 횡방향 가속도오차, 요우 각속도 오차, 롤 각속도, 전륜측 조향각 및 후륜측 조향각의 시뮬레이션 결과를 Fig. 9~14에 각각 나타낸다.

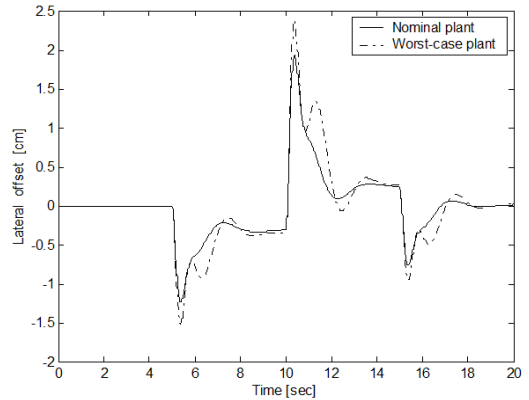


Fig. 9 Lateral offset of vehicle maneuver

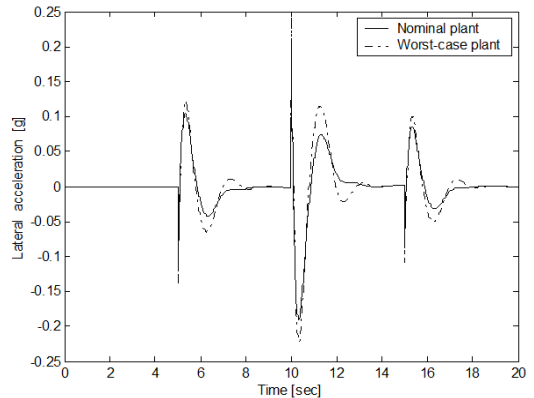


Fig. 10 Lateral acceleration of vehicle maneuver

Fig. 9로부터 조향각과 외란 및 도로의 곡률에 영향을 받는다고 알려져 있는 횡방향 오차가 최대 2.5[cm] 미만으로 관찰되므로 주어진 설계사양을 만족하고 있음을 확인 할 수 있다.

또한, Fig. 10에 나타낸 횡방향 가속도 응답이 최대 크기 0.25g임을 관찰 할 수 있으므로 차선을 추종하는데 있어 비교적 작은 선회력이 요구되고 있다고 사료된다.

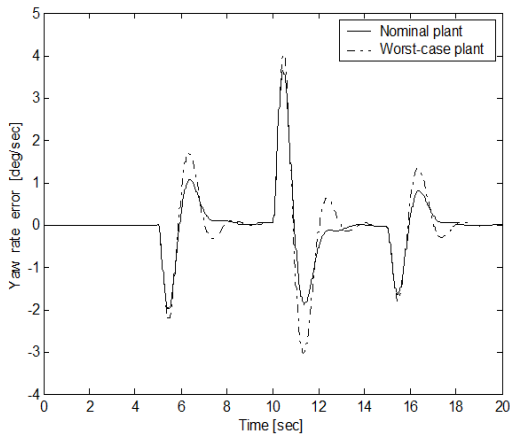


Fig. 11 Yaw rate error of vehicle maneuver

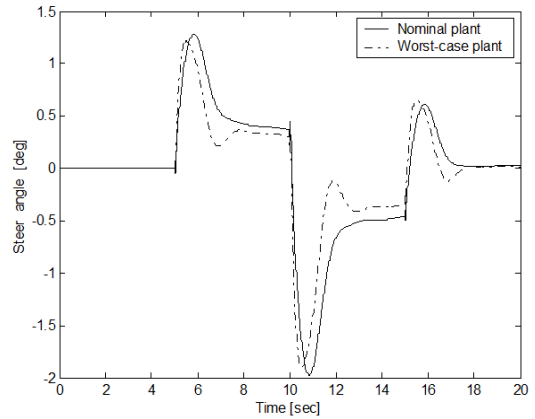


Fig. 14 Rear steering angle of vehicle maneuver

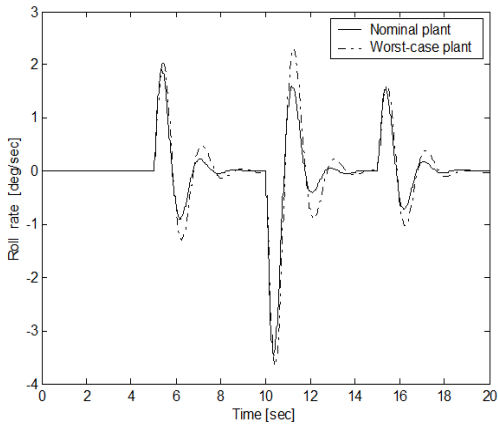


Fig. 12 Roll rate of vehicle maneuver

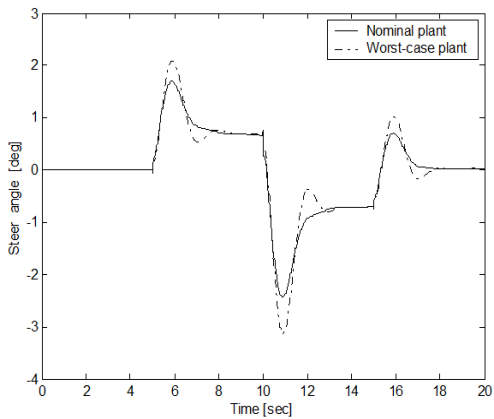


Fig. 13 Front steering angle of vehicle maneuver

Fig. 11과 12에서는 일종의 외란으로 간주될 수 있는 곡률 입력에 대하여 약 2초 이내로 외란이 제거되고 있는 것을 관찰 할 수 있으므로 설계된 제어기가 비교적 양호한 외란제거 성능을 보유하고 있는 것으로 판단 할 수 있으며 조종 안정성과 승차감에 미치는 영향을 나타내는 요우 각속도 오차와 롤 각속도를 각각 4~6 [deg/s] 이내로 감소시킬 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 13과 14로부터는 이 모든 조건을 만족하는데 필요한 입력 에너지와 관계있는 조향각이 전후륜 모두 약 2~3°이내에 분포하고 있음을 확인할 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 차량이 임의의 곡률을 가진 차선을 따라 일정한 차속으로 주행할 때의 요우, 횡방향, 롤 운동을 포함한 3자유도 차량 운동 모델을 유도하였고, 노면 조건의 변화와 하중 변화 등을 고려하기 위하여 파라미터 불확실성에 의한 섭동을 제어모델에 포함하여 여러 가지 요인에 의해 변화하는 코너링 강성 등에 강인한 μ 제어를 설계하였다.

설계된 제어기의 유효성을 확인하기 위하여 일정한 속도로 주행하는 차량에 계단 입력의 형태로 주어진 곡률 입력을 인가하여 시뮬레이션을

수행하였다. 시뮬레이션 결과를 통하여 횡방향 차선추종 오차, 일종의 외란인 곡률입력에 대한 외란제거성능, 조종 안정성과 승차감에 미치는 영향을 나타내는 요우 각속도 오차와 롤 각속도 등이 주어진 설계사양을 만족하고 있음을 확인 할 수 있었다.

References

1. S. Tsugawa, 2008, "A History of Automated Highway Systems in Japan and Future Issues", Vehicular Electronics and Safety- ICVES 2008 IEEE International Conference, pp. 2-3.
2. O. Hanmouda, 2009, "Safety Modeling and Evaluation of Automated Highway Systems", Dependable Systems & Networks - DSN 2009 IEEE/IFIP International Conference, pp. 73-82.
3. D. G. Bates, S. L. Gatley and I. Postlethwaite, 1999, "Integrated Flight and Propulsion Control System Design Using Loop-shaping Techniques", Proceedings of the 38th Conference on Decision & Control, pp. 1523-1528.
4. J. Y. Wang and M. Tomizuka, 1999, "Robust H_{∞} Lateral Control of Heavy-duty Vehicles in Automated Highway System", Proceedings of the American Control Conference, pp. 3671-3675.
5. S. Mammar, 1997, "Application of Two Degree of Freedom H_{∞} Optimization to Robust Lateral Vehicle Control", Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications, pp. 401-422.
6. G. Papageorgiou, 1998, "Robust Control System Design: H^{∞} Loop Shaping and Aerospace Applications", Darwin College Cambridge, A Doctoral Dissertation
7. D. J. N. Limebeer, E. M. Kasenally and J. D. Perkins, 1993, "On the Design of Robust Two Degree of Freedom Controllers", Automatica, Vol. 29, No. 1, pp. 157-168.
8. W. B. Milliken and D. W. Whitcomb, 1956, "General Introduction to a Programme of Dynamic Research", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Automobile Division, pp. 287-309.
9. L. Segel, 1956, "Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Automobile Division, pp. 310-330.
10. R. Fenton, G. C. Melocik and K. W. Olson, 1976, "On Steering of Automated Vehicles: Theory and Experiment", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. AC-21, No. 3, pp. 6-10.
11. S. E. Shladover, D. N. Wormely, H. H. Richardson and R. Fish, 1978, "Steering Controller Design for Automated Guideway Transit Vehicles", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 100, pp. 1-8.
12. K. H. F. Cardew, 1970, "The Automatic Steering of Vehicles - An Experimental System Fitted to a DS 19 Citroen Car", Road Research Lab., Crowthorne, Berkshire.
13. J. Ackermann, 1994, "Robust Decoupling, Ideal Steering Dynamics and Yaw Stabilization of 4WS Cars", Automatica, Vol. 30, No. 11, pp. 1761-1768.
14. J. Ackermann, 1990, "Robust Control for Automatic Steering", Proceedings of the American Control Conference, pp. 795-800.
15. H. Peng, and M. Tomizuka, 1993, "Preview Control for Vehicle Lateral Guidance in Highway Automation", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 115, No. 4, pp. 678-686.
16. R. T. O'Brien, P. A. Iglesias and T. J. Urban, 1996, "Vehicle Lateral Control for Automated Highway Systems", IEEE Transactions on

Control Systems Technology, Vol. 4, No. 3, pp. 266-273.

17. S. S. You and S. K. Jeong, 2002, "Controller Design and Analysis for Automatic Steering of Passenger Cars", Mechatronics An International Journal, Vol. 12, No. 3, pp. 427-446.
18. S. W. Ji, Y. B Kim and J. S. Jang, 2007, "LMI-Based Controller Design for Pneumatic Driving Apparatus", Proceedings of The Korean Society for Power System Engineering, pp. 78-82.
19. Y. B. Kim and J. H. Kim, 2009, "Robust Torque Control for an Internal Combustion Engine with Nonlinear Uncertainty", Journal of the Korea Society For Power System Engineering, Vol. 13, No. 6, pp. 43-50.