

# 추정된 타이어 힘을 이용한 능동 조향 제어

서찬원\* · 김준영\* · 홍대건\* · 허건수\*\*  
(1999년 10월 28일 접수)

## Active Steering Control Based on The Estimated Tire Forces

Chanwon Seo, Joonyoung Kim, Daegun Hong and Kunsu Huh

**Key Words :** Steering Control(조향 제어), Tire Force Estimation(타이어 힘 추정), Steering Simulator(조향 시뮬레이터), Kalman Filter(칼만 필터), Fuzzy Logic Controller(퍼지 제어기)

### Abstract

Steering of the vehicles on a slippery highway is a difficult task for most passenger car drivers. The steering vehicles on slippery roads tend to slide outward with less lateral forces than on normal roads. When the drivers notice that their vehicles on a slippery highway start to depart from the cornering lane, most of them make a sudden steering and/or braking, which in turn may induce spin-out and instability on their vehicles. In this paper, an active steering control method is proposed such that the vehicles in slippery roads are steered as if they are driven on the normal roads. In the proposed method, the estimated lateral forces acting on the steering tires are compared with the reference values and the difference is compensated by the active steering method. A fuzzy logic controller is designed for this purpose and evaluated on a steering Hardware-In-the-Loop Simulation (HILS) system. Steering performance results on the slippery curved and sinus roads demonstrate the effectiveness of the proposed controller. This method can be realized with the steer-by-wire concept and is promising as an active safety technology.

#### 기호설명

$a_x$	: 직진가속도	$m$	: 차량 질량
$a_y$	: 횡가속도	$m_s$	: 현가 질량
$c_\phi$	: 전후륜의 롤댐핑	$p$	: 롤속도
$e$	: 롤축과 질량중심간의 거리	$r$	: 요잉속도
$F_{xi}$	: 각 바퀴의 타이어 직진력	$t_f$	: 질량중심과 전륜의 횡방향 거리
$F_{yi}$	: 각 바퀴의 타이어 횡력	$t_r$	: 질량중심과 후륜의 횡방향 거리
$h$	: 지면에서 질량중심까지 거리	$v_x$	: 직진속도
$h_f$	: 지면에서 전륜 롤중심까지 거리	$v_y$	: 횡속도
$h_r$	: 지면에서 후륜 롤중심까지 거리	$\delta$	: 바퀴의 조향각
$I_x$	: x 축 차량의 질량관성 모멘트	$\phi$	: 롤각
$I_z$	: z 축 차량의 질량관성 모멘트		
$k_{\phi f}$	: 전륜의 롤강성		
$k_{\phi r}$	: 후륜의 롤강성		
$l_f$	: 질량중심에서 앞축까지 거리		
$l_r$	: 질량중심에서 뒷축까지 거리		

### 1. 서론

차량의 능동적 안전장치는 주로 제동장치나 조향장치와 같은 새시 구성요소에서 발달되어 왔다. 제동 안전 시스템은 슬립률을 최적으로 유지하여 제동 능력을 극대화하는 ABS(Anti-lock Brake System) 기술에 의해 활발한 연구가 진행되어 왔다. 미국에서는 ABS 시스템이 소개되어 온 이래

\* 한양대학교 산업과학연구소

\*\* 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : khuh2@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0437 FAX : (02)2295-4584

로 현재 생산되는 대부분의 승용차에 장착되고 있다. 또한, ABS 기술에 가속 능력을 최대화하는 엔진의 드로틀 밸브 제어기술을 통합한 TCS(Traction Control System) 기술이 발전되어 왔다. 최근 들어 두 시스템은 전 세계에 걸쳐 대부분의 승용차에 장착되고 있다.

조향 안전성을 향상시키는 능동 제어기술은 자동차 연구소, 대학 연구기관 그리고 관련된 산업 연구소에서 폭넓게 연구되어 왔다. 예를 들면, 4WS(4-Wheel Steering) 시스템<sup>(1-3)</sup>은 조향성능의 향상을 위하여 발달되어 왔지만, 비용과 주행 중 발생하는 불안정한 문제<sup>(4)</sup>의 한계 때문에 실용화하지 못하였다. 차선이탈 경고 및 제어 시스템<sup>(5-8)</sup>은 운전자에게 차선의 이탈을 경고할 뿐만 아니라, 필요하다면 제어가 작동하여 차선 중앙을 주행할 수 있도록 하였다. 하지만 이런 기술은 차선 표시를 측정하여 차량이 주행하는 길을 정확하게 계산하는 차선 측정기술<sup>(9,10)</sup>이 필요하며, 그 정확성에 크게 의존하게 된다. 그러므로 가까운 미래에 현실화 될 수 있는 능동 조향기술은 차량 내부의 문제로 국한되어야 한다. 예를 들면, 스피ن 제어 시스템<sup>(11)</sup>은 외부환경에 상관없이 차량의 회전을 방지하는 역할을 할 수 있도록 발전되어 왔다.

본 논문에서는, 능동 안전기술의 한 부분으로서 조향을 하는 동안 최적의 타이어 횡력을 유지하기 위한 능동 조향 제어 시스템을 제안하였다. 이 시스템은 차량의 횡방향 운동에 관련하여 제어 시스템과 모니터링 시스템이 통합되어 있다. 모니터링 시스템은 횡방향 운동에 큰 영향을 미치는 타이어의 횡력을 추정하기 위하여 설계하였으며, 차량 동역학 모델에 타이어의 횡력을 상태 변수로 대체하여 EKF(Extended Kalman Filter)를 구성하여 4 바퀴에 걸리는 횡방향 힘을 추정하였다. 제어 시스템은 기준이 되는 타이어 힘과 현재 추정된 타이어 횡력과의 비교를 통하여, 능동 조향 제어기에서 나오는 여분의 조향각이 운전자가 주는 조향각에 추가되는 방식으로 설계되었다. 횡방향 운동의 비선형적인 특성과 도로의 조건 및 외란의 영향을 고려하여 적절한 제어를 하기 위하여 퍼지 논리를 사용하여 제어기를 설계하였다. 이러한 모니터링 시스템과 제어 시스템의 성능을 실험하기 위하여 하드웨어로 구성된 조향 시뮬레이터가 제작되었다. 이를 이용하여 미끄러운 노면에서의 조향성능을 비교하였으며, 그 결과를 토대로 제안된 능동 조향 제어기의 성능을 검증하였다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2 장에서 각 바퀴에 걸리는 타이어 횡력을 추정하였으며, 3 장에서는 기준 타이어 힘을 설명하였다. 4 장에서는 퍼

지 논리를 토대로 능동 조향 제어기를 설계하였으며, 5 장에서는 조향 시뮬레이터를 구성하고 미끄러운 노면에서 조향성능을 비교하였다. 그리고 마지막 6 장에서 결론을 맺었다.

## 2. 타이어 횡력의 추정

조향시 차량의 횡방향 운동을 모니터링 하기 위하여 타이어 횡력을 주요 변수로 고려하였다. 그런데 이러한 타이어 횡력을 센서로 측정하는 것이 결코 쉬운 일이 아니다. 아직 센서 기술의 한계도 있지만 고속 주행시 차량의 타이어 또한 고속 회전을 하고, 여러 거친 환경(눈길, 진흙, 빗길 등)에 놓이게 되므로 정밀한 센서를 장착하는 문제도 그리 간단하지 않다. 그 대안으로 차량 모델에 기초하여 타이어 횡력을 추정하는 간접적인 추정 기술을 사용하였다. 예를 들면, Ray<sup>(12)</sup>는 칼만 필터를 차량 모델에 적용하여 앞뒤 바퀴에 걸리는 타이어의 횡력을 추정하였다.

본 논문에서는 각 바퀴의 걸리는 타이어 횡력을 추정하기 위하여 조향시 타이어 횡력이 롤각과 관련이 있다는 사실에 기초하여 새로운 차량 감지모델을 제안하였다. 차량의 조향 운동은 Fig. 1 에서와 같이 4 DOF 시스템으로 모델링하였다. 이 모델에 기초한 차량 동역학식에 평균 타이어 횡력이 여분의 상태 변수로 대체되어 차량 감지모델이 설계되었으며 다음식과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{r} \\ \dot{\phi} \\ \dot{p} \\ \dot{F}_{yf} \\ \dot{F}_{yr} \end{bmatrix} = [E]^{-1} \begin{bmatrix} \sum F_x + mrv_y - m_s epr \\ \sum F_y - mrv_x \\ \sum M_z \\ p \\ \sum M_x + m_s e r v_x \\ \zeta_1 p \\ \zeta_2 p \end{bmatrix} \quad (1)$$

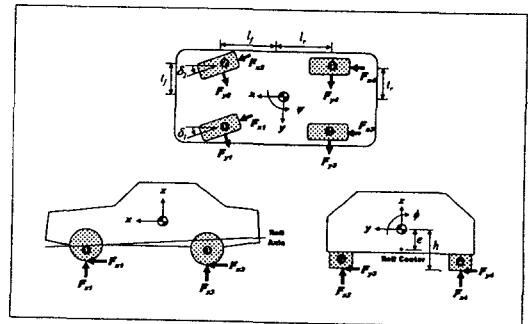


Fig. 1 Vehicle coordinate system

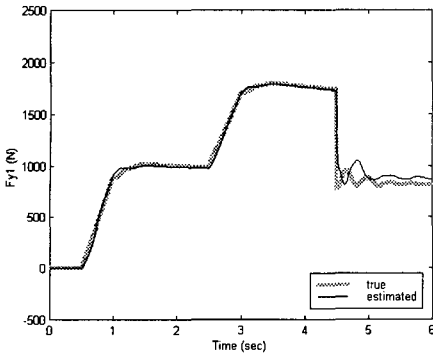


Fig. 2 Front-left lateral force

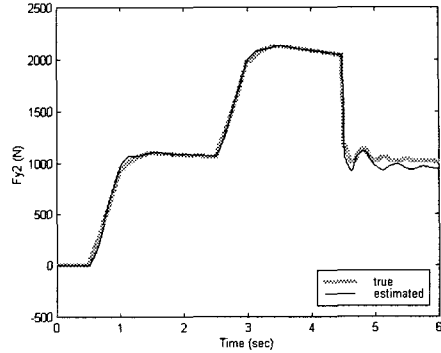


Fig. 3 Front-right lateral force

여기서  $E$  는 관성항을 포함한 행렬이며  $\Sigma F_x, \Sigma F_y, \Sigma M_x, \Sigma M_y$  에 대한 자세한 수식은 Appendix 에 설명되어 있다. 식 (1)에 표현된 변수  $\zeta_1$  과  $\zeta_2$  는 롤속도에 대한 횡력 변화율의 비례상수이며, 시간에 대한 변화가 작다고 가정하였다. 즉, 칼만 필터에 식 (1)이 적용될 때, 매 시간 간격마다 추정된 타이어 횡력과 롤각에 의해서 이 비례상수는 계속해서 갱신된다.

타이어 횡력을 추정하기 위하여 직진가속도, 횡가속도, 요잉속도 그리고 롤속도를 출력 변수로 하여 차량 감지모델 식 (1)을 EKF 방법<sup>(13)</sup>에 적용하였다. 휠 동역학에 의하여 타이어 직진력이 계산될 수 있다고 가정하였고, 플랜트 섭동이나 센싱 오차의 영향을 최소화하기 위하여 well-conditioned scaling method<sup>(14)</sup> 방법이 EKF 설계에 적용되었으며 아래 식과 같다. EKF 에 의하여 앞뒤 바퀴의 평균 타이어 횡력인  $F_{yf}$  와  $F_{yr}$  가 추정되며, 좌우 횡력은 수직방향의 힘의 분배로부터 계산되어 진다.

$$[S] \begin{bmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{\hat{F}}_{yf} \\ \dot{\hat{F}}_{yr} \end{bmatrix} = [S]f(\hat{x}, t) + K(y - \hat{y}) + G_p(r - \hat{r}) \quad (2)$$

$$\hat{y} = h(\hat{x}, t)$$

$$F_{yi} = F_{yf} \cdot \frac{F_{zi}}{F_{zf}} \quad , \quad i=1,2$$

$$F_{yj} = F_{yr} \cdot \frac{F_{zj}}{F_{zr}} \quad , \quad j=3,4$$

(3)

여기서  $S$  는 스케일링 행렬이며  $K$  는 EKF 의 이득 벡터이며,  $G_p$  는 모델오차 보상기의 이득벡터이다. 전후륜의 정적 수직하중  $F_{zf}$  와  $F_{zr}$  에 대한 각 바퀴의 변화된 수직하중  $F_{zi}$  와  $F_{zj}$  는 Appendix 에 자세히 나타내었다.

14 DOF 차량 모델식에 Magic Formula 타이어 모델<sup>(15)</sup>을 적용하여 계산한 값을 실제값으로 가정하여 추정된 타이어 횡력과 비교하였다. Fig. 2 와 Fig. 3 은 전륜의 좌측과 우측의 타이어 횡력의 추정 결과를 나타내고 있다. 미끄럽지 않은 아스팔트 노면에서 0.5 초에 1°를 조향한 후 2.5 초에서 2°로 조향하였고, 4.5 초에서 미끄러운 노면에 진입시의 상황을 나타내었다. 각 바퀴의 추정된 타이어 횡력은 정상상태에서 뿐만 아니라 과도상태에서도 실제값과 잘 일치함을 알 수 있었다.

### 3. 기준 타이어 힘의 생성

기준 타이어 힘은 차량이 미끄럽지 않은 아스팔트 도로를 주행 시 발생하는 횡력으로 정의하였다. 기준 타이어 힘은 차량의 속도, 조향각, 타이어의 종류 및 차량의 제원 등에 따라 다른 값을 나타낸다. 주어진 차량과 타이어에 대한 기준 타이어 힘이 설정된다면, 현재 추정된 타이어 횡력과의 비교를 통하여 횡방향 운동의 상태를 판단할 수 있다. 실제 차량을 이용하여 기준 타이어 힘을 측정하기가 거의 불가능하기 때문에 정확성이 입증된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 기준 타이어 힘을 생성하였다. 본 논문에서는 미시간 연구센터에서 개발된 CAPC 소프트웨어<sup>(17)</sup>를 이용하여 기준 타이어 힘을 생성하였다. 이 소프트웨어는 다양한 차량의 새시 모델과 타이어 모델 뿐만 아니라, 차량 제원을 선택할 수 있도록 설계되어 있다. CAPC 안의 모든 차량의 변수들은 실제로 생산되어진 차량의 값들을 쓰고 있으며, 이 프로그램은 몇가지 테스트 트랙에서 실험을 통해 정확성이 검증되었다.

차량의 기준 타이어 힘은 여러 가지 조향각과 속도에 따라서 결정하였다. 운전자가 조향각 0° ~ 3°에서 속도는 40km/h ~ 120km/h 에서 건조한 아스

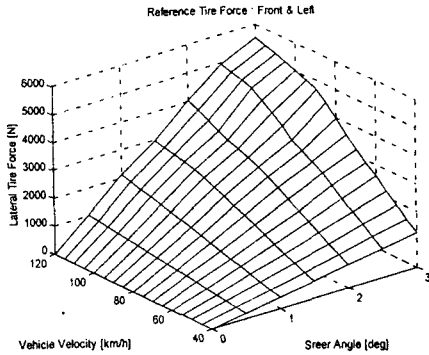


Fig. 4 Outer-front reference tire force

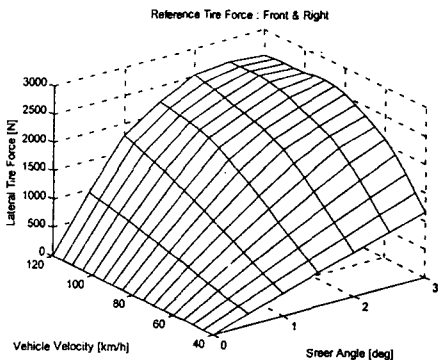


Fig. 5 Inner-front reference tire force

팔트 도로에서 발생하는 값으로 설정하였다. Fig. 4 와 Fig. 5 는 전륜 내외측 바퀴에 대한 look-up table 값을 그린 것이며 그 사이 값은 보간법에 의하여 계산하였다.

#### 4. 능동 조향 제어기 설계

능동 조향 제어기는 현재 추정된 타이어 횡력이 3 장에서 구한 기준 타이어 힘을 추종하도록 설계되었다. 전륜 외측에 발생하는 횡력은 4 바퀴의 횡력들 중에서 가장 큰 값을 발생하고 있으므로 그 값을 제어 변수로 선택하였다. 제어기는 특정 속도와 조향각에서 추정된 타이어 횡력이 기준 타이어 힘보다 작을 때 여분의 조향각을 더 주어서 기준값을 추종하도록 하였다.

조향각에 대한 횡력의 특성이 매우 비선형적이기 때문에 퍼지 이론<sup>(16)</sup>을 제어기 설계에 적용하였다. 퍼지 논리 제어기는 퍼지화, 퍼지추론, 비퍼지화로 구성되어 있다. 삼각형의 소속함수는 3 가지 언어변수인  $e$ ,  $\Delta e$ ,  $\Delta u$  에 사용되었으며, 이는 각각 현재 추정된 타이어 횡력과 기준값 사이의 오차, 오차의 변화 및 여분의 조향각을 나타낸다. 스के

Table 1 The rule base for the Fuzzy logic controller

$e$	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
$\Delta e$							
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZE
NM	NB	NB	NB	NM	NS	ZE	PS
NS	NB	NB	NM	NS	ZE	PS	PM
ZE	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
PS	NM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB
PM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB	PB
PB	ZE	PS	PM	PB	PB	PB	PB

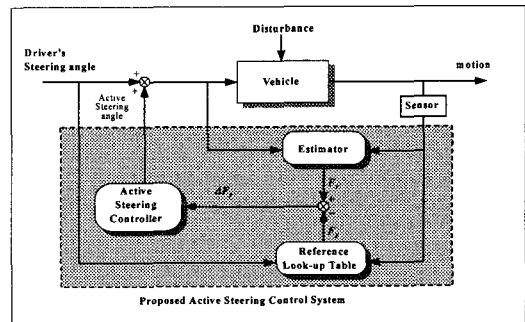


Fig. 6 Proposed active steering control system

일 계수는 입력값  $e$ ,  $\Delta e$  와 출력값  $\Delta u$  를 정규화된 퍼지화의 소속함수 값으로 사상시킨다. 입력과 출력 변수들의 관계는 Table 1 에서와 같은 제어 규칙으로 구성하였다.

제어 규칙은 횡력의 오차와 오차의 변화율에 대한 여분의 조향각의 크기를 결정하는 방식으로 구성하였다. 퍼지추론은 Mamdani 의 방법을 그리고 비퍼지화는 면적 중심법을 사용하였다.

Fig. 6 은 제안된 능동 조향 제어 시스템의 구성을 보여주고 있다. 'Estimator' 블록은 EKF 를 이용하여 차량의 상태 변수 뿐만 아니라, 타이어 횡력까지 구할 수 있다. 이 구조는 실질적으로 간접 적응제어 기법을 나타내고 있다. 이러한 제어기법의 적용에는 명백한 제한이 있다. 예를 들면, 얼음판 위에서의 차량 조향은 여분의 조향각 만으로는 횡력이 보상되지 않기 때문에 제어가 완전히 이루어 질 수 없다.

#### 5. 조향 시뮬레이터를 이용한 실험

제안된 제어 시스템의 성능을 평가하기 위하여 조향 시뮬레이터를 구성하였다. Fig. 7 에서 보는

바와 같이, 조향 시뮬레이터는 하드웨어(조향 휠, 토오크 모터, 기어 및 포텐쇼미터) 부분과 소프트웨어(차량 시뮬레이션 프로그램 및 조향 제어 시스템) 부분으로 구성되어 있다. 조향 휠은 복원 토오크를 생성하는 BLDC 모터와 연결되어 있으며, 조향 휠의 각도는 포텐쇼미터에 의해 측정된다. 차량 시뮬레이션 프로그램인 CAPC<sup>(17)</sup>에 제안된 제어 시스템을 적용하였다. 시뮬레이터 화면에는 Fig. 8 에서 보는 바와 같이 도로 앞면과 차량의 본넷(bonnet) 부분이 나타난다. 화면에서 왼쪽 아래 막대그래프는 기준값에 대한 현재의 추정된 횡력을 백분율로 나타내는 것이며, 오른쪽 아래 막대그래프는 능동 제어기로부터 발생하는 여분의 조향각을 나타낸다.

조향 실험을 Dana test road<sup>(17)</sup>의 곡선 부분에서 실행하였다. 운전자는 5 초 동안 90km/h 의 속도로 직선도로를 주행후 곡선도로에 진입하게 되며, 노면 마찰계수가 1.1 인 아스팔트 도로와 0.2 인 미끄러운 노면에서 실행하였다. 미끄러운 노면에서 제어를 하지 않았을 경우 기준값에 대한 현재의 추정된 횡력이 Fig. 9 에 나타나 있다. 이 경우는 노면 마찰계수가 작으므로 기준값보다 작은값을 나타내며, 운전자의 불안과 서투른 운전 양상이 나타날 수 있다. Fig. 10 은 아스팔트 도로에서 제어하지 않았을 때, 미끄러운 노면에서 제어하지 않았을 때 그리고 미끄러운 노면에서 제어하였을 때

의 3 가지 경우에 대하여 운전자의 조향각을 비교하였다. 미끄러운 노면에서 제어하지 않고 운전하였을 경우 아스팔트 도로에서의 조향각 보다 큰 값을 보이고 있다. 그러나 제안된 제어기를 사용하였을 경우, 운전자는 미끄러운 노면에서도 아스팔트 도로와 비슷한 크기의 조향각으로 주행할 수 있으므로 운전이 편안함을 느낄 수 있다. 즉, 제어기에서 여분의 조향각을 발생시켜 바퀴를 조향하게 된다.

능동 제어기로부터 발생하는 여분의 조향각은 Fig. 11 에 나타나 있으며, Fig. 12 는 제어된 횡력이 기준값을 추종하고 있음을 보여주고 있다. 제안된 제어기의 장점은 Fig. 13 에 잘 나타나 있는데, 미끄러운 노면에서 적은 조향각을 가지고 동일한 요잉 속도를 생성하고 있음을 보여주고 있다.

또한, 조향 실험을 Sinus test road<sup>(17)</sup>에서도 실행하였으며 노면 마찰계수가 1.1 인 아스팔트 도로와 0.2 인 미끄러운 노면에서 실행하였다. Fig. 14 는 아스팔트 도로에서 제어하지 않았을 때, 미끄러운 노면에서 제어하지 않았을 때 그리고 미끄러운 노면에서 제어하였을 때의 3 가지 경우에 대하여 운전자의 조향각을 비교하였다. Sinus 도로를 추종하기 위하여, 제어기를 사용하지 않은 운전자는 미끄러운 노면에서 아스팔트 도로에서 운전하는 경

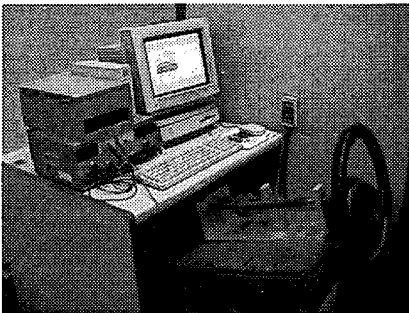


Fig. 7 The steering simulator

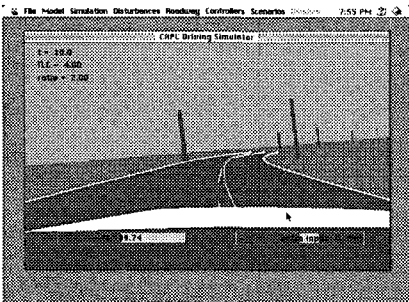


Fig. 8 The animation view from the steering simulator

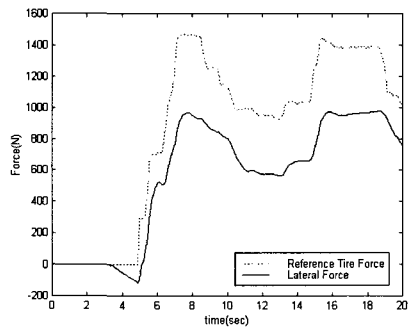


Fig. 9 Tire force on slippery road without control

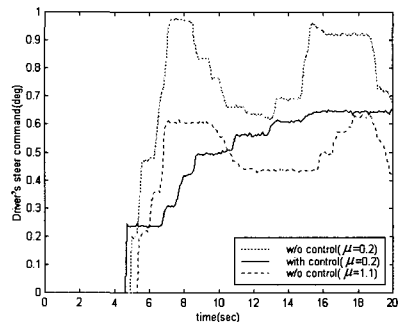


Fig. 10 Driver's steering angle

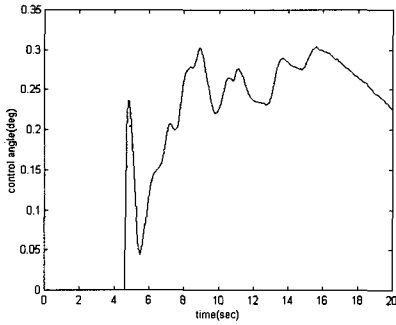


Fig. 11 Extra angle from the controller

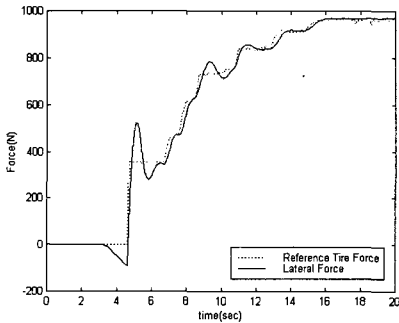


Fig. 12 Tire force on slippery road with control

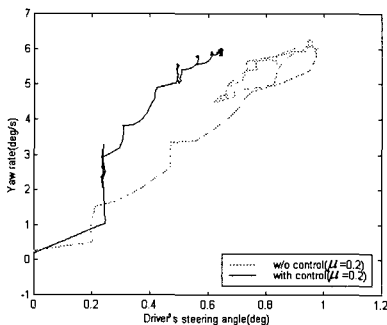


Fig. 13 Relation between steering angle and yaw rate

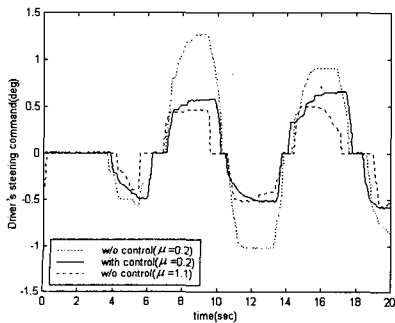


Fig. 14 Driver's steering angle (Sinus road)

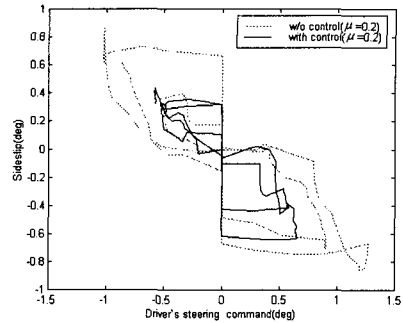


Fig. 15 Relation between steering angle and side-slip angle (Sinus road)

우보다 큰 조향각을 주어야만 했다. 그러나 제안된 제어기를 이용한 경우에는 제어기가 여분의 조향각을 발생시킴으로써, 미끄러운 노면에서도 아스팔트 도로와 같이 적은 조향각으로 주행할 수 있다. Fig. 15는 차량의 안전성과 밀접한 관계를 나타내는 횡미끄럼각을 나타내고 있으며, 제어기 작동시 적은 횡미끄럼각을 발생하며 이는 능동 안전 장치의 기능을 나타낸다고 할 수 있다.

## 6. 결론

미끄러운 노면에서 조향성능을 유지하기 위하여 능동 조향 제어 시스템을 제안하였으며 이러한 시스템은 횡력을 감지하는 모니터링 시스템과 조향각을 능동적으로 제어하는 제어 시스템으로 구성 되어 있다. 각 바퀴에 작용하는 횡력은 확장된 칼만 필터를 이용한 모니터링 시스템에서 추정되었으며, 퍼지 논리 제어를 이용한 제어 시스템에서 기준 타이어 힘을 추종하도록 제어되었다. 조향 시뮬레이터를 이용한 실험 결과는 조향하는 차량의 횡운동과 미끄러운 노면에서 차량의 원치 않는 횡운동의 제어를 보여주고 있다. 이러한 제어 시스템은 능동적으로 여분의 조향각을 주기 때문에 steer-by-wire 개념으로 설계되었다. 제안된 조향 제어 시스템은 제동시 ABS 시스템이 조향성에 도움을 주는 비슷한 도움을 줄 것으로 기대되며, 능동 조향 기술의 또 다른 좋은 예가 될 것으로 생각 된다.

## 후기

이 논문은 1999년도 한국학술진흥재단의 연구비에 의하여 지원되었음. (KRF-99-041-E00071)

참고문헌

(1) Abe, M., 1989, "Handling Characteristics of Four Wheel Active Steering Vehicles over Full Maneuvering Range of Lateral and Longitudinal Accelerations," Proceedings of 11<sup>th</sup> IAVSD Symposium, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 18, pp. 1~14.

(2) Xia, X. and Law, E.H., 1992, "Nonlinear Analysis of Close-Loop Driver/Automobile Performance with Four Wheel Steering Control," *SAE 92055*.

(3) Metz, L.D., 1993, "Dynamics of Four-Wheel-Steer Off-Highway Vehicles," *SAE 930765*.

(4) Nalecz, A.G. and Bindermann, A.C., 1988, "Investigation into the stability of four wheel steering vehicles," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 9, No. 2, 159~178.

(5) Amano, Y., Kubota, Y. and Sato, K., 1998, "Development of Steering Assist system (STAR) for the lane Departure Warning," 5<sup>th</sup> World Congress on *Intelligent Transport System*.

(6) Isomoto, K., Niibe, T., Suetomi, T. and Butsuen, T., 1995, "Development of a Lane-Keeping System for Lane Departure Avoidance," 2<sup>nd</sup> World Congress on *Intelligent Transport System*, pp. 1266~1271.

(7) LeBlanc, D.J., Johnson, G.E., Venhovens, P.J.Th., Gerber, G., Erven, R.R.D., Lin, C.F., Ulsoy, A.G. and Pilutti, T.E., 1996, "A road-departure prevention system," *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 17, No. 16, pp. 61~71.

(8) Pilutti, T. and Ulsoy, A.G., 1998, "Decision Making for Road Departure Warning Systems," *Proc. ACC*, pp. 1843~1847.

(9) Lin, C.F., Ulsoy, A.G. and LeBlanc, D.J., 1995, "Lane Geometry Reconstruction : Least Square Curve Fit Versus Kalman Filter," *ASME proc. Advanced Automotive Technologies*, Vol. 56, pp. 63~70.

(10) Hessburg, T., Peng, H., Tomizuka, M., Zhang, W.B. and Kamei, E., 1991, "An experimental study on lateral control of a vehicle," *Proc. ACC*, pp. 3084~3089.

(11) Furukawa, Y. and Abe, M., 1998, "Direct Yaw Moment Control with Estimating Side-slip Angle by Using On-Board-Tire-Model," Proceedings of 4<sup>th</sup> international Symposium on *Advanced Vehicle Control*, *SAE*, No. 9837030.

(12) Ray, L.R., 1998, "Experimental determination of tire forces and road friction," *Proc. ACC*, pp. 1848~1852.

(13) Grewal, M.S., and Andrews, A.P., 1993, *Kalman Filtering*, Prentice Hall.

(14) Huh, K. and Kwak, B., 1997, "Evaluation of Discrete-Time Well-Conditioned State Observers," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 5, pp. 505~512.

(15) Palkovics, L., El-Cindy, M. and Pacejka, H.B., 1994, "Modelling of The Cornering Characteristics of Tyres on an Uneven Road surface : A Dynamic

Version of The Nuero-Tyre," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 15, pp. 189~215.

(16) Lin, C.T. and Lee, C.S.G., *Neural Fuzzy Systems*, Prentice Hall, 1996.

(17) Ervin, R.D. et al, 1995, "The Crewman's Associate for Path Control (CAPC)," Final Report for TACOM Contract DAAE07-93-C-R124, The University of Michigan Transportation Research Institute.

(18) Smith, D.E. and Starkey, J.M., 1995, "Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 24, pp. 163~181.

부 록

$$\sum F_x = \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) + \sum_{i=3}^4 F_{xi}$$

$$\sum F_y = \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) + \sum_{i=3}^4 F_{yi}$$

$$\sum M_z = l_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i) - l_r \sum_{i=3}^4 F_{yi}$$

$$+ t_f \sum_{i=1}^2 (-1)^i (F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i) + t_r \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_{xi}$$

$$\sum M_x = h_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i)$$

$$+ h_r \sum_{i=3}^4 F_{yi} - k_\phi \phi - c_\phi P$$

$$F_{zf} = \frac{mg l_r}{2 l} - \frac{mg a_x h}{2 g l}, F_{zr} = \frac{mg l_f}{2 l} + \frac{mg a_x h}{2 g l}$$

$$F_{zi} = \frac{mg}{2} \left[ \frac{l_r}{l} - \frac{h a_x}{g l} + (-1)^i \frac{k_{\phi f}}{k_{\phi f} + k_{\phi r}} \left( \frac{h a_y}{2 t_f g} - \frac{m_s e}{2 m t_f} \sin \phi \right) \right]$$

for  $i = 1, 2$

$$F_{zj} = \frac{mg}{2} \left[ \frac{l_r}{l} - \frac{h a_x}{g l} + (-1)^j \left( 1 - \frac{k_{\phi f}}{k_{\phi f} + k_{\phi r}} \right) \left( \frac{h a_y}{2 t_f g} - \frac{m_s e}{2 m t_f} \sin \phi \right) \right]$$

for  $j = 3, 4$

$$E = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & -m_s e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -m_s e & 0 & 0 & I_x + m_s e^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$S = \text{diag} [10^{-1} \quad 10 \quad 10 \quad 10^3 \quad 10^2 \quad 10^{-3} \quad 10^{-3}]$$