

퍼지논리제어기를 이용한 차량의 궤적제어

이승종#, 조현욱*

Vehicle Trajectory Control using Fuzzy Logic Controller

Seung-Jong Yi#, Hyunwook Cho*

ABSTRACT

When the driver suddenly depresses the brake pedal under critical conditions, the desired trajectory of the vehicle can be changed. In this study, the vehicle dynamics and fuzzy logic controller are used to control the vehicle trajectory. The dynamic vehicle model consists of the engine, the rotational wheel, chassis, tires and brakes. The engine model is derived from the engine experimental data. The engine torque makes the wheel rotate and generates the angular velocity and acceleration of the wheel. The dynamic equation of the vehicle model is derived from the top-view vehicle model using Newton's second law. The Pacejka tire model formulated from the experimental data is used. The fuzzy logic controller is developed to compensate for the trajectory error of the vehicle. This fuzzy logic controller individually acts on the front right, front left, rear right and rear left brakes and regulates each brake torque. The fuzzy logic controlling each brake works to compensate for the trajectory error on the split - μ road conditions follows the desired trajectory.

Key Words : trajectory control (궤적제어), fuzzy logic controller (퍼지논리제어기), split - μ road condition (스플릿 뮤 도로조건), brake torque (브레이크토크), trajectory error (궤적오차)

1. 서론

차량의 안정성이 점차 중요해 짐에 따라서, ABS (Anti-Lock Brake System), ASR(Anti-Slip Regulator), TCS(Traction Control System), ESP (Electronic Stability Program), EBD(Electronic Brake Force Distribution) 그리고 VDC(Vehicle Dynamic Control) 등과 같이 차량의 안정성을 능동적으로 제어하는 장치들이 기술의 발전과 함께 발달되어 왔다.

젓거나 미끄러운 도로에서 운전자가 갑자기 브레이크 페달을 밟았을 경우, ABS 는 잠기는 휠

을 감지해서 해당되는 휠의 브레이크 압력을 줄임으로써 휠이 잠기는 것을 방지한다. 이로 인해 차량은 조향성과 안전성을 최적의 브레이킹 효율로써 유지할 수 있다.

심각한 운전상황은 갑작스런 브레이킹에만 국한되는 것이 아니다. 이러한 상황은 미끄러운 도로위에서 정지하여 있다가 출발하는 경우, 가속하는 경우 등에도 일어날 수 있다. TCS 는 이런 문제점을 해결하기 위해서 개발되었다. TCS 는 ABS 의 확대된 기능을 가지고 있는데, ABS 가 종방향 힘을 제어한다면, TCS 는 횡방향 힘을 제어하는

접수일: 2003 년 4 월 2 일; 게재승인일: 2003 년 8 월 14 일
교신저자: 한양대학교 자동차공학과
E-mail: sjyi@hanyang.ac.kr, Tel: (02) 2290-0454
* 삼성자동차

기능까지 포함하고 있다. TCS의 주요 목적은 가속 중에 조향성과 차량의 안전성을 유지하는데 있다.

ESP는 차량의 브레이크를 마치 조향장치와 같은 역할을 하게 하는 장치이다. 이는 도로의 상태에 상관없이 차량을 안정하게 만든다.

Jung¹ 외 2명은 차량의 안정성을 위해 관측기를 제안했으며, 이 관측기는 타이어와 노면 사이의 마찰계수와 노면상태 그리고 차량의 움직임을 관측한다. 타이어의 정확한 힘을 측정하기 위해서 Behzad² 외 4명은 확장칼만필터를 이용하였고 Fredric³은 표준센서신호로부터 얻은 휠슬립을 이용하였다.

보통 브레이킹시에는 네 바퀴에 같은 힘이 작용하나, 노면상태가 서로 다른 도로에서는 서로 다른 마찰력이 작용하여 예상치 못했던 요모멘트가 발생할 수 있다. 본 연구의 목적은 이와 같이 마찰계수가 서로 다른 노면을 차량이 선회할 때 차량의 궤적을 제어하기 위해서, 차량동역학모델에 입각한 퍼지논리제어기를 개발하여 네 바퀴에 힘을 분산 적용하여 궤적오차를 최소화하는데 있다.

이를 위해서 2 장에서는 본 연구에 사용된 엔진, 샤시 및 타이어 모델에 대해서 설명하였다. 엔진모델은 실험데이터로부터 유도하였다. 타이어 모델은 S-함수(S-function)로 구성된 파세카⁴ 타이어 모델을 사용하였다. 차량의 샤시모델은 위쪽에서 바라본 평면모델을 사용하였다. 3 장에서는 기본적인 퍼지논리와 본 연구의 목적인 운전자의 의도를 따르기 위해서 개발된 퍼지논리제어기를 소개하였다. 4 장에서는 MATLAB 과 SIMULINK 를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 마지막으로 5 장에서는 결과를 논하였다.

2. 동역학 차량 모델링

본 연구에 사용된 차량모델은 엔진, 휠, 샤시, 타이어 그리고 브레이크로 구성되어 있다. 차량동역학모델에서 도로는 평탄하며, 차량모델은 이상가스로 둘러싸여 있으며, 전륜구동, 앞바퀴 스티어링, 그리고 브레이크는 일차식으로 표현된다는 가정 하에서 수행하였다.

2.1 엔진 모델링

엔진모델에는 여러 가지 방법이 있다. 공기와 연료비, 스로틀위치, 공기압, 연료분사시간지연 그리고 점화시간 등은 엔진모델링의 요소이다. 본 연구에 사용된 엔진모델은 엔진실험데이터로부터 유도하였다. 이 엔진모델은 rpm 과 스로틀열림비율 두 가지 입력이 필요하다.

2.2 휠 모델링

엔진토크는 휠을 회전하게 하고 휠의 각속도와 각가속도를 발생시킨다. 휠의 회전방정식은 아래와 같다.

$$J\dot{\omega} = (T_e - T_b) - R_{tire}F_t \quad (1)$$

여기서 J 는 휠의 질량관성모멘트, ω 는 휠의 각속도, T_e 는 엔진토크, T_b 는 브레이크토크, R_{tire} 는 휠의 반경, F_t 는 구동력을 나타낸다.

구동력 F_t 는 마찰계수 μ 에 대하여 비선형성을 가지며 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$F_t = \mu N_{v-p} \quad (2)$$

여기서 N_{v-p} 는 타이어에 작용하는 수직힘이다.

마찰계수는 휠슬립 λ 의 함수이며 가감속 상태에서 휠슬립은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\lambda = \left(\frac{R_{tire}\omega - V}{R_{tire}\omega} \right) : \text{가속} \quad (3)$$

$$\lambda = \left(\frac{V - R_{tire}\omega}{V} \right) : \text{감속} \quad (4)$$

여기서 V 는 차량의 속도를 나타낸다.

2.3 차량 모델링

본 연구에 사용된 차량의 운동방정식은 Fig. 1과 같이 위에서 본 2차원 평면모델로부터 유도하였다.

뉴턴의 제 2 법칙을 사용하여 종방향 및 횡방향 운동방정식과 요모멘트 회전방정식을 구하면 각각 식 (5), (6) 및 (7)과 같다.

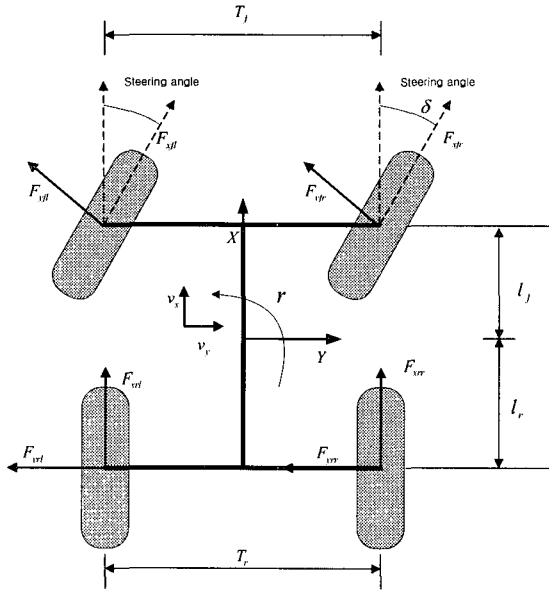


Fig. 1 Top-view of vehicle model

$$M_v \dot{v}_x = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + F_{xrl} + F_{xrr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (5)$$

$$M_v \dot{v}_y = -(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta + F_{xrl} + F_{xrr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (6)$$

$$I_z \dot{r} = (-F_{xfl} + F_{xfr}) \frac{T_f}{2} \cos \delta + (F_{yfl} + F_{yfr}) \frac{T_f}{2} \sin \delta + (-F_{xrl} + F_{xrr}) \frac{T_r}{2} + (F_{yrl} + F_{yrr}) \frac{T_r}{2} + (F_{xfl} + F_{xfr}) l_f \sin \delta + (-F_{yfl} + F_{yfr}) l_f \cos \delta + (F_{xrl} + F_{xrr}) l_r + (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r \quad (7)$$

여기서 v_x 와 v_y 는 차량의 종방향 및 횡방향 속도, F_x 와 F_y 는 각각 종방향 및 횡방향에 작용하는 힘, M_v 는 차량의 질량, I_z 는 차량의 질량관성모멘트, r 은 차량의 요비(yaw rate)이다.

2.4 타이어 모델링

본 연구에서는 실험데이터로부터 유도되어 공

식화된 파세카 타이어모델을 사용하였다.^{4,5} 파세카 타이어모델에서 사용한 종방향 및 횡방향에 작용하는 브레이크힘은 각각 다음과 같다.

$$F_x = D \sin(C_x \tan^{-1} B_x \phi_x) \quad (8)$$

$$F_y = D \sin(C_y \tan^{-1} B_y \phi_y) + \Delta S_v \quad (9)$$

여기서 B, C, D 와 S_v 는 각각 강성계수, 형태계수, 최대계수 그리고 수직이동을 나타낸다.

실제도로에서 노면의 상태는 계속 변화하고 있으며 특히 코너링과 브레이킹이 동시에 일어나는 경우에는 정확한 타이어의 힘을 측정하기는 어렵다. 이러한 복잡한 상태를 해석하기 위해서 슬립양이라는 새로운 변수가 파세카 타이어모델에 도입되었다. Fig. 2 는 코너링과 브레이킹이 동시에 발생하는 상황에서의 타이어모델을 보여주고 있다.

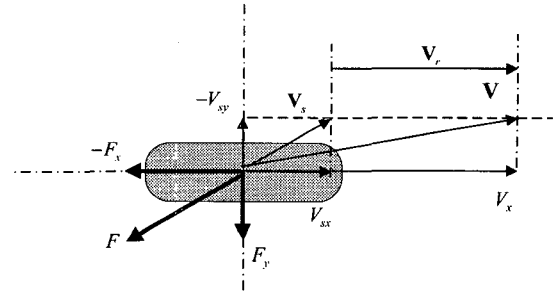


Fig. 2 Top-view tire model during braking and cornering

만약 타이어가 등방성이라면, 전체 힘의 방향은 슬립속도벡터 방향과 반대 방향이 된다. 전체 힘은 슬립양의 함수로 표시된다. 이론적 슬립 σ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\sigma_x = \frac{V_{sx}}{V_r}, \sigma_y = \frac{V_{sy}}{V_r}, \sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2} \quad (10)$$

여기서 V 는 차량의 진행방향속도, V_s 는 슬립속도, V_r 은 구름속도를 나타낸다.

벡터 σ 는 슬립속도벡터 V_s 와 같은 방향을 갖는다. 종방향 및 횡방향의 힘은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_x = -\left(\frac{\sigma_x}{\sigma}\right)F(\sigma)$$

$$F_y = -\left(\frac{\sigma_y}{\sigma}\right)F(\sigma) \quad (11)$$

$$F = -\left(\frac{\sigma}{\sigma}\right)F(\sigma)$$

이론적슬립 σ 와 실제슬립 k 사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\sigma_x = \frac{V_{sx}}{V_r} = \frac{-k}{(1+k)} \quad (12)$$

$$\sigma_y = \frac{V_{sy}}{V_r} = \frac{-\tan \alpha}{(1+k)} \quad (13)$$

여기서 $\tan \alpha = -\frac{V_{sy}}{V_x}$, $k = -\frac{V_{sx}}{V_x}$, α 는 측면슬립각을 나타낸다.

식 (11)은 등방성 타이어에만 적용된다. 차량이 브레이킹을 하면서 코너링을 하면, 타이어는 더 이상 등방성을 가지지 않기 때문에 순수브레이크 힘 $F_{x0}(\sigma)$ 와 순수코너링힘 $F_{y0}(\sigma)$ 를 이용하여 식 (13)을 아래와 같이 수정하여야 한다.

$$F_x = -\left(\frac{\sigma_x}{\sigma}\right)F_{x0}(\sigma)$$

$$F_y = -\left(\frac{\sigma_y}{\sigma}\right)F_{y0}(\sigma)$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (14)$$

2.5 브레이크 모델링

횡방향 움직임을 제어하기 위해서는 브레이크 액츄에이터가 필요하다. 본 연구에서는 아래와 같은 브레이크방정식을 사용하였다.

$$\frac{dT_b}{dt} = \frac{T_{dc} - T_b}{\tau_b} \quad (15)$$

여기서 T_{dc} 는 원하는 브레이크토크, τ_b 는 브레이크시간상수(brake time constant)이다.

3. 퍼지논리 제어기 제작

퍼지논리제어는 퍼지이론 중 가장 흥미로운 분야이다. 퍼지논리는 수학적인 제어법칙을 언어적인 제어법칙으로 변환시킬 수 있다는 점에서 LQR, LQG, PID 등과 같은 전통적인 제어법칙보다 편리한 제어방식이라고 할 수 있다. 퍼지논리제어기는 사용자 및 제어공학도의 지식, 사용자의 제어 행동 및 과정에 대한 퍼지모델링에 의존한다.

Fig. 3 은 퍼지논리제어기의 구조를 나타내며, 크게 구분하여서 첫 번째 단계는 퍼지화, 두 번째 단계는 퍼지테이블을 이용한 추론, 세 번째는 비퍼지화로 나눌 수 있다.

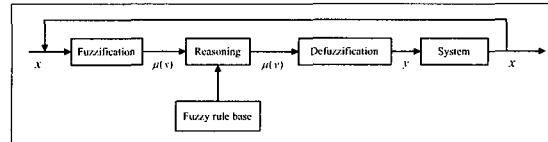


Fig. 3 Architecture of a fuzzy logic controller

본 연구에서는, 차량의 궤적오차를 제어하기 위해서 퍼지논리제어기를 개발하였다.^{6,7,8,9} Fig. 4 는 본 연구에 사용된 차량궤적제어시스템을 나타낸다. 입력변수는 조향각이고, 차량모델블록은 2 장에서 이미 설명하였다. 차량모델블록에는 각각 다른 도로정보 즉 서로 다른 마찰계수를 갖는 노면데이터가 입력되고, 기준차량에는 같은 도로정보가 입력된다. 오차블록은 실제차량과 기준차량의 움직임의 차이를 나타낸다. 퍼지논리제어기는 궤적의 오차를 줄일 수 있도록 설계하였다.

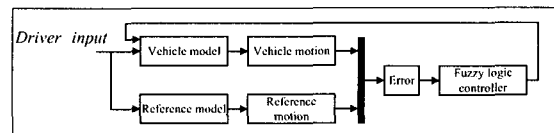


Fig. 4 Vehicle trajectory control system

3.1 퍼지화

퍼지논리제어기를 제작하는 첫 번째 단계는 입

력을 결정하고 퍼지소속함수(fuzzy membership functions)를 이용해서 이 입력에 적절한 퍼지세트(fuzzy sets)들을 결정하는 것이다. 입력은 항상 명확한 값을 갖게 되므로 퍼지화가 필요하다. 입력의 퍼지화를 통해서 소속함수를 구할 수 있다.

퍼지소속함수는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$K = \{(x, \mu_k(x)) \mid x \in K, \mu_k(x) \in [0, 1]\} \quad (16)$$

여기서 $\mu_k(x)$ 는 어떤 요소 x 가 퍼지집합 K 에 얼마나 속하고 있는가의 정도를 나타낸다.

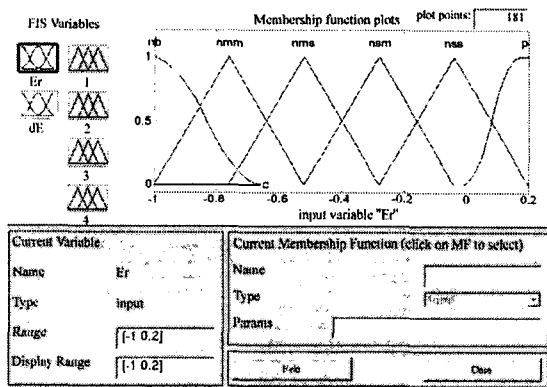


Fig. 5 Membership function of the trajectory error

Fig. 5는 궤적오차의 소속함수를 나타낸다. 궤적오차는 네 개의 삼각형, 한 개의 z 형태, 한 개의 s 형태의 소속함수로 구성되어 있으며, NB (negative big), NMM(negative medium middle), NMS (negative medium small), NSM(negative small middle), NSS(negative small small), 그리고 P(positive)의 여섯 단계로 분류하였다.

3.2 퍼지 규칙

보통 많이 쓰이고 있는 퍼지논리 형태는 if-then 형식을 이용하는 Mamdani 형태와 Sugeno 형태이다. 일반적인 다중입력-단일출력의 Mamdani 퍼지논리제어기의 형식은 다음과 같다.

$$R_i: IF x \text{ is } A_i \dots, AND y \text{ is } B_i \dots THEN z = C_i \quad (17)$$

where $i = 1, 2, \dots, n$

본 연구에서 사용한 퍼지논리제어기는 다중 입력-다중출력의 형태를 가지고 있기 때문에 다음과 같은 형태를 유지하고 있다.

$$R_i: IF x \text{ is } A_i \dots, AND y \text{ is } B_i \dots THEN z = C_i, D_i, E_i, F_i \quad (18)$$

where $i = 1, 2, \dots, n$

퍼지논리제어기는 운전자의 운전의도에 부합하기 위해서 if-then 규칙을 가지고 브레이크를 제어한다. 차량의 궤적오차가 음의 값을 나타내면 차량이 기준궤적 보다 회전반경을 중심으로 바깥쪽으로 치우치고 있다는 것을 뜻하며, 양의 값을 가지면 그 반대가 된다. 본 연구에서는 브레이크 토크를 B(big), MB(medium big), MS (medium small), SB(small big), SS(small small)의 5 단계로 나누었다. Fig. 6은 네 개의 삼각형 모양, 한 개의 s 모양을 가지고 있는 출력에 대한 소속함수를 나타낸다. 퍼지논리제어기는 퍼지규칙에 따라서, 궤적오차(er)와 궤적오차의 변화량(de)을 체크한다.

특정한 상황에서 각각의 브레이크를 제어하기 위한 if-then 규칙을 개발하였으며, 이를 바탕으로 Table 1과 같은 퍼지규칙테이블(fuzzy rule table)을 만들었다.^{10,11} 여기서 1, 2, 3, 4는 각각 앞/왼쪽, 앞/오른쪽, 뒤/왼쪽, 뒤/오른쪽 바퀴의 브레이크토크를 나타낸다. 즉 궤적오차(er)가 NB이고 궤적오차변화량(de)이 NB이면, 2:b (2는 b) 및 4:b (4는 b)이다.

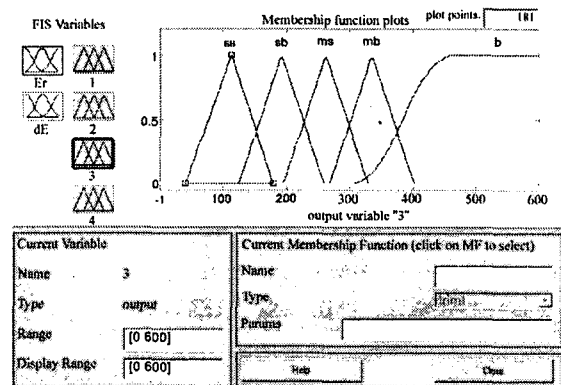


Fig. 6 Membership function of the output

Table 1 Fuzzy rule table

er \ de	NB	NMM	NMS	NSM	NSS
NB	2:b 4:b	2:mb 4:mb	2:ms 4:ms	2:sb 4:sb	2:ss 4:ss
NMM	2:b	2:mb	2:ms	2:sb	2:ss
NMS	2:b	2:ms	2:sb	2:ss	2:ss
NSM	4:b	4:mb	4:ms	4:sb	4:ss
NSS	4:b	4:ms	4:sb	4:ss	4:ss
P	3:b	3:mb	3:ms	3:sb	3:ss

er \ de	PB	PMM	PMS	PSM	PSS
PB	1:b 3:b	1:mb 3:mb	1:ms 3:ms	1:sb 3:sb	1:ss 3:ss
PMM	1:b	1:mb	1:ms	1:sb	1:ss
PMS	1:b	1:ms	1:sb	1:ss	1:ss
PSM	3:b	3:mb	3:ms	3:sb	3:ss
PSS	3:b	3:ms	3:sb	3:ss	3:ss
N	4:b	4:mb	4:ms	4:sb	4:ss

3.3 비퍼지화

비퍼지화는 퍼지제어영역에서 비퍼지제어영역으로 맵핑시키는 작업이다. 대부분의 경우 비퍼지화를 위한 입력은 퍼지집합이며, 출력은 개별 값이 된다. 본 연구에서는 면적중심법(center of area method)을 이용하여 비퍼지화를 수행하였으며, 출력 값은 제어된 브레이크토크값이다.

4. 시뮬레이션

4.1 시뮬레이션 소프트웨어

차량의 궤적을 제어하기 위하여 2 장과 3 장의 모델들을 MATLAB 및 SIMULINK 를 사용하여 구성하였다.^{12,13} Fig. 7 은 차량의 궤적제어시스템의 블록선도를 나타낸다. 이 블록선도는 크게 휠동역학, 타이어, 차량동역학, 퍼지논리제어기로 이루어져 있다. 퍼지논리제어기는 궤적오차와 궤적오차 변화량을 입력으로 전후좌우의 브레이크토크를 출력으로 구성되는 퍼지추론시스템을 이용하였다.

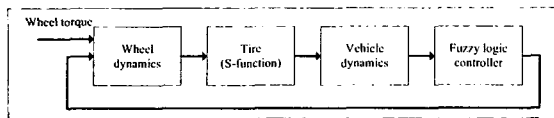


Fig. 7 Vehicle trajectory control system

4.2 시뮬레이션 결과

Fig. 8 은 서로 다른 마찰계수를 갖는 도로 위를 주행할 때, 원하는 궤적과 퍼지논리제어를 수행하지 않을 때의 궤적을 나타낸다.

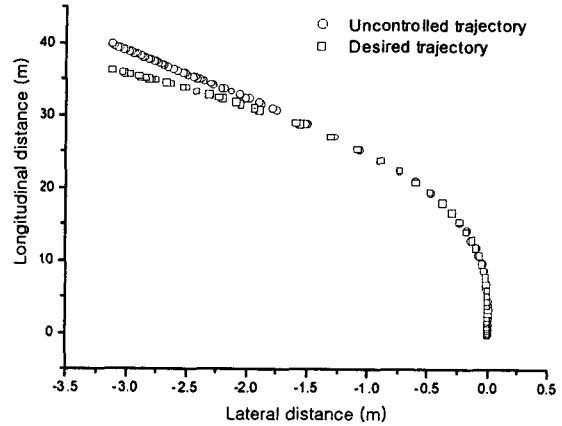


Fig. 8 Vehicle trajectories under the split - μ road conditions

마찰계수가 서로 다른 도로 위를 진행하는 차량은 회전중심으로부터 멀어지는 방향으로 운전자가 원하지 않는 궤적을 그리며 이동하게 된다. 본 연구의 목적은 3 장에서 개발된 퍼지논리제어기를 이용해서 이들 궤적오차를 최소화하는데 있다.

Fig. 9 는 제어된 종방향 앞쪽 좌우측의 타이어의 힘들을 나타낸다. 대략 2.1 초 정도에서 상대적으로 감소된 엔진토크, 서로 다른 마찰계수, 궤적반경의 변화 등으로 기울기의 변화가 나타나고 있다. 2.1 초 후에는 차량이 원하는 방향으로 회전하기 위해서 우측 타이어힘은 증가하고 좌측 타이어힘은 감소하고 있다.

Fig. 10 은 제어된 횡방향 앞쪽 좌우측의 타이어의 힘들을 나타낸다. 차량궤적의 곡률반경이 점차 커짐에 따라서, 횡방향의 타이어 힘들이 점차적으로 증가함을 알 수 있다. 우측 타이어 힘은 점진적으로 증가하고 있으나, 좌측 타이어 힘은 차량이 원하는 방향으로 회전하기 위해서 약 2.1 초 후에는 종방향의 타이어힘과 같이 상대적으로 감소하였다.

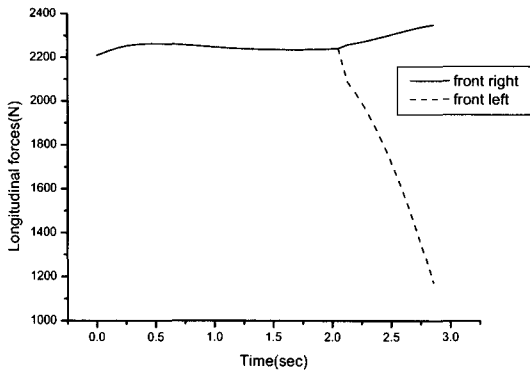


Fig. 9 Controlled longitudinal tire forces

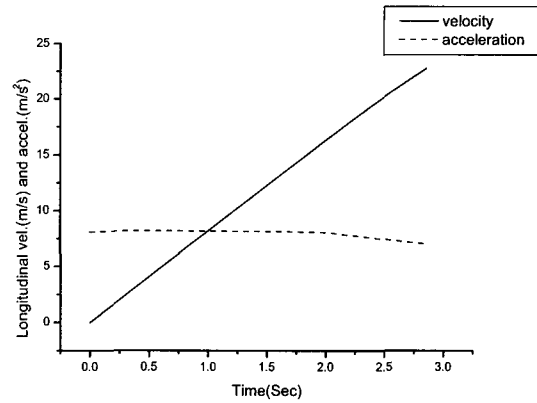


Fig. 11 Vehicle longitudinal velocity and acceleration

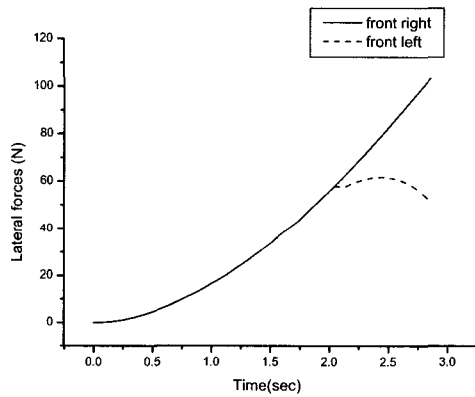


Fig. 10 Controlled lateral tire forces

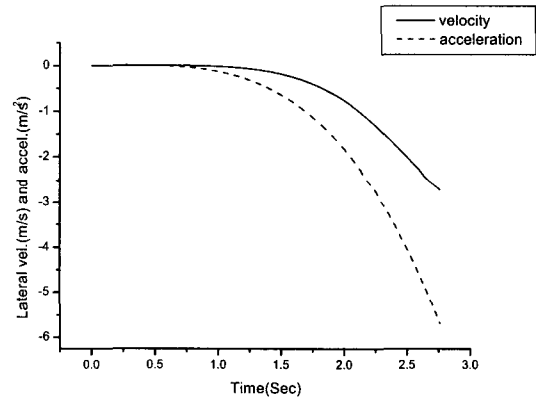


Fig. 12 Vehicle lateral velocity and acceleration

Fig. 11 은 차량의 종방향 속도와 가속도를 보여준다. 종방향속도는 궤적의 곡률반경이 점차적으로 커지기 때문에 선형적으로 증가하고 있다. Fig. 12 는 차량의 횡방향 속도와 가속도를 보여주며 선회운동이 진행됨에 따라서 점진적으로 감소하고 있다. 음의 부호는 차량의 회전방향이 왼쪽으로 변화되고 있음을 나타낸다.

Fig. 13 은 차량의 요비를 나타내는데 대략 2.1 초 후에 엔진의 토크변화, 도로조건 변화, 궤적의 곡률반경의 변화, 차량의 회전방향 변화 등의 영향으로 기울기의 변화가 나타나고 있다.

퍼지논리제어기는 운전자의 입력 의도와 차량의 궤적을 비교하여 그 차이를 보상해 주는 역할을 한다. 3 장에서 개발한 퍼지규칙에 따라서 각각의 브레이크토크에 대한 출력맵(output map)을 생성하였다. Fig. 14 는 앞쪽 좌측 브레이크토크의 3 차원 출력맵을 보여주며, dE (궤적오차변

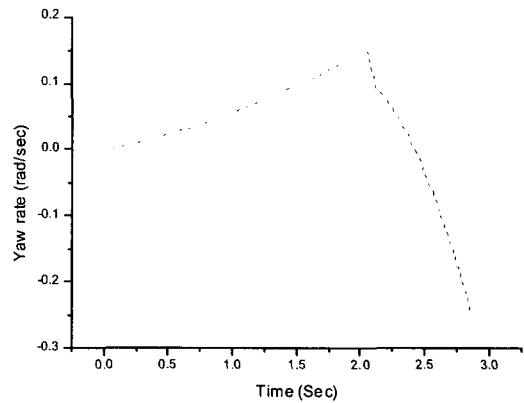


Fig. 13 Yaw rate of the vehicle

화량), E_r (궤적오차), I (브레이크토크)의 3 축으로 구성되었다.

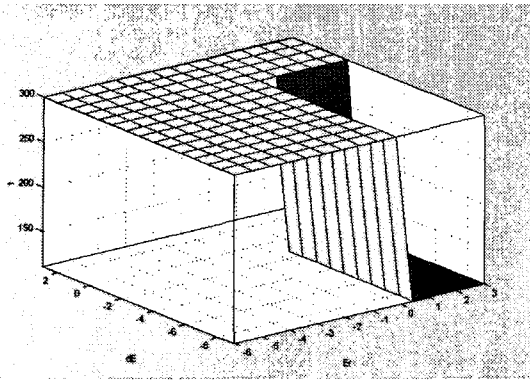


Fig. 14 3D output map of the front left brake torque

Fig. 15 는 운전자가 원하는 차량의 궤적과 퍼지논리제어기가 제어한 차량의 궤적을 보여준다. 퍼지논리제어기는 서로 다른 노면상태에서 각각의 브레이크토크를 제어해서 운전자가 원하는 방향으로 주행하고 있지만, 대략 2.5 초 후부터 작은 오차가 발생하고 있다. 이는 적절한 브레이크토크가 공급되지 않았음을 의미하며, 그 이유는 차량동역학모델에 변속 메커니즘을 포함하고 있지 않아서 차량이 회전할 때 차량의 안정성을 위해서 속도를 줄이지 않았기 때문이다. 이를 위해서 추후 연구에서는 변속 메커니즘을 도입해 볼 수 있을 것이다.

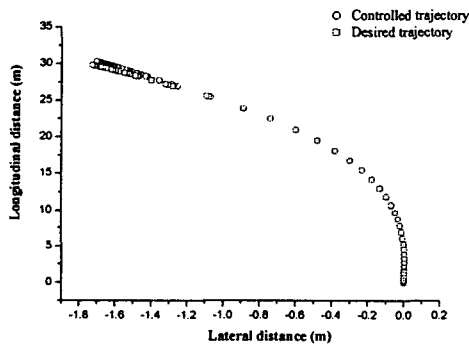


Fig. 15 Fuzzy logic controlled and desired vehicle trajectories

5. 결론

본 연구에서는 마찰계수가 서로 다른 노면을 차량이 선회할 때 차량의 궤적을 제어하기 위해서

차량동역학모델에 입각하여 퍼지논리제어기를 개발하였다.

차량동역학모델에서 엔진모델은 실험데이터로부터 유도하였고, 타이어모델은 코너링시 종방향 및 횡방향 타이어의 힘들을 생성하였고, 차량모델은 서로 다른 마찰계수를 갖는 도로상태에서 곡면궤적을 생성하였다.

마찰계수가 서로 다른 도로에서, 차량의 궤적은 운전자가 원하는 방향보다 바깥쪽으로 흘러가는 경향을 보여준다. 퍼지논리제어기는 각각의 브레이크에 3 차원 출력맵을 생성하여 각각의 브레이크토크를 제어함으로써 차량의 궤적 오차를 보상하였다.

그러나 제어된 차량의 궤적은 약 2.5 초 후 약간의 오차가 발생하였다. 이는 본 연구에서 차량동역학모델에 변속메커니즘을 포함하지 않아서, 코너링을 할 때 차량의 안정성을 위해서 차량의 속도를 줄이지 않았기 때문이며 추후 연구에서는 변속메커니즘을 포함하여야 할 것이다.

참고문헌

1. Jung, H. S., Kwak, H. B. and Park, Y. J., "Development of Traction Control System," Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, F2000G345, pp. 12-15, June 2000.
2. Behzad, S., Reza K., Kamaledin Y., Nikravesh and Mansour, K., "Real-Time Estimation of vehicle State and Tire-road Friction Forces," Proceedings of the American control Conference, Vol. 5, pp. 3318-3323, 2001.
3. Fredrik, G., "Slip-based Tire-Road Friction Estimation," Automatica, Vol. 33. No. 6, pp. 1087-1099, 1997.
4. Pacejka, H.B., Bakker, E. and Byborg, L., "Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies," SAE 870421, pp. 190-204
5. Carlos, C. and Panagiotis, T., "Dynamic Tire Friction Models for Vehicle Traction Control," Conference on Decision & control, Phoenix, Arizona, Vol. 4, pp. 3746-3751, December 1999.
6. LIN, C. T and LEE, C. S., Neural Fuzzy Systems, Prentice Hall, 1996.
7. Kandel, A. and Langholz, G., Fuzzy Control Systems, CRC Press, 1993.

8. Chung, H.-K., Rhee, S.-H. and Um, K.-W. "A Study of Fuzzy Control of Weld Pool Width in Gas Tungsten Arc Welding," J. of the KSPE, Vol. 14, No. 1, pp. 150-157, 1997.
9. Lee, B. R., Lee, W. K. and Yi, H. C., "Path Control of a Mobile Robot using Fuzzy-Neural Hybrid System," J. of KSPE, Vol. 12, No. 8, pp. 19-26, 1995.
10. Lakehal-Ayat, M., Fenaux, E., Lamnabhi-Lagarrigue, F. and Zarka, F., "On Global Chassis Control: Combined Braking and Cornering and Yaw Rate Control," 5th Int'l Symposium on Advanced Vehicle Control, Ann Arbor, Michigan, pp. 22-24, August 2000.
11. Shino, M. and Nagai, M., "Yaw-Moment Control of Electric Vehicle for Improving Handling and Stability," JSAE, Elsevier Science Ltd., pp. 473-480, 2001.
12. Using Simulink, The Math Works Inc., 1998-2002.
13. Writing S-Functions, The Math Works Inc., 1998-2002.