

## 퍼지로직과 모델추종제어를 이용한 4륜 조향 차량에 관한 연구

백 승 주\* · 오 재 윤\*\*  
(1998년 4월 10일 접수)

### A Study on a 4WS Vehicle Using Fuzzy Logic and Model Following Control

Seung-Ju Baek and Chae-Youn Oh

**Key Words:** 4WS(4륜 조향), Fuzzy Logic Control(퍼지 로직 제어), Yaw Rate(요속도), Lateral Acceleration(횡가속도), Sideslip Angle(측면 미끄럼각), Lane Change(차선변경), Lateral Load Transfer(횡방향 하중전이)

#### Abstract

This paper develops a 3 DOF vehicle model which includes lateral, roll and yaw motion to study a 4WS vehicle. The model is used for the simulation of a 4WS vehicle behavior, and to derive a control algorithm for rear wheel steering. This paper uses a feedforward plus feedback control scheme to compute a rear wheel steering angle. The feedforward control scheme for computing the first rear wheel steering angle uses a gain which is acquired by multiplying a proper value on a gain to maintain a zero sideslip angle. The feedback control scheme for computing the second rear wheel steering angle uses fuzzy logic and model following control scheme. A linear 2 DOF model is used as a reference model for model following control, and is derived from the developed 3 DOF model by neglecting sprung mass roll motion. A reference state variable is yaw rate, and is computed using the linear 2 DOF model. J-turn and lane change maneuver simulation are performed to show the effectiveness of the developed control scheme. The simulation results show that the 4WS vehicle with the developed control scheme has much better performance in yaw rate, lateral acceleration, roll angle, and sideslip angle than the 2WS vehicle. Also, the results show that the performance of the developed control is close to the one of an optimal control which assumes all states are perfect.

#### 기호설명

$m$  : 차량의 총질량  
 $m_s$  : 스프링 상질량(sprung mass)의 질량  
 $\frac{dI}{d\phi}$  : 롤 축 강성(roll axis stiffness)  
 $\frac{dL}{d\phi}$  : 롤 축 댐핑(roll axis damping)  
 $I_{zz}$  : 요 관성 모멘트(z축)

$I_{xx_s}$  : 롤 관성 모멘트(롤축)  
 $C_{\alpha_f}, C_{\alpha_r}$  : 전륜과 후륜의 코너링 강성  
 (cornering stiffness)  
 $K_{RSF}$  : 전륜 롤 강성 대 총 롤 강성의 비

#### 1. 서론

좀 더 안전하고 운전하기 편안한 차량의 개발에 대한 끊임없는 요구에 따라 1980년대 중반부터 일본을 비롯한 선진 자동차 생산국에서 4륜 조향 시스템(4-wheel steering system)에 대한 연구

\* 전북대학교 대학원 정밀기계공학과  
 \*\* 회원, 전북대학교 기계공학부

를 수행하기 시작하여 이의 실용화를 가능하게 하였다.<sup>(1-4)</sup> 4륜 조향 시스템은 차량의 주행 상태에 따라 후륜을 능동적으로 조향(active steering)하여 코너링시(cornering) 차량의 조종성 및 안정성을 향상시킨다. 즉, 저속 주행에서는 후륜을 전륜과 반대방향(out-of-phase)으로 조향하여 회전반경을 작게 함으로써 파킹(parking)이나 U-턴과 같은 주행을 용이하게 하고, 고속 주행에서는 후륜을 전륜과 같은 방향(in-phase)으로 조향하여 조종성과 안정성을 향상시킨다.<sup>(5)</sup>

대표적인 4륜 조향 제어 알고리즘으로는 후륜을 어떠한 동적인 보상(dynamic compensation)없이 전륜에 비례하는 조향각을 갖도록 제어하는 방법, 전륜 조향각과 요속도(yaw rate)를 제어변수로 하여 정상상태에서 차체 무게중심의 측면 미끄럼각(sideslip angle)을 없애주도록 주어진 속도에서 후륜 조향각을 제어하는 방법, 차체 미끄럼각을 최소화하기 위해 전륜에 작용하는 횡가속도(lateral acceleration)를 측정하여 주어진 횡가속도와 비교한 후 차이를 보정할 수 있도록 후륜을 조향하는 방법, 차체의 요속도가 과도 주행상태에서 일찍 정상상태로 전환될 수 있도록 차체의 요속도를 측정하여 후륜 조향각의 피드백 제어 신호로 사용하는 방법 등이 있다.<sup>(4)</sup> 첫 번째 방법은 정상상태에서 차체 미끄럼각을 줄일 수 있는 효과가 있으나 과도상태에서 순간적으로 음의 차체 미끄럼각을 가지게 되어 운전자로 하여금 당황하게 한다는 문제가 있다. 두 번째 방법은 첫 번째 방법이 가지는 문제점을 많이 해결하고 외부 외란에 대해 잘 대처한다는 장점이 있으나 차량 질량의 변화, 타이어와 도로표면 사이의 조건 변화 등의 상황에 대해 잘 대처하지 못하고 모든 주파수영역에서 정확한 요속도의 측정을 요구하므로 고가의 요속도 센서가 필요하다는 단점이 있다. 세 번째와 네 번째 방법은 2륜 조향 차량에 비해 조종성과 주행안정성이 많이 향상되는 좋은 결과를 얻었으나 고가의 센서와 고가의 작동장치를 요구한다는 단점이 있어 실용화에는 한계가 있다.

본 논문에서는 4륜 조향 시스템을 실제로 간단히 구현할 수 있는 제어 알고리즘을 개발하고자 한다. 즉 저렴하고 쉽게 측정할 수 있는 전륜 조향각과 요속도를 제어기의 입력으로 사용하여 전륜은 기계적으로 조향 휠과 연결되어 조향되고

후륜을 능동적으로 제어하는 4륜 조향 차량에 대해 연구하고자 한다. 먼저, 4륜 조향 차량을 해석하고, 후륜 제어 알고리즘 개발을 위한 해석적인 3자유도 차량 모델을 유도한다. 후륜 조향을 위한 제어 알고리즘은 피드포워드(feedforward) 제어와 피드백(feedback) 제어를 혼합한 방식을 이용하여 구성한다. 피드포워드 제어는 후륜을 전륜에 비례하여 조향하는 비례제어 방식이다. 본 논문에서는 기존의 차량이 정상상태에서 영의 측면 미끄럼각을 가지기 위한 전륜 대 후륜의 조향비를 수정하여 이용한다. 피드백 제어는 퍼지 로직(fuzzy logic)과 모델 추종 제어(model following control) 기법<sup>(6)</sup>을 이용하여 제어기를 구성한다. 이 같이 피드포워드 제어와 피드백 제어에 의해 계산된 각각의 후륜 조향각을 합하여 후륜을 조향한다. 그리고 본 논문에서 개발된 후륜 조향 제어 알고리즘의 효율성을 보여주기 위하여 J-Turn과 차선 변경(lane change) 주행 모의시험(simulation)을 실시한다.

## 2. 4륜 조향 차량의 해석적인 모델

일반적으로 정상적인 차선 변경이나 평상시의 고속도로 운전과 같은 주행 상태(횡가속도가 0.3g 이하인 선형범위(linear range)에서의 주행)에서는 요속도와 횡가속도 혹은 측면 미끄럼각 만을 고려한 2자유도 차량 모델이면 차량의 동역학적 거동을 예측할 수 있다.<sup>(5)</sup> 그러나 이 차량 모델은 급격한 차선 변경, 고속운전중 장애물 회피 등과 같은 횡가속도가 0.3g~0.6g 사이인 중간범위(mid-range)나 횡가속도가 0.6g 이상인 극한범위(limited range)에서 차량의 롤운동, 횡방향 하중전이, 롤스티어 효과 등을 예측할 수 없어 차량의 동역학적 거동을 정확하게 계산할 수 없다. 따라서 본 논문에서는 횡가속도가 0.6g이하인 선형 및 중간범위 주행조건에서 차량의 동역학적 거동을 예측할 수 있고 4륜 조향을 위한 제어 알고리즘 유도에 적절한 차량의 동역학적 모델로 횡방향운동, 요운동, 스프링 상질량(sprung mass)의 롤운동을 고려한 비선형 3자유도 차량 모델을 유도한다.<sup>(7,8)</sup>

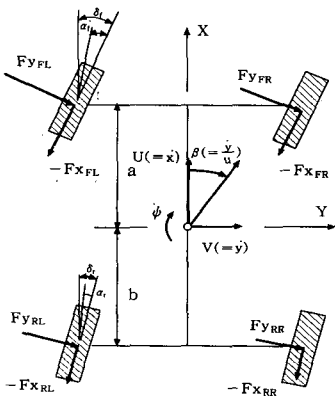


Fig. 1 Vehicle plane motion.

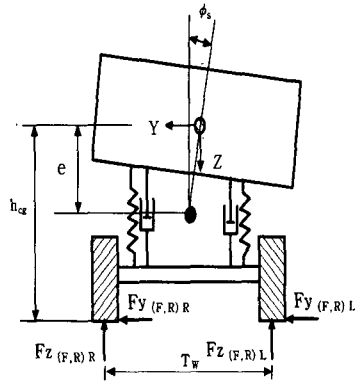


Fig. 2 Vehicle roll motion.

Fig. 1과 Fig. 2의 차량모델과 뉴턴의 제2법칙을 이용하여 다음과 같은 횡방향 운동, 요운동, 스프링 상 질량의 물운동을 나타내는 운동방정식을 유도한다.

$$m(\ddot{y} + u\dot{\phi}) + m_s e \ddot{\phi}_s = F_{yFR} + F_{yFL} + F_{yRR} + F_{yRL} \quad (1)$$

$$I_{zz} \ddot{\phi} = a(F_{yFR} + F_{yFL}) - b(F_{yRR} + F_{yRL}) \quad (2)$$

$$I_{xx_s} \ddot{\phi}_s + m_s e(\ddot{y} + u\dot{\phi}) = (m_s g e - \frac{\partial L}{\partial \phi_s}) \phi_s - \frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}_s} \dot{\phi}_s \quad (3)$$

여기서, y는 횡방향 변위, phi\_s는 스프링 상질량의 롤 각, phi는 요 각, m은 차량 총질량, m\_s는 스프링 상 질량의 질량, u는 차량 주행속도, a와 b는 각각 차량 질량중심에서 전륜과 후륜까지의 거리, e는 차량 질량중심에서 롤 축(roll axis)까지의 거리, FyFR, FyFL, FyRR, FyRL는 타이어 모델로부터 차량모델에 입력되는 각 바퀴에서의 횡력(lateral force)을 나타낸다.

타이어는 차량을 지지하고, 차량을 제어하며, 도로 표면과 접촉을 유지하면서 외부로부터 가해지는 힘을 차량에 전달하는 아주 중요한 부품으로 차량 동역학을 이용한 차량 주행 모의시험시

모의시험 결과의 정확성에 많은 영향을 미친다. 본 논문에서는 선형 타이어 모델과 비선형 타이어 모델인 Pacejka 타이어 모델을 이용한다. 선형 타이어 모델<sup>(5)</sup>은 슬립각이 작은 영역에서는 횡력이 슬립각에 비례한다고 가정하며(  $F_y = C_\alpha \cdot \alpha$  ;  $C_\alpha$ : 코너링 강성,  $\alpha$ : 타이어의 슬립각 ), 본 논문에서는 비선형 3자유도 차량 모델로부터 선형 2자유도 모델을 유도하고, 비선형 3자유도 차량 모델을 선형화 하는데 이용된다. 그리고 3자유도 차량 모델을 이용하여 차량거동을 모의시험 하는데 이용하기 위하여 본 논문에서는 Pacejka 타이어 모델<sup>(9)</sup>을 이용하여 다음식과 같이 나타내지는 횡력을 구한다.

$$F_y = D \sin ( C \arctan ( B \phi ) ) \quad (4)$$

여기서,

$$\phi = ( 1 - E ) \alpha + ( \frac{E}{B} ) \tan^{-1}( B \alpha )$$

$$D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z$$

$$C = 1.30$$

$$B = \frac{a_3 \sin(a_4 \tan^{-1}( a_5 F_z ))}{C D}$$

$$E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8$$

식 (4)에서 보여주는 바와 같이 Pacejka 타이어 모델은 타이어 각 바퀴에서의 수직하중( Fz )과 슬립각( alpha )을 입력으로 필요로 한다. Pacejka 타

이어 모델에 필요한 타이어 수직하중은 횡가속도와 롤운동에 의해 발생하는 횡방향 하중전이를 고려하여 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.<sup>(7,8)</sup>

$$(F_{z_{F,R}})_{R,L} = \frac{mg}{2} \left[ \frac{P}{L} \text{sign}(\mp) Q \right. \\ \left. \times \left( \frac{h_{cg}}{T_w} \frac{A_y}{g} - \frac{m_s e}{m T_w} \phi_s \right) \right] \quad (5)$$

윗식은 네바퀴에 작용하는 수직하중을 하나의 식으로 나타낸 것으로 “sign(∓)”는 앞과 뒤 오른쪽 바퀴에서 “-”를, 앞과 뒤 왼쪽 바퀴에서 “+”를 나타낸다. 그리고 앞바퀴에서 “P”는 “b”를 의미하고, “Q”는 전륜 롤 강성 대 총 롤 강성의 비, “K<sub>RSF</sub>”를 나타낸다. 뒷바퀴에서 “P”는 “a”를 의미하고, “Q”는 “(1 - K<sub>RSF</sub>)”를 나타낸다. L(=a+b)은 축간거리, A<sub>y</sub>(=ẏ)는 횡가속도, T<sub>w</sub>는 차량 폭(track width), h<sub>cg</sub>는 지면으로부터 질량중심까지의 높이를 나타낸다.

Pacejka 타이어 모델에서 필요한 다른 입력인 타이어 각 바퀴에서의 슬립각은 식 (6)과 같다.<sup>(7,8)</sup>

$$(a_{F,R})_{R,L} = \delta \text{sign}_1(\mp) \times \\ \left( \frac{\dot{y} \text{sign}_2(\mp)}{u \text{sign}_3(\mp)} \frac{\ell \dot{\phi}}{T_w} \right) \quad (6)$$

윗식은 네 바퀴에서의 슬립각을 하나의 식으로 나타낸 것으로 앞바퀴에서 δ는 전륜 조향각 δ<sub>f</sub>, ℓ은 “a”를 의미하고, sign<sub>1</sub>(∓)는 “-”, sign<sub>2</sub>(∓)는 “+”를 나타낸다. 뒷바퀴에서 δ는 후륜 조향각 δ<sub>r</sub>, ℓ은 “b”를 의미하고, sign<sub>1</sub>(∓)는 “+”, sign<sub>2</sub>(∓)는 “-”를 나타낸다. 그리고 sign<sub>3</sub>(∓)는 앞과 뒤 오른쪽 바퀴에서 “-”를, 왼쪽바퀴에서 “+”를 나타낸다. ϕ̇는 차량 질량중심에서의 요속도이고, ẏ는 횡방향 속도이다.

### 3. 4륜 조향 제어 알고리즘

1980년대에 연구되고 실용화된 대부분의 4륜 조향 차량은 전륜을 조향 휠에 의해 조향하고 후륜을 전륜의 조향각에 적당한 이득(gain)을 곱하여 조향하는 식 (7)과 식 (8)로 나타내지는 피드포워드 제어방식을 이용한다.

$$\delta_f = \frac{1}{n} \delta_{sw} \quad (7)$$

$$\delta_r = K_{\delta} \cdot \delta_f \quad (8)$$

여기서, δ<sub>sw</sub>는 조향 휠의 조향입력각, n은 조향 휠과 전륜 조향각 사이의 조향비이다. K<sub>δ</sub>는 전륜 조향각에 비례하여 후륜을 조향하기 위해 사용한 이득(전륜 대 후륜 조향각비)이다. 피드포워드 제어방식 중 대표적인 예로 Sano<sup>(11)</sup>는 식 (9)와 같은 정상상태에서 영의 측면 미끄럼각을 얻기 위해 필요한 전륜 대 후륜 조향각비, K<sub>δ</sub>를 제안하였다.

$$K_{\delta} = \frac{-b + \frac{ma}{C_r L} u^2}{a + \frac{mb}{C_f L} u^2} \quad (9)$$

여기서 C<sub>f</sub>와 C<sub>r</sub>는 각각 전륜과 후륜 코너링 강성이다. 이 방식은 코너링과 차선 변경과 같은 주행에서 차량의 핸들링 성능의 향상을 기대할 수 있으나 차량에 가해지는 외란(external disturbances)을 대처할 수 있는 능력이 없어 차량의 안정성에 문제가 야기될 수 있다는 단점이 있다. 또한 이 방식은 정상상태에서의 측면 미끄럼각은 줄일 수 있으나 과도상태에서 측면 미끄럼각이 코너링 방향에 있어 과도한 언더스티어(understeer) 특성을 갖는 문제점을 가지고 있다.

위와 같은 문제점들을 해결하고 차량의 주행 안정성을 향상시키기 위해 식 (10)과 같이 전륜 조향각에 적절한 이득을 곱한 값에 차량의 요속도를 측정하여 이에 적당한 이득을 곱한 값을 더하여 후륜을 제어하는 방식이 도입되었다.<sup>(10-12)</sup>

$$\delta_r = K_{\alpha} \cdot \delta_f + K_r \cdot r \quad (10)$$

여기서,  $r$ 은 요속도( $\dot{\psi}$ )를 나타내고,  $K_r$ 은 요속도 피드백 이득을 나타낸다. 위 방식은 제어 알고리즘을 구성할 때 사용한 차량 운동방정식의 상태변수중 하나인 상대적으로 측정이 용이한 요속도를 사용하기 때문에 차량에 가해지는 외란에 대해서 차량이 안정성을 유지할 수 있다.<sup>(13)</sup>

이 같은 장점을 가지는 위의 요속도를 피드백하여 이용하는 제어 알고리즘을 기본으로 하여, 본 논문에서는 측면 미끄럼각을 줄여 주행안정성을 향상시키고 요속도를 능동적으로 제어하여 조향입력에 대한 차량의 반응을 빠르게 하여 조종성을 향상시켜 편안한 운전을 할 수 있는 피드포워드 제어와 피드백 제어를 합한 제어 알고리즘을 개발한다. Fig. 3은 MATLAB/SIMULINK<sup>(14)</sup>를 이용하여 구성한 본 논문에서 개발한 제어기이며, 후륜 조향각이 1·2차 후륜 조향각을 합하여 계산되는 것을 보여준다.

본 논문에서는 식 (9)으로부터 구해지는  $K_{\alpha}$  만을 사용하는 것 보다 여기에 적절한 조절인자를 곱하여 사용하는 것이 조향성능 향상에 바람직하다는 것을 발견하였다. 그래서 본 논문에서 개발하는 제어 알고리즘의 피드포워드 제어부분은 아래 식 (11)에서 보여주는 바와 같이 Sano가 제안한 전륜 대 후륜의 조향각비,  $K_{\alpha}$ 에 반복시행을 통해 구해지는 조절인자,  $K_m$ 을 곱하여 구해지는  $K$ 를 이용하여 1차 후륜 조향각( $\delta_{r1}$ )을 계산한다.

$$\delta_{r1} = K \cdot \delta_f \quad (11)$$

여기서,  $K$ 는  $K_{\alpha} \times K_m$  이다.

본 논문에서 개발하는 제어 알고리즘의 피드백 제어 부분은 퍼지 로직(fuzzy logic)<sup>(15)</sup>과 주행중인 차량의 상태량이 목표 모델로부터 구해지는 목표 상태량과 같은 값을 가지도록 하는 모델 추종 제어기법<sup>(6)</sup>을 이용하여 2차 후륜 조향각( $\delta_{r2}$ )을 계산한다.

모델 추종 제어를 위한 목표 모델로 비선형 3자유도 모델에서 롤 운동과 롤 운동에 의한 횡방향 하중전이를 생략하고, 타이어 횡력 계산에 선형 타이어 모델을 이용하여 얻어지는 다음 두 식과 같이 나타내지는 선형 2자유도 모델을 이용하였다.

$$\ddot{y} = -u \dot{\psi} + \frac{1}{m} \left\{ C_{\alpha}(\delta_f - \frac{\dot{y} + a \dot{\psi}}{u}) \right\} + \frac{1}{m} \left\{ C_{\alpha}(\delta_r - \frac{\dot{y} - b \dot{\psi}}{u}) \right\} \quad (12)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{a}{I_{zz}} \left\{ C_{\alpha}(\delta_f - \frac{\dot{y} + a \dot{\psi}}{u}) \right\} - \frac{b}{I_{zz}} \left\{ C_{\alpha}(\delta_r - \frac{\dot{y} - b \dot{\psi}}{u}) \right\} \quad (13)$$

목표 상태량으로는 요속도로 정하였으며, 목표 요속도( $R_{target}$ )는 목표 모델인 선형 2자유도 모델에서 시간 도함수 항들을 영으로 놓고 언더스티어 계수( $K_{us}$ )를 이용하면 식 (14)와 같다.<sup>(16)</sup>

$$R_{target} = \frac{\delta_f - \delta_r}{\frac{u}{g} K_{us} + \frac{L}{u}} \quad (14)$$

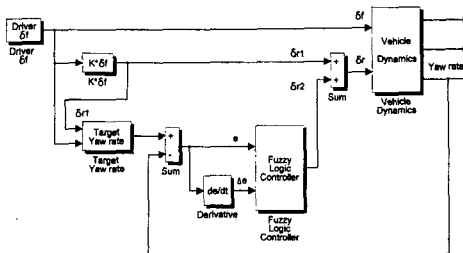


Fig. 3 Block diagram of a modified fuzzy logic controller.

퍼지제어는 제어대상의 수학적 모델이 아닌 숙련된 운전자의 경험적 지식이나 제어전문가의 지식을 활용하여 퍼지제어규칙을 만들 수 있고, 제어기의 입력과 출력 사이의 관계를 if-then형식의

애매한 언어로 표현할 수 있어 기존의 제어기법으로 다루기 힘든 잘 정의되지 않은 시스템(ill-defined system)을 유효하게 다룰 수 있다. 또한 퍼지 제어는 퍼지 추론의 수학적 개념이 단순하기 때문에 이해하기 쉽고, 제어규칙의 변경이 용이하며, 제어기에 학습기능(self-learning), 자기동조기능(self-tuning)등의 기능을 첨가할 수 있다.<sup>(14)</sup>

본 논문에서는 시스템이 복잡하고 비선형성과 불확실성(uncertainty)을 가진 차량의 능동형 조향 시스템인 4륜 조향 시스템의 제어 알고리즘 개발에 퍼지 로직을 이용하였다. 퍼지 제어기는 MATLAB/FUZZY TOOLBOX<sup>(17)</sup>를 이용하여 개발하였으며 Fig. 4에 퍼지 논리 제어기의 구조를 나타내었다.

Fig. 4의 퍼지 제어기는 크게 크기변환부분(scaling factor), 퍼지화부분(fuzzifier), 지식베이스 부분(rule base), 퍼지 추론 부분(fuzzy inference system), 비퍼지화 부분(defuzzifier)으로 구성되어 있다. 크기변환부분(S1과 S2)에서는 입력변수의 대집합(universe of discourse)를 -1~1로 정규화(normalization)하기 위해 적절한 값을 사용한다. 퍼지화 부분은 정규화된 입력변수의 값을 적절한 언어적인 값으로 변환시킨다. 지식베이스 부분은 시스템 제어에 필요한 퍼지 제어규칙을 작성하는 부분으로, 숙련 운전자의 경험적 지식 또는 제어 전문가의 지식을 활용하거나, 숙련 운전자의 조작행위를 모델링하여 이용하거나, 학습에 의해 제어규칙을 작성할 수 있다. 퍼지 추론 부분은 지식 베이스부분에서 작성된 입력과 출력변수 사이의 관계를 근거로 하여 입력변수에 대한 퍼지 값을 추론하는 부분이다. 비퍼지화 부분은 추론 부분에서 추론한 퍼지값을 프로세스의 입력으

로 사용할 수 있도록 크리스프(crisp)한 값으로 변환한다. 이 값이 비퍼지화된 값은 출력 크기변환 부분을 거쳐 제어입력(2차 후륜조향각:  $\delta r_2$ )으로 사용된다.

본 논문에서는 퍼지 제어기의 입력변수로 목표 속도와 주행중인 차량의 속도와와의 차이인 오차(e)와 오차의 미분값( $\Delta e$ )을 이용하였으며 다음식과 같다.

$$e = R_{target} - R \tag{15}$$

$$\Delta e = \frac{de}{dt} \tag{16}$$

여기서,  $R(=\dot{\phi})$ 은 주행중인 차량의 속도를 나타낸다.

입력과 출력변수의 언어변수로 NB(negative big), NS(negative small), ZE(zero), PS(positive small), PB(positive big)의 집합을 고려하였으며, 소속함수(membership function)는 Fig. 5와 같은 삼각형 형태의 함수를 이용하여 정의하였다.

본 논문에서는 제어대상의 응답특성을 분석하여 오차가 줄어들고 제어목적을 이룰수 있도록 하는 제어규칙을 프로세스 응답특성의 정성적인 정보에 의존하는 발견법(heuristic method)을 이용하여 퍼지 제어 규칙을 작성하였으며 Table 1과 같다.

퍼지 추론은 Mamdani의 추론방법<sup>(14)</sup>을 이용하였으며 비퍼지화는 무게중심법을 이용하였다. 이러한 퍼드백 제어기를 앞에서 설명한 피드포워

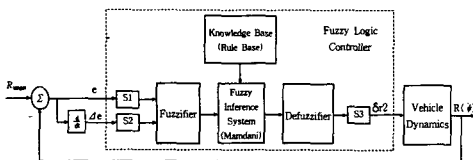


Fig. 4 Structure of fuzzy logic controller.

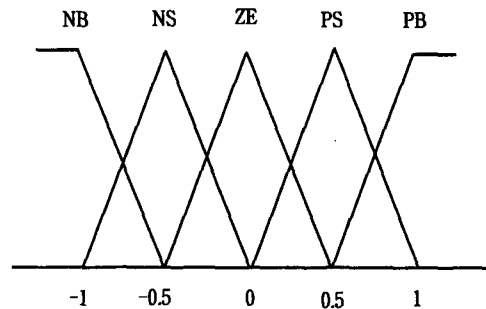


Fig. 5 Membership function of input/output variables.

Table 1 Fuzzy control rules.

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

드 제어기에 부가함으로써 좀더 빠른 시간에 정상상태에서 영에 가까운 측면 미끄럼각을 갖게 할 수 있을 것으로 기대한다.

#### 4. LQR 제어 알고리즘

본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량의 제어 성능 향상을 상대적으로 보여주기 위해 선형 최적 제어(LQR) 알고리즘<sup>(18)</sup>을 이용한 4륜 조향 차량을 개발한다. 여기서 LQR 제어 알고리즘은 모든 상태량이 측정 가능하다는 가정 하에서 개발된 이상적인 알고리즘인데, 실제로 측정이 불가능하거나 잡음이 많이 포함된 상태량이 존재하기 때문에 실차에 적용하기에는 어려움이 많은 이상적인 제어기법이라고 할 수 있다.

비선형 3자유도 모델에 LQR 제어 알고리즘을 적용하기 위해서 비선형성 Pacejka 타이어 모델이 아닌 선형 타이어모델을 이용한다. 앞에서 유도한 비선형 3자유도 모델을 나타내는 식 (1)~식 (3)에 선형 타이어모델에서 구한 횡력을 대입하면 선형화된 3자유도 차량 모델을 얻을 수 있다.

상태변수 벡터  $\bar{x}$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} \bar{x} &= [\phi \dot{y} \dot{\phi} \dot{\phi}]^T \\ &= [x_1 x_2 x_3 x_4]^T \end{aligned} \quad (17)$$

위의 상태변수 정의를 이용하여 선형화된 3자유도 차량 모델을 1차 미분 방정식 형태의 상태 방정식으로 다시 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} \\ 0 & A_{32} & A_{33} & 0 \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ B_{21} \\ B_{31} \\ B_{41} \end{bmatrix} \delta_r + \begin{bmatrix} 0 \\ C_{21} \\ C_{31} \\ C_{41} \end{bmatrix} \delta_f \end{aligned} \quad (18)$$

여기서, 각 행렬의 영이 아닌 요소들은 참고문헌 (19)에서 주어진다.

본 논문에서는 전 상태를 측정이 가능하다고 가정하고, 식 (19)와 같이 상태변수와 제어입력으로 2차 함수 형태의 성능지수를 구성하였다.

$$J = \int_0^{\infty} (\bar{x}^T Q \bar{x} + u^T R u) dt \quad (19)$$

여기서, Q는 양의 반한정(positive semidefinite)가중(weighting)행렬이고 R은 양의 한정(positive definite)가중(weighting)행렬이다. 본 논문에서 모의주행을 위해 가중행렬  $Q = \text{diag}(1)$ ,  $R = 0.65$ 을 이용하였다.

제어 입력  $u$ 는 다음과 같다.

$$u = -K\bar{x} = (-R^{-1}B^T P)\bar{x} \quad (20)$$

여기서, 양의 한정 행렬인 P는 식 (21)과 같은 대수 리카티 방정식의 해이다

$$A^T P + P A + Q - P B R^{-1} B^T P = 0 \quad (21)$$

### 5. 모의 주행시험

본 논문에서 개발한 후륜 조향 제어 알고리즘의 효율성을 검증하기 위해 J-Turn 주행시험과 차선변경 모의 주행시험을 실시하였다. 모의 주행시험에서 조향장치의 동역학적 모델은 고려하지 않고 전륜에 조향각을 직접 입력하는 방식을 이용하였다. 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량의 제어 성능 향상을 LQR 제어 알고리즘을 이용한 4륜 조향 차량의 성능과 비교하였다. Table 2는 본 논문에서 차량 모의주행시험에 사용한 차량 모델 변수 값을 나타낸다.

#### 5.1 J-turn 주행시험

차량의 속도를 25 m/s(=90 km/hr)로 일정하게 유지하면서 0.1초 후부터 0.1초 동안 전륜에 1.5°의 조향각을 입력하는 주행시험을 실시하였다. Fig. 6은 J-turn 주행시험을 위한 전륜 조향각 입력을 보여준다. Fig. 7의 시간에 따른 후륜 조향각 변화로부터 4륜 조향 시스템은 후륜을 초기 짧은 시간 동안 전륜과 반대방향으로 조향시킨 후 전륜과 같은 방향으로 조향시키고 있음을 알 수 있다. 이렇게 후륜을 조향함으로써 고속 주행에서 2륜 조향 차량보다 조종성과 방향안정성을 향상시킬 수 있는 것으로 생각된다.

Fig. 8의 요속도 응답을 보면 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량이 2륜 조향 차량에 비해 작은

정상상태 값과 빠른 정착시간을 가져 안정성이 많이 향상되었고 응답특성이 빨라짐을 알 수 있다. 이는 코너링중에 있는 차량에 바람이나 불규칙적인 도로 표면과 같은 외란이 가해졌을 때 스피ن 아웃과 같은 극한 상황이 발생할 수 있는 여지가 적어 안정성에 대한 여유가 2륜 조향 차량에 비해 더 있음을 말해 준다. Fig. 9와 Fig. 10의 횡가속도와 롤각의 응답에서 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량이 2륜 조향 차량에 비해 오버슈트 없이 빠른 시간내에 작은 정상상태 값으로 수렴하고 있음을 알 수 있다. 이것으로 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량이 2륜 조향 차량에 비해 좀더 빠른 주행속도에서의 코너링이나 큰 조향 입력을 가하였을 때 향상된 방향 안정성을 유지하면서 코너링을 할 수 있음을 알 수 있다. Fig. 11의 측면 미끄럼각 응답을 보면 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량이 2륜 조향 차량보다 빠른 정착시간과 작은 정상상태값을 가지고 있어 차량의 조종성과 안정성이 향상되었음을 알 수 있다. 또한 J-turn 모의 주행시험으로부터 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량이 이상적인 LQR 제어 알고리즘을 이용한 4륜 조향 차량과 비슷한 성능을 보이고 있음을 알 수 있다.

#### 5.2 차선변경 주행시험

차량의 속도를 25 m/s로 일정하게 유지하면서 1초 후부터 2초 동안 전륜에 2 Hz의 주기와 1.5°

**Table 2** Vehicle parameters for handling analysis.

Parameter	Description	Value	unit	Parameter	Description	Value	unit
m	Vehicle mass	1300	kg	$\frac{dl}{d\phi}$	Roll axis torsional stiffness	67787.52	Nm/rad
$m_s$	Sprung mass	1167.5	kg	$\frac{dl}{d\phi}$	Roll axis torsional damping	3511.39	Nm/rad/sec
a	Dist. from cg to front wheel	1	m	$I_{zz}$	inertia moment(Z axis)	3000	kgm <sup>2</sup>
b	Dist. from cg to rear wheel	1.54	m	$I_{xx_s}$	inertia moment(roll axis)	489.9	kgm <sup>2</sup>
$h_{cg}$	Height of cg above ground	0.533	m	$C_{\alpha f}$	Cornering stiffness of front tire	79500	N/rad
e	Dist. from sprung mass cg to roll axis	0.4572	m	$C_{\alpha r}$	Cornering stiffness of rear tire	60000	N/rad
$T_w$	Track width	1.436	m	$K_{RSF}$	Ratio of front roll stiffness to the total roll stiffness	0.552	



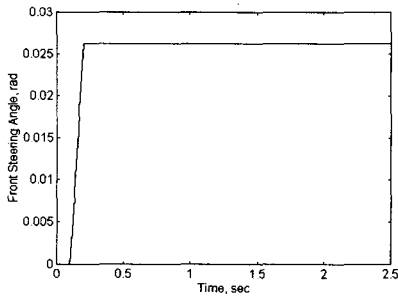


Fig. 6 Front steer input for J-turn test.

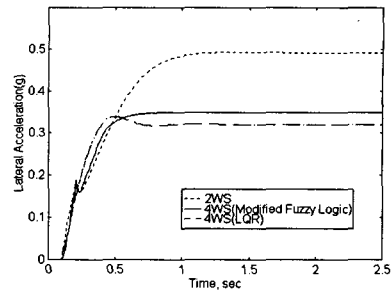


Fig. 9 Response of J-turn test : lateral acceleration.

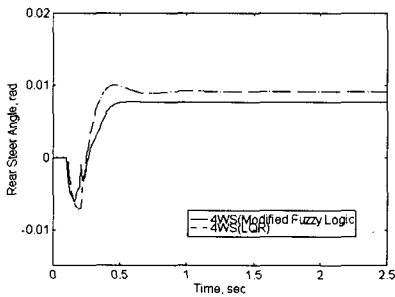


Fig. 7 Response of J-turn test : rear steer angle.

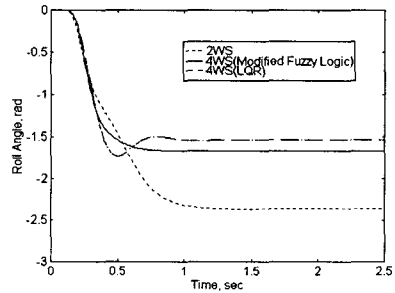


Fig. 10 Response of J-turn test : roll angle.

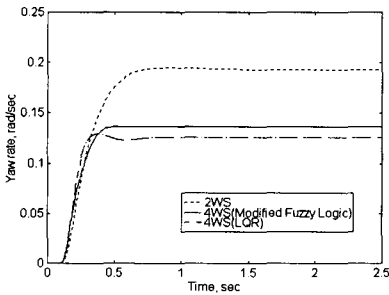


Fig. 8 Response of J-turn test : yaw rate.

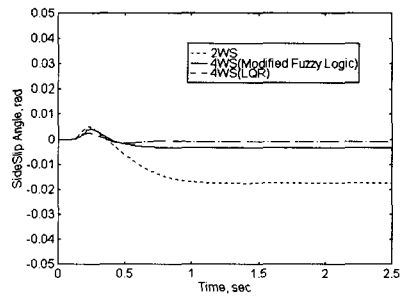


Fig. 11 Response of J-turn test : sideslip angle.

의 진폭을 갖는 조향각을 입력하는 모의 주행시험을 실시하였다. Fig. 12는 차선변경 주행시험을 위한 전륜 조향각 입력을 보여준다. Fig. 13의 시간에 따른 후륜 조향각의 변화는 J-turn 주행시험에서와 같이 차선을 변경하고자 전륜을 조향시켰을 때 4륜 조향 시스템은 후륜을 초기 짧은 시간동안 전륜과 반대방향으로 조향시킨 후 그 이후로 전륜과 같은 방향으로 조향시키고 있음을 알

수 있다.

Fig. 14 ~ Fig. 17로부터 차선변경 주행시 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량이 2륜 조향 차량에 비해 작은 요속도, 횡가속도, 롤각, 측면 미끄럼각을 갖으며 빠른 정착시간을 갖음을 알 수 있다. 이것은 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량이 2륜 조향 차량에 비해 빠른 응답성을 갖으며 향

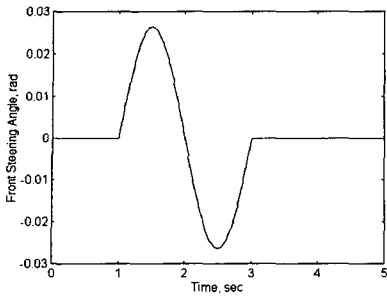


Fig. 12 Front steer input for lane change test.

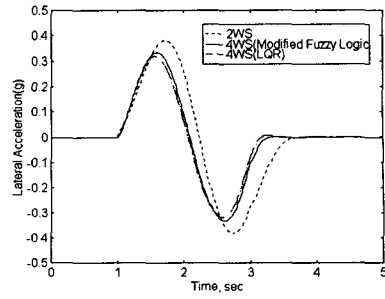


Fig. 15 Response of lane change test : lateral acceleration.

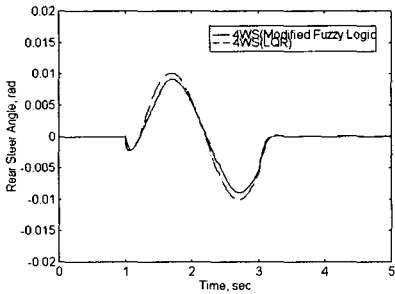


Fig. 13 Response of lane change test : rear steer angle.

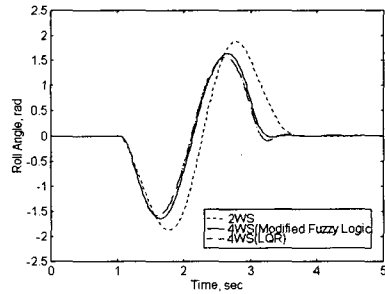


Fig. 16 Response of lane change test : roll angle.

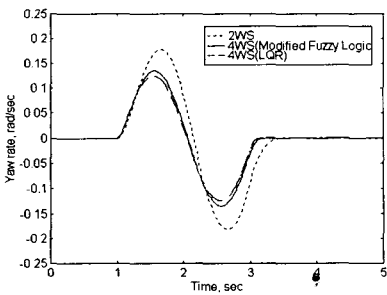


Fig. 14 Response of lane change test : yaw rate.

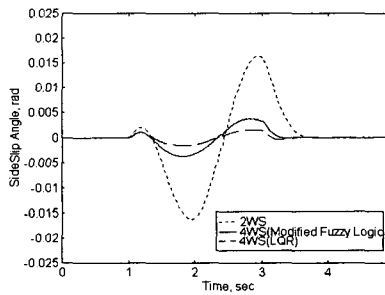


Fig. 17 Response of lane change test : sideslip angle.

상된 방향안정성 및 조종성능을 갖음을 의미한다. 측면 미끄럼각의 응답에서 차선을 변경하는 과정동안 측면 미끄럼각이 영(=0)에 가깝게 되어 전륜의 조향에 따른 차량의 응답속도를 빠르게 할 수 있어 운전자가 운전하기에 편안한 느낌을 줄 수 있을 것으로 생각된다. 또한 차선변경모의 주행시험으로부터 본 논문에서 개발한 4륜

조향 차량이 이상적인 LQR 제어 알고리즘을 이용한 4륜 조향 차량과 비슷한 성능을 보이고 있음을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 논문에서는 4륜 조향 시스템을 실차에 간단

히 구현해 볼 수 있는 제어 알고리즘을 개발하고자 하였다. 즉, 전륜은 기계적으로 조향 휠과 연결하여 조향하고, 후륜은 상대적으로 저렴한 측정 장치를 이용하여 용이하게 측정이 가능한 전륜 조향각과 요속도를 활용하여 제어하는 4륜 조향 차량에 대해 연구하였다. 먼저 4륜 조향 차량의 주행 특성을 해석하고 4륜 조향 제어 알고리즘을 개발하기 위한 비선형 3자유도 모델을 유도하였다. 본 논문에서는 피드포워드 제어방식과 피드백 제어방식을 혼합한 형태의 후륜 조향 제어 알고리즘을 개발하였다. 피드포워드 제어는 Sano가 제안한 후륜을 전륜에 비례하여 조향하는 방식을 수정하여 이용하였고, 피드백 제어방식은 퍼지 로직과 모델 추종제어 기법을 이용하여 구성하였다. 3 자유도 차량 모델에서 롤 운동과 롤 운동에 의한 횡방향 하중전이를 무시하고, 선형 타이어 모델을 이용하여 얻어지는 선형 2 자유도 모델을 모델 추종제어 기법의 목표 모델로 하였다. 요속도를 목표 상태량으로 하였으며, 목표 요속도는 목표 모델로부터 구하였다. 퍼지 로직 제어기는 목표 요속도와 주행 중인 차량의 요속도와의 차이와 오차의 변화를 입력변수로 하여 퍼지 룰과 퍼지 추론에 의해 출력변수(2차 후륜 조향각)를 계산하였다. 본 논문에서 개발한 후륜 조향 제어 알고리즘의 효율성을 검증하기 위해 J-Turn과 차선변경 모의 주행시험을 실시하였다. 모의 주행시험결과 본 논문에서 개발한 4륜 조향 차량은 이상적인 최적 제어 알고리즘을 이용한 4륜 조향 차량의 성능에 근접하는, 2륜 조향 차량보다 방향 안정성, 조종성 등이 월등히 향상된 거동을 보였으며 빠른 조향 응답특성을 보였다.

## 후 기

본 연구는 전북대학교 자동차신기술연구소의 지원을 받아 수행하였으며 이에 감사드립니다.(연구과제번호:9603A)

## 참고문헌

(1) Sano, S., Furukawa, Y. and Shiraishi, S., 1986, "Four Wheel Steering System with Rear Wheel

Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle," SAE Paper No. 860625.

(2) Takiguchi, T., Yasuda, N., Furutanl, S., Kanazawa, H. and Inoue, H., 1986, "Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed-Sensing Four-Wheel Steering System," SAE Paper No. 860624.

(3) Shibahata, Y., Irie, N., Itoh, H. and Nakamura, K., 1986, "The Development of an Experimental Four-Wheel-Steering Vehicle," SAE Paper No. 860623.

(4) 허승진, 1992, "자동차 능동형 샤시시스템 개발동향," 대한기계학회지, 제32권, 제10호, pp. 847~857.

(5) Gillespie, T. D., 1992, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE.

(6) Nagai, M. and Ohki, M., 1989, "Theoretical study on active four-wheel-steering system by virtual vehicle model following control," Int. J. of Vehicle Design, Vol. 10, No. 1, pp. 16~33.

(7) Allen, R. W., Rosenthal, T. J. and Szostak, H. T., 1987, "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling," SAE Paper No. 870495.

(8) 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.

(9) Pacejka, H. B., Bakker, E. and Nyborg, L., 1987, " Tyre Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies," SAE Paper No. 870421

(10) Whitehead, J. C., 1988, "Four Wheel Steering: Maneuverability and High Speed Stabilization," SAE Paper No. 880642.

(11) Xia, X. and Law, E. H., 1992, "Nonlinear Analysis of Closed Loop Driver/Automobile Performance with Four Wheel Steering control," SAE Paper No. 920055.

(12) Koike, S., et al, 1991, "Yaw Rate Feedback Four-Wheel Steering," '91 SAE Passenger Car Meeting.

(13) Hirano, Y. and Fukatani, K., 1996, "Development of Robust Active Rear Steering

- Control," Proc. of AVEC'96, pp. 359~375.
- (14) The Mathworks, Inc., 1994, SIMULINK: Dynamic System Simulation Software, The Mathworks .
- (15) 채석, 오영석, 1997, 퍼지이론과 제어, 청문각, 서울.
- (16) Bernard, J. E., Vanderploeg, M. J. and Shannan, J. E., 1988, "Linear Analysis of a Vehicle with Four Wheel Steering," SAE Paper No. 880643.
- (17) The Mathworks, Inc., 1994, Fuzzy Logic ToolBox for Use with MATLAB, The Mathworks.
- (18) Frank, L. Lewis, 1992, Applied Optimal Control & Estimation. Digital Design & Implementation, Prentice Hall pp. 119~245.
- (19) 백승주, 1998, 4륜 조향 차량의 모델링 및 제어에 관한 연구, 석사학위논문, 전북대학교.