

論文97-34S-4-2

## 조향 기구가 없는 4륜 전기 구동 차량의 지능형 조향 제어 시스템의 설계

### (Design of An Intelligent Steering Control System for Four-Wheel Electric Vehicles without Steering Mechanism)

卞相珍\*, 朴明官\*\*, 徐一弘\*\*\*

(S.J. Byoun, M.K. Park, and I.H. Suh)

#### 요 약

조향기구가 없는 4륜구동 전기자동차를 3 자유도로 가정하고, 입/출력 궤환 선형화를 적용하여 지능형 조향 제어 시스템을 설계하였다. 특히 횡측력과 외부요소 사이의 불확실하고 매우 비선형적인 관계를 피하기 위해 퍼지규칙 기반 횡측력 추정기를 제안하였다. 또한 신경회로망 예측보상기를 추가적으로 적용하여 구조화되지 않은 불확실성에 대하여 자동차 모델이 정확히 제어되도록 하였다. 제안한 전체 제어 시스템이 외부 환경의 변화에도 강인하게 동작함을 모의실험을 통해 수치적으로 보였다.

#### Abstract

An intelligent steering control system is designed for the steering control of a 4 wheel drive (4WD) electric vehicles without steering mechanism, where the vehicle is assumed to have 3 degree of freedom and input-output feedback linearization is employed. Especially, a fuzzy-rule-based side force estimator is suggested to avoid uncertain highly nonlinear expressions of relations between side forces and their factors. Also, a neural-network-based predictive compensator is additionally utilized for the vehicle model to be correctly controlled with unstructured uncertainties. The proposed overall control system is numerically shown to be robust against drastic change of the external environments.

#### I. 서 론

최근 전기구동차량(Electric Vehicle)의 유용성과 응

\* 正會員, LG電子 生産技術院

(LG Electronics Inc., Production Engineering Research Center)

\*\* 正會員, 東洋大學校 制御計測工學科

(Dongyang Univ., Dept. of Control & Instrumentation)

\*\*\* 正會員, 漢陽大學校 電子工學科

(Hanyang Univ., Dept. of Electronic Engineering)

接受日字: 1995年10月24日, 수정완료일: 1997年3月27日

용 가능성에 대한 많은 논의가 실모델의 개발<sup>11)</sup>로 성과를 나타내므로써, 전술용차량(Combat Vehicle)이나 험지주행용 차량(Rough-road Vehicle)과 같은 특수 목적용 전기구동차량의 개발도 가속화되고 있다. 또한 특수목적용 차량이 자체의 고유한 특수기능뿐 아니라, 일반 차량의 기능전반을 포괄하는 성능을 낼수 있도록 하기 위한 제어알고리즘 개발의 필요성이 제기되고 있다.

이러한 특수목적용 차량으로서 전기구동차량이 적합한 이유는 여러가지가 있지만, 우선 기계구조의 감소로 인해 엔진구동차량(Engine-driven Vehicle)에 비해 중량이 감소되며, 각 바퀴의 제어가 독립적으로 이루어

지므로 특수기능을 쉽게 수행할 수 있다는 점을 들 수 있다<sup>[2]</sup> 하지만, 지금까지의 전기구동차량에 대한 연구는 초보적 수준에 머물러 있기 때문에, 경제적 관점에서 연구, 즉 동력원인 전기를 어떻게 저렴하게 얻을 수 있는가, 어떤 구조가 가장 적은 연비를 갖는가에 대한 연구가 주를 이루고 있을 뿐<sup>[3]</sup>, 주행 및 조향 성능의 향상을 위해 전기구동차량의 구조적 특성을 이용하는 차량제어 알고리즘의 개발은 아직 활발히 이루어지고 있지 않다.

일반적인 엔진구동차량의 제어 알고리즘들에 대한 연구는 많은 발전이 있어왔다. 특히 차량의 조작성(manueverability)과 안정성(stability)에 중요한 조향제어(steering control)에서는 최근 적극적 안전성(active safety)의 개념으로부터 출발한 4륜조향시스템(4WS system)이 개발되어 획기적인 발전을 이루었다.<sup>[4,5,6,7]</sup> 또한 보다 안정적인 조향제어를 위하여 추진력 분산제어(traction distribution control)를 병합하는 방식의 통합 제어 알고리즘들이 도입되었는데<sup>[8,9,10,11]</sup>, 추진력분산은 전후륜 분산(front/rear distribution)과 좌우륜 분산(left/right distribution)이 가능하지만, 좌/우륜 분산이 차량회전특성, 즉 요우잉 속도 응답 향상과 차량의 미끄러짐 방지에 더 큰 영향을 준다<sup>[11]</sup>는 것을 알게 되었다.

그러나, 이러한 다수의 알고리즘들은 모델링이나 제어기설계의 어려움으로 인해 일정한 주행속도를 갖는 2자유도 선형모델(2 d.o.f linear bicycle model)을 근거로 하기 때문에<sup>[12,13]</sup> 정상상태(steady state)에서는 바람직한 결과를 얻을 수 있었지만, 가속과 같이 주행속도가 급격히 변화하는 과도상태(transient state)에서는 실제 차량의 제어와 많은 차이가 있으며, 특히 선형타이어모델을 갖는 경우에는 조향각의 변화에 매우 민감하게 반응하여 실제차량의 궤적이나 측면미끄럼각과 같은 주요한 상태변수들을 더이상 제어할 수 없었다.<sup>[14,15,16]</sup>

일반적으로, 차량의 조향제어는 추진력제어와 밀접한 연관을 갖고 있지만, 조향제어계와 추진력제어계는 매우 복잡한 비선형관계식을 매개로 하기 때문에 그 관계를 수학적으로 명확히 규명하기는 쉽지 않다. 하지만, 2자유도 선형모델에 근거하여 설계된 제어기는 비정상 상태에서 적절히 변화하는 제어입력을 얻을 수 없으므로 추진력을 의미하는 직진운동을 고려한 3자유도 비선형모델을 기반으로 제어기설계가 이루어져야 한다.

그러므로, 본 논문에서는 조향시스템이 없는 4륜 전기구동차량의 3자유도 비선형모델을 유도, 기존 알고리즘들이 궤환신호(feedback signal)로 사용하는 요우잉 속도(yawing velocity)와 횡방향 가속도(lateral acceleration)<sup>[17]</sup> 외에도 차량의 주행속도(vehicle velocity)도 궤환하여 입출력 궤환 선형화를 이루어 각 바퀴의 추진력 분산을 위한 정보를 얻는다. 그러나 전기구동차량에서는 몇단계로 제한된 추진력분산기법을 사용하는 것은 각각 독립적으로 구동될 수 있는 전기모터의 이점을 효율적으로 사용하지 못하는 결과를 낳게 된다. 더군다나, 조향기구가 없는 경우에는 독립구동되는 모터를 갖는 구조적특성을 최대한 이용하지 않는다면, 차량의 조향제어는 어렵게 될 수 밖에 없다. 따라서, 추진력분산기법 이상의 자유로운 추진력 제어를 위해서 각 바퀴가 제한없이 독립적으로 구동되는 새로운 추진력 제어알고리즘과 퍼지시스템을 이용한 횡축력추정기를 설계한다. 이와 더불어 유도된 모델링의 오차를 보상하기 위하여 신경망으로 예측보상기를 설계하고, 마지막으로 실모델 차량의 기구적 제한을 적용한 모의 실험을 통하여 제안한 알고리즘의 유용성을 입증한다.

## II. 모델링

### 1. 차량 기구학

본 논문에서는 어떤 바퀴에도 조향기구가 없으며, 바퀴마다 한개씩의 전기모터(electric motor)가 장착된 4륜전기구동차량을 대상으로 하며, 그림 1에 나와있다. 여기에서  $v_{fr}$ ,  $v_{fl}$ ,  $v_{rr}$ ,  $v_{rl}$  과  $v$  는 차체중심 좌표계(Chassis Coordinates)<sup>[18]</sup>를 기준으로 각각 전륜우측바퀴, 전륜좌측바퀴, 후륜우측바퀴, 후륜좌측바퀴, 그리고 차량무게중심에서의 국부속도벡터(local velocity vector)들이며, 각 속도벡터는  $v_{fr}$ ,  $v_{fl}$ ,  $v_{rr}$ ,  $v_{rl}$ ,  $v$  로 표시하고, 속도벡터와 차량의 종축중심선사이의 각을 의미하는 측면 미끄럼각(tire sideslip angle)은  $\beta_{fr}$ ,  $\beta_{fl}$ ,  $\beta_{rr}$ ,  $\beta_{rl}$ ,  $\beta$  로 표시한다.

이들 속도벡터들은 기저좌표계(World Coordinates)의 한 지점에 위치한 차량회전축(Cornering Center)과 연결된 선에 수직을 이루며, 특히 차량무게중심(C.G. : Center of Gravity)과 차량회전축(Cornering Center)간의 거리를 차량의 회전반경( $R_{c.g.}$ )이라고 부른다.

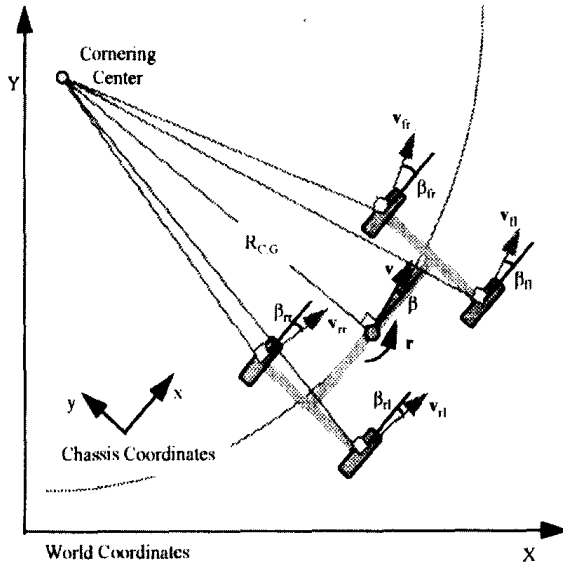


그림 1. 4륜 전기구동차량 모델

Fig. 1. Four-Wheel Electric Vehicle Model.

차량무게중심에서 관측되는 차량속도(vehicle velocity)  $V$ , 차량측면미끄럼각(vehicle sideslip angle)  $\beta$ , 그리고 요우잉속도(yawing velocity)  $r$ <sup>[19]</sup>로부터 각 국부 속도벡터들의 값을 구하기 위해서는 차량의 기구학적 관계식을 이용해야 하는데, 이 관계식은 '차량의 각 지점에서의 차량종방향 속도(longitudinal velocity) 성분들은 서로 동일하며, 차량 횡방향 속도(side velocity) 성분들도 서로 동일하다'<sup>[13]</sup>는 사실로부터 유도될 수 있으며, 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} v \cos \beta &= v_{fr} \cos \beta_{fr} - l_f r = v_{fl} \cos \beta_{fl} + l_f r \\ &= v_{rr} \cos \beta_{rr} - l_r r = v_{rl} \cos \beta_{rl} + l_r r \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} v \sin \beta &= v_{fr} \sin \beta_{fr} - d r = v_{fl} \sin \beta_{fl} - d r \\ &= v_{rr} \sin \beta_{rr} + d r = v_{rl} \sin \beta_{rl} + d r \end{aligned} \quad (2)$$

여기에서,  $l_f$  와  $l_r$  는 각각 차량무게중심으로부터 앞차축, 뒷차축까지의 거리를 의미하며,  $d$  는 차량의 횡방향거리의 반이다.

이제 (1) 과 (2) 로부터 각 바퀴에서의 속도벡터들의 성분을 다음과 같이 구할 수 있으며,

$$\beta_{fr} = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin \beta + l_f r}{v \sin \beta + d r} \right) \quad (3a)$$

$$\beta_{fl} = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin \beta + l_f r}{v \sin \beta - d r} \right) \quad (3b)$$

$$\beta_{rr} = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin \beta - l_r r}{v \sin \beta + d r} \right) \quad (3c)$$

$$\beta_{rl} = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin \beta + l_r r}{v \sin \beta - d r} \right) \quad (3d)$$

$$v_{fr} = \sqrt{(v \sin \beta + l_f r)^2 + (v \sin \beta + d r)^2} \quad (4a)$$

$$v_{fl} = \sqrt{(v \sin \beta + l_f r)^2 + (v \sin \beta - d r)^2} \quad (4b)$$

$$v_{rr} = \sqrt{(v \sin \beta - l_r r)^2 + (v \sin \beta + d r)^2} \quad (4c)$$

$$v_{rl} = \sqrt{(v \sin \beta - l_r r)^2 + (v \sin \beta - d r)^2} \quad (4d)$$

이렇게 구한 속도벡터성분들을 이용하여 조향성능에 결정적인 영향을 미치는 타이어횡측력(tire side force)의 추정에 이용되는 바퀴미끄럼각(wheel slip angle)  $\alpha$ 와 바퀴미끄럼비(wheel slip ratio)  $\lambda$ <sup>[19,10,19,20]</sup>를 얻을 수 있다.

$$\alpha_{fr} = \delta_{fr} - \beta_{fr} \quad (5a)$$

$$\alpha_{fl} = \delta_{fl} - \beta_{fl} \quad (5b)$$

$$\alpha_{rr} = \delta_{rr} - \beta_{rr} \quad (5c)$$

$$\alpha_{rl} = \delta_{rl} - \beta_{rl} \quad (5d)$$

$$\lambda_{fr} = \frac{v_{fr} \cos \beta_{fr} - \omega_{fr} R_{\text{tire}}}{v_{fr} \cos \beta_{fr}} \quad (6a)$$

$$\lambda_{fl} = \frac{v_{fl} \cos \beta_{fl} - \omega_{fl} R_{\text{tire}}}{v_{fl} \cos \beta_{fl}} \quad (6b)$$

$$\lambda_{rr} = \frac{v_{rr} \cos \beta_{rr} - \omega_{rr} R_{\text{tire}}}{v_{rr} \cos \beta_{rr}} \quad (6c)$$

$$\lambda_{rl} = \frac{v_{rl} \cos \beta_{rl} - \omega_{rl} R_{\text{tire}}}{v_{rl} \cos \beta_{rl}} \quad (6d)$$

여기에서  $\omega_{fr}$ ,  $\omega_{fl}$ ,  $\omega_{rr}$ ,  $\omega_{rl}$  는 각 바퀴의 각속도(wheel angular velocity)를 의미하고,  $\delta_{fr}$ ,  $\delta_{fl}$ ,  $\delta_{rr}$ ,  $\delta_{rl}$  는 각 바퀴에 인가되는 조향각(steer angle)을 의미하며,  $R_{\text{tire}}$  는 타이어의 실효반지름값(tire effective radius)을 의미한다.

## 2. 차량동역학

차량의 무게중심이 도로기준면(road level)<sup>[13]</sup>에 위치한다고 가정하면, 피치(pitch)와 롤(roll)운동성분을 고려하지 않아도 되므로, 대상차량의 동역학모델은 3-자유도를 갖는 평면모델(3-d.o.f. planar model)을 적용함에 의해 유도될 수 있다.

차량무게중심에서 관측되는 차량속도  $v$ , 차량측면미

끄럼각  $\beta$  , 그리고 요우잉속도  $r$  을 상태변수로하여 차량의 종축력(vehicle longitudinal force) 및 횡축력(vehicle side force), 그리고 요우잉 모멘트(yawing moment)와의 관계를 상태식으로 표현하면 다음과 같으며, 이때 상태변수들은 측정가능하거나 미분식을 거쳐 얻을수 있으므로 출력변수로 사용할 수 있다.

$$(i) \text{차량 종방향 운동} : F_x = mv \cos \beta - m(\beta+r)v \sin \beta \quad (7a)$$

$$(ii) \text{차량 횡방향 운동} : F_y = mv \sin \beta - m(\beta+r)v \cos \beta \quad (7b)$$

$$(iii) \text{차량 요우잉 운동} : M_z = I_z r \quad (7c)$$

여기에서,  $m$  은 차량의 무게이고  $I_z$  는 차체중심좌표계에서 수직축(z-axis) 에 대한 관성모멘트(moment of inertia)를 의미한다.  $F_x$  와  $F_y$  는 각각 차량의 종축력과 횡축력을 의미하며, 요우잉 모멘트는  $M_z$  로 표시되었다.

이제 상태식의 행렬표현을 위해 상태변수  $v, \beta, r$  을  $\mathbf{x}$  로 표현하고,  $F_x, F_y, M_z$  를  $\mathbf{S}$  로 표현하면, 식 (7)은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}(\mathbf{x})\mathbf{x} + \mathbf{B}(\mathbf{x}) \quad (8)$$

여기에서, 행렬  $\mathbf{A}(\mathbf{x})$  와  $\mathbf{B}(\mathbf{x})$  는 각각 다음과 같다.

$$\mathbf{A}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} m \cos \beta & -mv \sin \beta & 0 \\ m \sin \beta & mv \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}, \quad (9a)$$

$$\mathbf{B}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} -mrv \sin \beta \\ mrv \cos \beta \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (9b)$$

실제 차량의 구동력은 각 바퀴에서의 힘성분들의 조합으로 이루어지므로, 차량 무게중심에서의 종축력  $F_x$ , 횡축력  $F_y$  및 요우잉 모멘트  $M_z$  를 중간제어입력(temporal control input) 이라고 부를수 있으며, 이 신호들은 바퀴좌표계를 기준으로 한 타이어 힘(tire force)과 다음과 같은 관계를 갖는다<sup>[21]</sup>

$$F_x = F_{xfr} + F_{xfl} + F_{xrr} + F_{xrl} \quad (10a)$$

$$F_y = F_{yfr} + F_{yfl} + F_{yrr} + F_{yrl} \quad (10b)$$

$$M_z = I_f (F_{yfr} + F_{yfl}) - I_r (F_{yrr} + F_{yrl}) + d (F_{xfr} + F_{xrr}) - d (F_{xfl} + F_{xrl}) \quad (10c)$$

여기에서,  $F_{xfr}, F_{xfl}, F_{xrr}, F_{xrl}$  는 각각 타이어 종축

력(tire longitudinal force)을 의미하고,  $F_{yfr}, F_{yfl}, F_{yrr}, F_{yrl}$  는 각각 타이어 횡축력(tire side force)을 의미한다.

마지막으로, 차량기구학에서 언급한 바와 같이 조향 성능에 결정적인 영향을 미치는 타이어 횡축력은 하중 이동, 바퀴미끄럼각과 바퀴미끄럼비, 마모나 압력같은 타이어의 상태(tire pressure and wear), 도로노면에 의해 결정되는 노면/타이어 결합특성(road/tire condition) 등 제어가능한 요소뿐 아니라 다수의 제어 불가능한 외부 물리적 요인들에 의해 좌우되므로<sup>[10,19]</sup>, 측정이 매우 어려울 뿐만 아니라 복잡한 비선형성으로 인해 정확한 모델링 또한 쉽지 않다.

지금까지 일반적인 함수 근사화(function approximation)<sup>[15,22]</sup> 나 수치해석(numerical analysis)적 모델링<sup>[23,24]</sup> 등 타이어횡축력의 비선형특성을 찾기 위한 여러가지 방법이 제시되어 왔지만, 주로 그림 2로 표현되는 비선형특성을 선형화<sup>[25]</sup> 하거나 아크탄젠트(arc tangent) 근사화<sup>[9]</sup> 하는 방법이 가장 많이 사용된다. 따라서, 본 논문에서의 타이어횡축력 모델은 바퀴미끄럼각과 바퀴미끄럼비를 입력으로 하는 아크탄젠트함수를 사용하여 얻기로 한다.

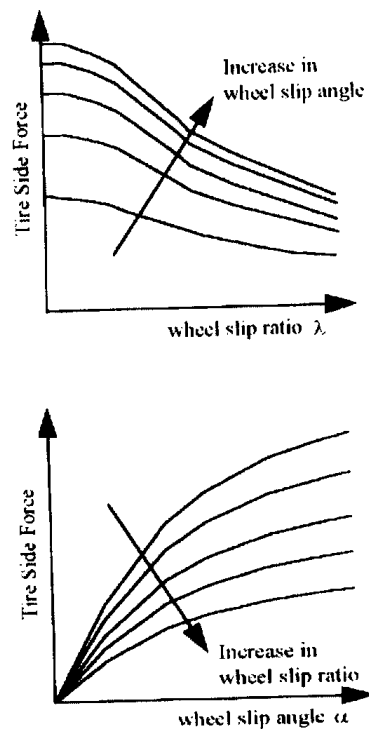


그림 2. 타이어횡축력의 비선형특성곡선  
Fig. 2. Nonlinear Characteristic Curve of Tire Side Force.

조향기구가 없는 4륜 전기구동차량에 대한 기구학 및 동역학 모델의 전체블럭도가 그림 3에 있으며, 모든 변수는 벡터로 표현되어 있다. [21]

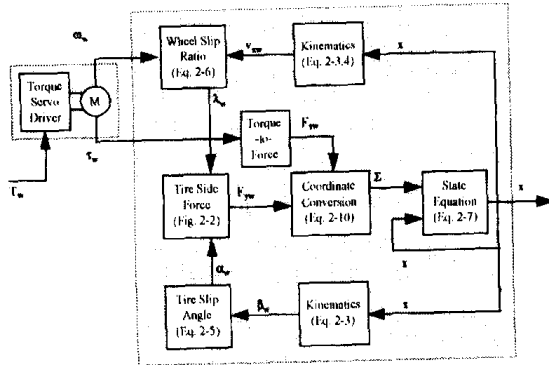


그림 3. 조향시스템이 없는 4륜 전기구동 차량 모델의 블럭도  
Fig. 3. Block Diagram of Four Wheel Electric Vehicle Model without Steering System.

### III. 조향 제어

그림 4는 제안한 조향제어 알고리즘의 전반적인 구조를 나타낸다.

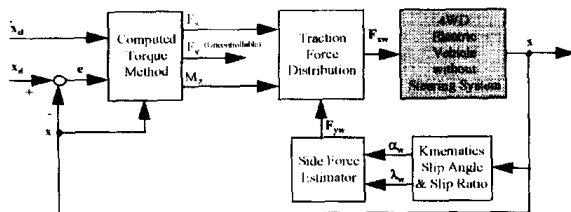


그림 4. 조향제어 시스템의 전체적인 구조  
Fig. 4. Overall Integrated Control System.

#### 1. 입출력 궤환 선형화

앞에서 기술한 4륜 전기구동차량 모델은 상태변수간 상호간섭(coupling)이 존재하기 때문에, 기존의 연구에서 가정하는 차량종방향속도에 대한 무변화 가정(constant longitudinal velocity)이 없이는 제어하기가 매우 힘들다. 하지만, 종방향속도 변화율을 무시한 상태에서는 조향제어만이 가능할 뿐, 조향과 추진력을 동시에 제어하는 것은 불가능하다. 이에 본 논문에서는 산업용 로봇(industrial robot)의 동적궤환제어(dynamic feedback control)에 쓰이는 토오크연산 기법(CTM : Computed Torque Method) [26,27] 을 이용하여 비선형 차량모델의 입출력 궤환 선형화

(input-output feedback linearization) [28]를 이루어 차량의 상태변수간 상호간섭문제(decoupling)를 해결하도록 한다.

먼저 상태벡터  $x$  를 측정가능한 출력벡터로서 정의하면, 차량주행상태의 기준 경로(desired path)가 되는 목표 출력벡터를  $x_d = [v_d, \beta_d, r_d]^T$  와 같이 정의할 수 있다. 이제 다음과 같이 계산되는 새로운 입력 벡터를 도입하자.

$$v = x_d + K(x_d - x) \tag{11}$$

여기에서,  $K$  는 오차이득(error gain)을 의미하는 대각선 행렬(diagonal matrix)로서

$$K \equiv \begin{bmatrix} K_v & 0 & 0 \\ 0 & K_\beta & 0 \\ 0 & 0 & K_r \end{bmatrix} \text{ 이며,}$$

$e = x_d - x$  는 상태오차(state error)이다. 대상 차량에 대한 정확한 모델링 및 시스템파라미터(system parameter)에 대한 확실한 정보가 주어졌음을 가정하면, 다음과 같은 중간제어입력을 선정함으로써 토오크 연산제어기를 설계할 수 있다.

$$\Delta = A(x)v + B(x) \tag{12}$$

이와 같이 토오크연산제어기를 사용하게 되면, 상태변수간 상호간섭을 의미하는 차량모델에서의 비선형성이 모두 보상되고 식(8)과 식(12)로부터 다음과 같은 폐루프 시스템 오차방정식(closed-loop system error equation)을 얻게 된다.

$$A(x)(\dot{e} + Ke) = 0 \tag{13}$$

따라서, 오차이득값  $K$  을 적절한 값으로 결정해주면, 상태오차의 지수함수적 수렴성(exponential convergence)을 보증받을 수 있다.

#### 2. 추진력 독립제어

토오크 연산 기법을 통하여 얻는 것은 차량무계중심에서의 종축력  $F_x$ , 횡축력  $F_y$  및 요우잉 모멘트  $M_z$  이다. 하지만 차량에 실제로 인가하여야 할 제어입력은 각 바퀴에서의 타이어종축력이므로 차체중심좌표계와 바퀴중심좌표계간의 변환이 이루어져야만 한다. 차량무계중심에서의 정보를 이용하여 각 바퀴에서 내주어야 할 최적의 추진력을 결정하는데 있어서, 각 바퀴의 추진력은 기구적 제한을 받지 않고 독립적으로 구동된다.

우선 구해진 중간제어입력  $\Delta$ 는 식 (10), (2-12) 와 같이 각 바퀴의 타이어 힘으로 분산되어야 하지만 타

이어횡축력  $F_y$  은 제어 불가능한 변수이므로 차량 무게중심에서의 미끄러짐을 의미하는 횡방향속도  $v_y$  는 목표상태로 수렴하도록 할 수 없다. 그러므로, 다음 식 (3-4) 에서 보듯이 얻을수 있는 정보는 차량중심에서의 종축력  $F_x$  와 요우잉 모멘트  $M_z$  뿐이고, 구해야 하는 변수는 각 바퀴에서의 타이어종축력  $\mathbf{F}_{xw} = [F_{xfr}, F_{xfl}, F_{xrr}, F_{xrl}]^T$  이다.

$$F_x = F_{xfr}, F_{xfl}, F_{xrr}, F_{xrl} \quad (14a)$$

$$M_z = 1_f(F_{yfr} + F_{yfl}) - 1_r(F_{yrr} + F_{yrl}) + d(F_{xfr} + F_{xrr}) - d(F_{xfl} + F_{xrl}) \quad (14b)$$

이러한 잉여자유도(redundant degree of freedom) 를 갖는 플랜트의 제어를 위해서는 직선인 강체로 연결된 임의의 두 질점에서 발생하는 직선 방향의 힘은 동일하다.가정이 필요하다. 여기에서는 다음식으로 표현되는 기구학적 제한을 적용함으로써 잉여자유도 문제를 해결하도록 한다.

$$F_{xr} = F_{xfr} = F_{xrr} \quad (15a)$$

$$F_{xl} = F_{xfl} = F_{xrl} \quad (15b)$$

여기서  $F_{xr}$ ,  $F_{xl}$  은 각각 차량의 우륵과 좌륵에서의 가상적인 타이어 종축력을 의미한다. 이제 위의 가정을 적용하여 차체 중심 좌표계를 기준으로 대상 차량을 다시 그려보면 그림 5와 같이 되고, 식 (14) 는 (16) 으로 바뀌어야 한다.

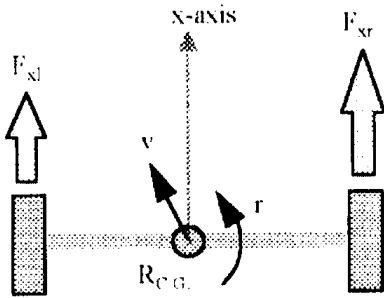


그림 5. 전후륵이 묶여있는 차량구조  
Fig. 5. Vehicle structure with lumped front-rear wheels.

$$F_x = 2F_{xr} + 2F_{xl} \quad (16a)$$

$$M_z = 1_f(F_{yfr} + F_{yfl}) - 1_r(F_{yrr} + F_{yrl}) + 2dF_{xr} - 2dF_{xl} \quad (16b)$$

식 (16) 의 타이어횡축력  $F_{yfr}$ ,  $F_{yfl}$ ,  $F_{yrr}$ ,  $F_{yrl}$  은 다음 절에 나오는 타이어 횡축력 추정기로부터 구할

수 있으므로 임의의 중간 변수  $F_{x\_temp}$ ,  $M_{z\_temp}$  를 다음과 같이 놓으면

$$F_{x\_temp} = \frac{F_x}{2} \quad (17a)$$

$$M_{z\_temp} = \frac{M_z - 1_f(F_{yfr} + F_{yfl}) + 1_r(F_{yrr} + F_{yrl})}{2d} \quad (17b)$$

식 (16) 은 다음 식 (18) 과 같이 되므로

$$M_{z\_temp} = F_{xr} - F_{xl} \quad (18a)$$

$$F_{x\_temp} = F_{xr} + F_{xl} \quad (18b)$$

$F_{x\_temp}$ ,  $M_{z\_temp}$  로부터 타이어종축력  $F_{xr}$ ,  $F_{xl}$  를 식 (19) 로 구할 수 있게 된다.

$$F_{xr} = \frac{F_{x\_temp} + M_{z\_temp}}{2} \quad (19a)$$

$$F_{xl} = \frac{F_{x\_temp} - M_{z\_temp}}{2} \quad (19b)$$

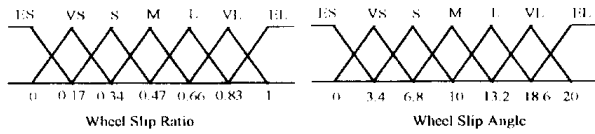
### 3. 퍼지규칙을 기반으로 하는 타이어 횡축력추정기의 설계

일반적으로 타이어 횡축력에 영향을 주는 여러가지 요인 가운데 바퀴미끄럼각과 바퀴미끄럼비, 그리고 하중이동이 가장 주된 요인으로 작용하는데, 주행중에 심각한 하중이동이 있을 때에는 제어가 매우 힘들기 때문에, 보통 하중이동은 정적분포(static distribution) 를 이룬다고 가정한다.<sup>[15,29]</sup>

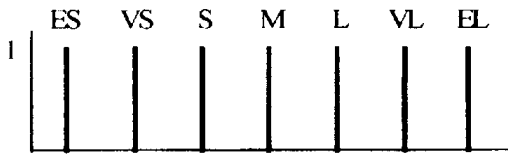
타이어 횡축력은 민감한 회전운동에서 차량조작성(manueverability)에 매우 큰 영향을 미치게 되므로, 제어를 설계하는데 있어서 고려해야할 가장 중요한 현상중 하나이다. 이 때문에 지금까지 타이어의 비선형 횡축력을 추정하기 위한 많은 연구가 있었다.<sup>[9,19,25,30]</sup> 우선 바퀴미끄럼각이 작을 때는 타이어횡축력이 바퀴미끄럼각에 선형적으로 비례한다는 가정을 바탕으로 차량의 횡방향가속도와 요우잉속도신호를 사용하여 타이어횡축력계수를 추정하는 방법이 제안되었는데, 현재 까지도 가장 고전적인 방법으로 자주 이용된다.<sup>[25]</sup> 다른 방법으로, 타이어의 복잡한 비선형 횡축력 특성을 근사하거나 점근선형화 기법(piece-wise linearization)을 사용하여 단순한 수학적모델로 나타내는 방법<sup>[31]</sup>도 제안되었다.

본 논문에서는 타이어 횡축력 추정을 위해서 수학적 모델이 없이도 함수를 추정할 수 있는 퍼지시스템(fuzzy system)을 적용한다. 기존의 실험적 자료<sup>[14,24]</sup> 를 세심히 관찰하여 구성한 퍼지규칙(fuzzy rule)을 표

1 에서 보여준다. 구성된 퍼지시스템의 입력언어변수 (input linguistic variable)로서 바퀴미끄럼각  $\alpha$ 와 바퀴미끄럼비  $\lambda$ 를 사용하고, 출력언어변수(output linguistic variable)로서 타이어횡측력  $F_y$ 를 사용하였으며, 입출력 언어변수는 각각 일곱개의 언어값 (linguistic value) S(small), M(medium), L(large), EL(extra large), ES(extra small), VS(very small), VL(very large)을 사용하였다.



(a) IF 를 위한 소속함수 (Membership function for IF part)



(b) THEN 를 위한 소속함수 (Membership function for THEN part)

그림 6. 타이어횡측력 추정을 위한 퍼지 소속함수  
Fig. 6. Fuzzy Membership Function for Estimation of Tire Side Force.

입/출력 언어 변수의 소속 함수는 그림 6에 보여주는 것과 같이 삼각형 꼴을 적용하였다. 퍼지 시스템의 출력력  $F_y$ 는 최대-최소 추론(Sup-min inference)구조와 무게 중심법의 비퍼지화(defuzzifier)를 이용하여 발생되도록 하였다.<sup>132)</sup> 그림 7은 타이어 미끄럼 비  $\lambda$ 에 대해 제안한 퍼지 규칙으로부터 발생된 횡측력을 보여준다. 그림 7에서 보는바와 같이 제안된 퍼지 규칙이 Bakker<sup>114)</sup>의 연구에서 주어진 실험적 파형으로부터 발췌된 데이터에 근접하여 근사화 한 것을 볼 수 있다.

표 1. 타이어횡측력 추정을 위한 퍼지규칙  
Table 1. Fuzzy Rule for Estimation of Tire Side Force.

		Slip Ratio						
		ES	VS	S	M	L	VL	EL
Slip Angle	ES	M	S	VS	ES	ES	ES	ES
	VS	L	S	VS	ES	ES	ES	ES
	S	L	M	S	S	VS	ES	ES
	M	EL	M	S	VS	VS	VS	ES
	L	EL	M	S	S	VS	ES	ES
	VL	EL	VL	M	S	S	VS	ES
	EL	EL	EL	M	S	S	VS	ES

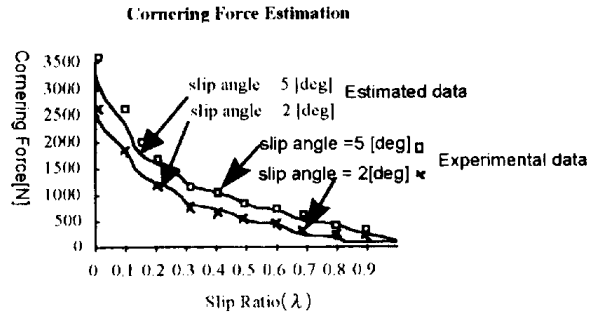


그림 7. 실험적 데이터와 추정 데이터의 특성  
Fig. 7. The Characteristics of Experimental data and Estimated Data.

#### IV. 신경망 기반 예측 보상기

시스템의 모델링에 있어서 차수(system order)를 안다 하더라도, 표현하지 못하는 많은 불확실성이 존재한다. 차량의 실제 파라미터를 정확히 측정하거나 계산할 수 없으므로, 물리적 환경과 상호반응하는 실험모델 차량을 기지의 모델링 구조와 파라미터만을 이용하여 제어한다면 상태오차의 지수함수적 수렴성이 만족될 수 없을 것이다. 이제, 모델링된 상태식을 파라미터의 불확실성까지 고려하여 표현하면 아래와 같이 바뀌어야 한다.

$$\Sigma = \hat{A}(x)x + \hat{B}(x) \quad (20)$$

$\hat{A}(x)$ 와  $\hat{B}(x)$ 에 대하여 단지 그들의 추정값만이 존재하므로, 어떤 구조화되지 않은 불확실성(unstructured uncertainty)이 존재하는 차량모델에 토오크연산기법을 적용하면, 중간 제어입력  $\Sigma_{CTM}$ 은 (21)과 같이 되고

$$\Sigma_{CTM} = \hat{A}(x)(\dot{x}_d + Ke) + \hat{B}(x) \quad (21)$$

이렇게 구해진 중간 제어입력을 실제 차량의 중간제어 입력으로 인가했을 때 구해지는 페루프 시스템 오차방정식도 식 (22)와 같이 되어 상태오차의 수렴성이 만족되지 않는다.

$$\hat{A}(x)(\dot{e} + Ke) = \Delta A(\dot{x}) + \Delta B(x) = \Psi(x, \dot{x}) \quad (22)$$

여기에서  $\Delta A = A - \hat{A}$ 와  $\Delta B = B - \hat{B}$ 는 각각  $\hat{A}(x)$ 와  $\hat{B}(x)$ 의 모델링 오차(modeling error)이며,  $\Psi(x, \dot{x})$ 는 전체 불확실성을 의미한다.

이제 차량의 모델에 불확실성이 존재하는 경우에도 실제 차량이 정확한 목표상태궤적을 따라가도록 제어

하기 위하여, 차량모델에 토오크 연산 제어기만을 사용하였을 때 발생하는 제어오차를 효과적으로 보상해줄 수 있도록 신경망으로 보조제어기를 설계한다.

기지의 정보를 이용하여 설계할 수 있는 토오크연산 제어기와 더불어 신경망의 보상제어입력이 존재한다고 가정할 때, 실제차량에 인가되는 전체제어입력값은  $\Sigma = \Sigma_{CTM} + \Sigma_{NN}$  이 된다. 여기에서  $\Sigma_{CTM}$  은 토오크연산제어기로부터 나오는 중간제어입력으로서 식 (21) 과 같이 주어지며,  $\Sigma_{NN}$  는 신경망으로부터 나오는 중간제어입력이다. 신경망을 이용한 보상제어입력을 사용함으로써 위와 같은 값이 실제 차량의 중간제어입력으로 인가되면, 오차방정식은 (23)과 같이 구해지므로 불확실성  $\Psi(\dot{x}, x)$ 를 보상제어입력  $\Sigma_{NN}$  이 보상해줄 수 있도록 보상기의 제어파라미터를 설계하면 상태오차의 수렴을 얻을수 있다.

$$\hat{A}(x)(\dot{e} + Ke) = \Psi(\dot{x}, x) - \Sigma_{NN} \quad (23)$$

신경망 연결강도(weight)의 학습을 위해서, 식 (24)로 정의되는 에너지함수(energy function)를 최소화하는 학습규칙을 찾아야 한다.

$$E = \frac{1}{2} \|\Psi(\dot{x}, x) - \Sigma_{NN}\|^2 \quad (24)$$

이러한 에너지 함수의 최소화는 연결강도에  $w_{ji}$  대한 에너지함수E의 음의 경사도(gradient)를 취하여 0으로 수렴하도록 하면 된다.

$$\frac{\partial E}{\partial w_{ji}} = -(\Psi - \Sigma_{NN})^T \frac{\partial \Sigma_{NN}}{\partial w_{ji}} = -(\hat{A}(x)(\dot{e} + Ke))^T \frac{\partial \Sigma_{NN}}{\partial w_{ji}} \quad (25)$$

식 (25) 에서  $|\hat{A}(x)| \neq 0$  이므로  $e + ke = 0$ 은 조건을 만족한다. 따라서 신경망 연결강도의 변화량은 다음과 같이 유도되며, 일반화 델타규칙(generalized delta rule)을 사용하여 출력층과 은닉층의 연결강도를 구할 수 있다.

$$\Delta w_{ji} = -\eta \frac{\partial E}{\partial w_{ji}} = \eta(\dot{e} + Ke)^T \frac{\partial \Sigma_{NN}}{\partial w_{ji}} \quad (26)$$

여기에서,  $\eta$ 는 학습률(learning rate)을 의미한다.

모의 실험시 사용한 신경망의 은닉층뉴런 갯수는 10으로하고, 연결강도의 학습율은  $\eta = 0.01$ 로 설정하였으며, 출력층 은닉층간 연결 강도의 초기값은 0으로 하였다. 또한 은닉층 입력층간 연결 강도의 초기값은 -1과 1 사이의 랜덤(radom)값으로 설정하였고 각 층의 뉴런

에 대한 옵셋(offset)항은 없도록 하였다.본 논문에서 제시한 구조에서는 차량에 대한 많은 정보를 모델링하여 토오크 연산 제어기로서 제어하고, 신경망은 모델링 오차가 존재하는 실제 상황에서 오차분 만큼을 보상하여 주므로 사영(mapping)영역이 크지 않게 된다. 따라서, 다입력-다출력 구조의 신경망이라 하더라도 초기가중치를 매우 작은 영역으로 제한하여 줌으로써 학습을 보다 쉽게 하도록 고려하였다. 만약 토오크 연산 제어기가 없이 신경망 만으로 제어한다면 사영(mapping)영역이 커지므로 신경망의 학습은 매우 힘들어지게된다.

보상기로서 사용된 다층 신경망은 하이퍼볼릭 탄젠트함수를 사용하는 은닉층을 한 개 가지고 있으며, 상태와 상태의 변화율을 입력으로 하고 출력은 중간 제어 입력으로 세개이다. 입력에서 목표 상태 없이 차량의 실제 상태만을 받아들이므로 현상태를 판단하여 미래의 상태에 대한 플랜트와 모델의 오차분을 보상해주는 예측 개념을 갖는다.

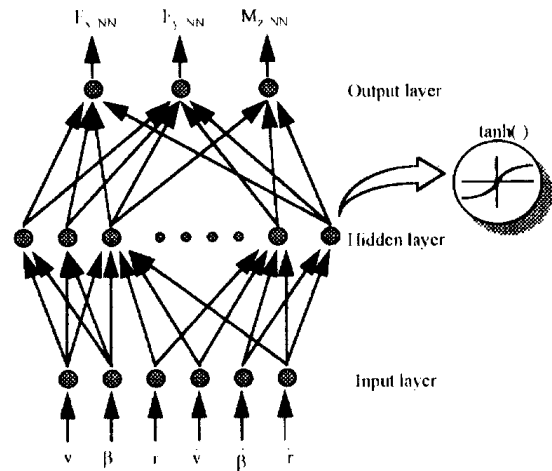


그림 8. 3층신경망보상기의 구조  
Fig. 8. Structure of 3-layer NN compensator.

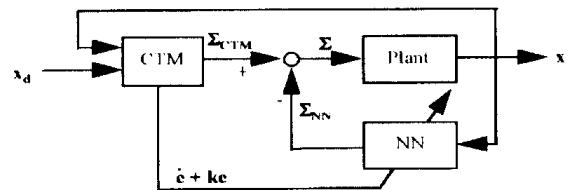


그림 9. 토오크 연산 제어기와 신경망기반 예측 보상기의 병렬 제어  
Fig. 9. Parallel Control using CTM controller and NN-based predictive compensator.



지금까지 논의된 바대로 대상차량에 대한 토오크 연산 제어기의 모델링 오차를 보상해주는 기능을 하는 보조 제어기를 다층 신경망으로 구현하였다고 할때, 그림 9와 같은 블록도로서 전체 제어 시스템을 간략히 표현할 수 있으며, 토오크 연산 제어기와 신경망 보상기의 하중계수는 1:1로 설정 하였다.(실제 차량에 대한 입력은 S로부터 각 바퀴에 분산되는 타이어 종축력이다)

V. 모의 실험

제안한 지능형 조향 제어 알고리즘의 유용성을 보이기 위해서 표 2의 파라미터를 사용한 여러가지 모의 실험을 유형별로 수행하였다. 1) 일반적인 차량의 조향 제어에 대한 모의 실험 결과를 보여준다. 모델링 오차의 영향과 토오크 제한의 영향을 각각 고찰한다. 2) 모델링 오차에 대한 신경망 보상기의 유용성을 보인다. 토오크 제한에 대해 각각 고찰한다. 3) 제안한 알고리즘을 특수 조향 기능의 한 예인 제자리회전(Spinning)에 대해 적용한 경우를 실험한다.

표 2. 모의실험에서 사용한 차량 플랜트의 파라미터

Table 2. Simulation parameters of vehicle plant.

파라미터	기호 (Notation)	값	Dimen-sion
차량의 무게	m	596.6	kg
차량의 길이	$l_x$	1200	mm
전륜축으로부터 C.G.까지의 거리	$l_f$	600	
후륜축으로부터 C.G.까지의 거리	$l_r$	600	
차량의 폭	$l_y$	1060	mm
차량폭의 반	d	530	
차량의 높이	h	976	kg
관성모멘트	$I_z$	120	$kgm^2$
타이어 반경	$R_{tire}$	130	mm

1. 조향 제어

먼저 목표속도 10 [km/h]를 유지하면서 단위 시간당 목표 조향각 3 [deg]를 회전할 수 있는가에 대한 모의실험을 행하였다. 차량은 출발후 목표 속도 10 [km/h]에 도달하기 위한 추진력 제어를 하여, 1초 후부터 조향을 시작한다. 그림 10은 모델링 오차가 존재하지 않는다는 가정과 토오크제한을 하지 않은 경우의 추진 및 조향 응답이다. 횡방향 속도의 크기가 작은 범위안에 제한되어 있으면서도 종방향 속도 및 요우잉 속도 응답의 상승 시간(rising time)이 짧고 오

버슈트(overshoot)가 없으므로, 제안한 조향 제어 알고리즘이 이상적인 경우의 차량 제어에 있어서 만족할 만한 성능을 발휘한다고 볼수 있다.

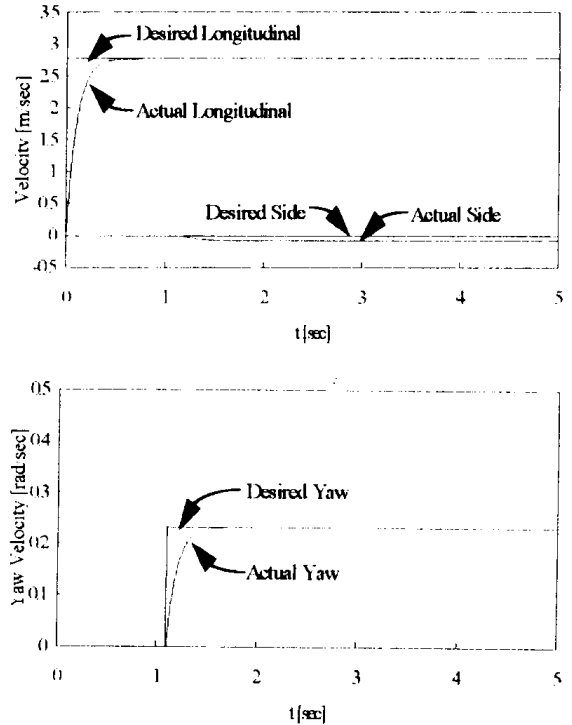
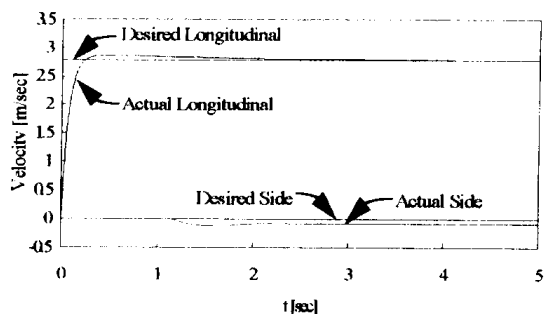


그림 10. 모델링오차가 없을 때 : 10 [km/h] 3 [deg] Fig. 10. Simulation results without modeling error 10 [Km/h] , 3 [deg] .

그림 11에서는 유도한 모델링의 오차를 고려하고 앞의 실험과 동일한 입력을 주었을 때 나타나는 속도 및 요우잉 속도 응답을 보여준다. 플랜트는 표 2에서 주어진 파라미터를 따르며, 제어에 직접적으로 이용되는 정보인 모델링 파라미터에 대해서는 차량무게와 관성모멘트를 각각 플랜트의 1.5 배로 하고, 퍼지시스템으로 추정되는 타이어횡축력 또한 실제 플랜트 타이어횡축력의 1.5 배로 잘못 추정하도록 조정하였다.



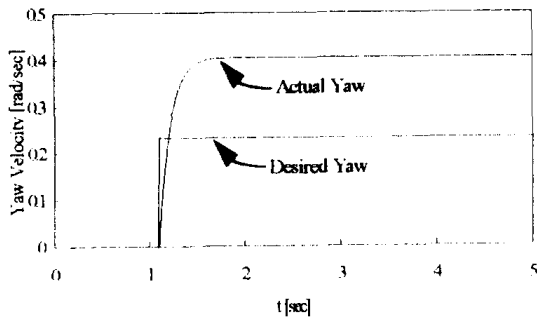


그림 11. 모델링오차가 있을 때 : 10 [km/h] 3 [deg]  
 Fig. 11. Simulation results with modeling error 10 [Km/h], 3 [deg].

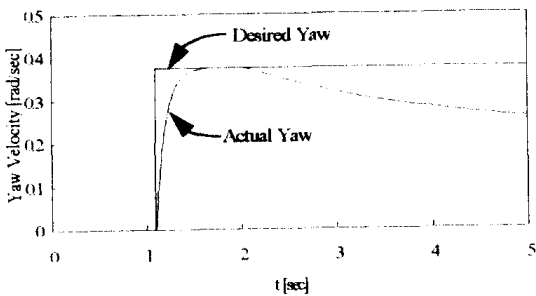
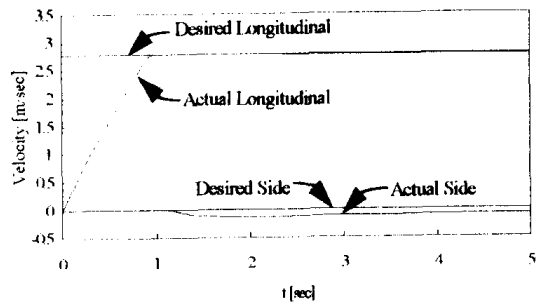


그림 12. 모델링오차가 없고 토크제한이 없을 때 : 10 [km/h] 5 [deg]  
 Fig. 12. Simulation results without modeling error and without torque bound. 10 [Km/h], 3 [deg].

조향제어에 관한 두번째 모의 실험은 토크제한문제에 관한 것이다. 차량의 가속을 위해 발생하는 토크는 한계가 있으며, 정격 토크 및 최대 토크의 제한을 넘어서면 과부하가 걸려서 차량의 추진시스템이 망가지게 된다. 여기에서는 (27)과 같은 토크특성 곡선을 가지며, 정격 토크는 27 [Nm], 최대토크는 정격토크의 300% 인 모터 모델을 채용하였다.

$$\tau(t) = 2 * 27 e^{-0.3t} \quad (27)$$

식 (27) 에서 주어지는 토크제한에 의해서는 불가능한 10 [km/h], 5 [deg]의 입력신호를 인가했을 때, 토크제한을 두지않은 플랜트의 상태응답은 그림 12와 같고, 토크 제한을 가했을 때의 응답은 그림 13에 나와 있다. 그림의 비교에서 알 수 있듯이, 목표로 삼은 추진과 조향이 동시에 제어되기 위해서는 일정량 이상의 정격토크를 낼 수 있는 모터가 필요하다.

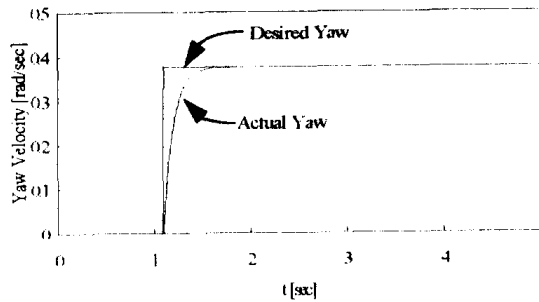
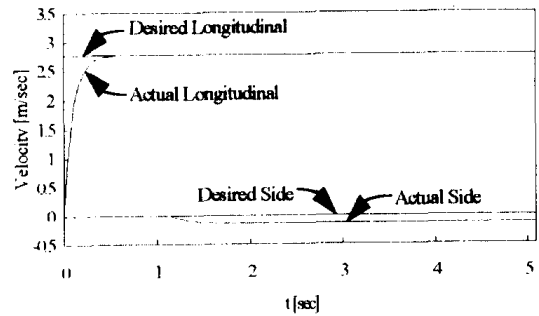
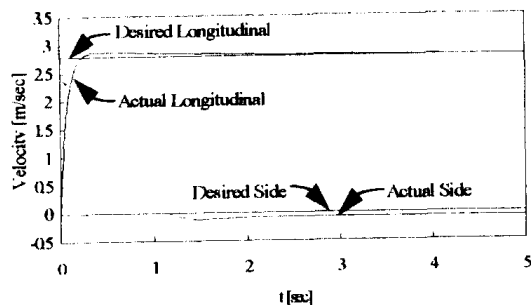


그림 13. 모델링 오차가 없고 토크 제한이 있을 때 : 10 [km/h] 5 [deg]  
 Fig. 13. Simulation results without modeling error and with torque bound. 10 [Km/h], 3 [deg].

2. 신경망 보상기를 이용한 불확실성의 보상

그림 11에서 보여진 모델링 오차에 대한 차량 응답을 개선하기 위해서 동일한 조건하에 학습률을 0.01로 설정한 신경망 예측 보상기를 채용하였다. 약간의 오버



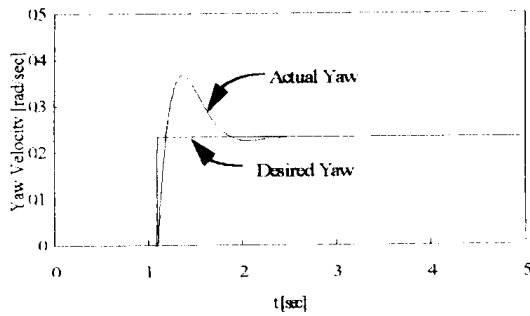


그림 14. 신경망이 모델링 오차를 보상해주고, 토오크 제한이 없을 때 : 10 [km/h] 3 [deg]  
 Fig. 14. Simulation results with N-N compensator and without torque bound. 10 [Km/h], 3 [deg]

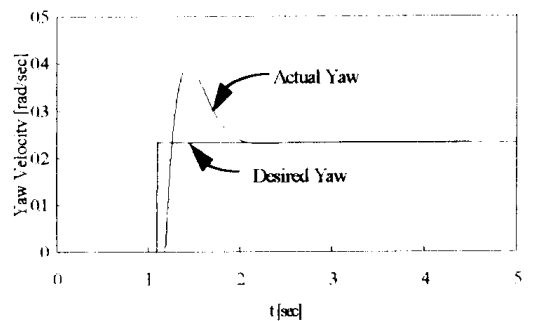
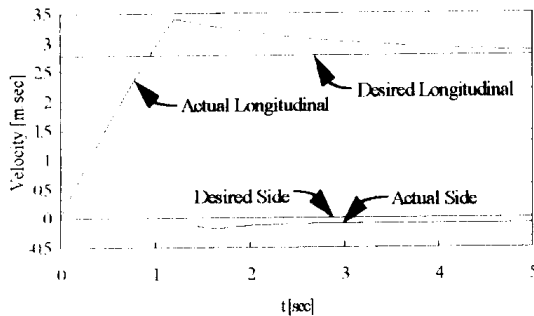


그림 15. 신경망이 모델링 오차를 보상해주고, 토오크 제한이 있을 때 : 10 [km/h] 3 [deg]  
 Fig. 15. Simulation results with N-N compensator and with torque bound. 10 [Km/h], 3 [deg]

슈트를 제외하면, 토오크 연산 제어기만을 단독으로 사용할 때보다 훨씬 더 나은 상태 응답을 보이는 것을 알 수 있다. 그림 14와 그림 15는 각각 토오크 제한이 없을 때와 있을 때이다.

신경망 보상기의 학습은 제 4 장에서 유도된 학습 규칙을 사용하여 이루어지며, 학습 동시 제어를 한다. 학습과 동시에 제어하는 구조가 가능한 이유는 토오크 연산 제어기가 제어 해야할 많은 부분을 부담하므로,

초기에 매우 작은 값을 출력하는 학습되지 않은 신경망을 병렬로 채용하므로서 제어를 하면서 학습을 하는 온라인 구조의 제어 시스템이 가능하므로 실시간 응용이 필요한 다른 여러 분야에도 확장이 가능할 것이다. 1 초마다 조향 입력을 온-오프 시켰을 때, 온라인 학습의 상태 응답의 변화를 그림 16에서 보여준다.

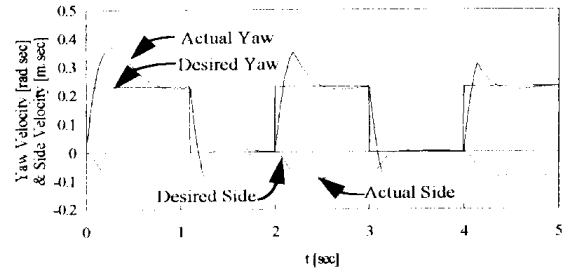


그림 16. 모델링오차를 보상해주는 신경망의 온라인 학습의 수렴과정  
 Fig. 16. On line learning convergence of N-N compensator.

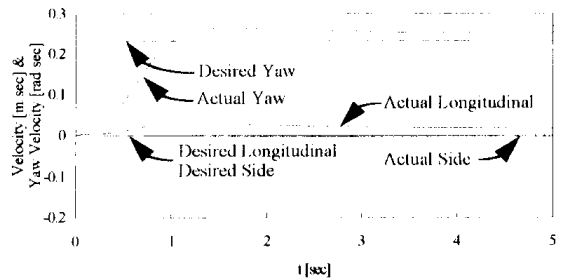


그림 17. 특수조향기능 중 Spinning : 3 [deg]  
 Fig. 17. Spinning operation among the special steering functions 3 [deg].

### 3. 특수기능 제어

본 논문에서 대상으로 하는 조향 시스템이 없는 4륜 전기 구동 차량은 험지 주행과 같은 특수목적용 차량에 쓰일 수 있는 구조이므로, 각 차량의 구조에 따른 특수 기능이 필요하다. 여기에서는 예로써 Spinning에 대한 실험을 행한다. 제 3 장의 제어 구조에서 언급했듯이 상태 오차의 수렴은 오차이득값  $K$  와 밀접한 연관을 갖는다. 따라서, 목표 상태가 주행 속도 0 [km/h] 에 단위시간당 일정 각도를 회전하는 제자리 회전과 같은 특수한 운동을 위해서는, 퍼지 시스템과 같은 지능형 이득 조정기(gain scheduler)로써 오차이득값  $K$ 를 변화시켜주어야 될 것이다. 차후의 과제으로써 보다 더 심층적인 연구가 필요하다. 여기에서는 종방향속도의 오차이득값  $K_v$  을 0.1, 요우잉속도의 오차

이득값  $K_r$  을 10으로 하였다 (지금까지의 오차이득값은 각각 0.65 였다).

### VI. 결 론

본 논문에서는 조향시스템이 없는 전기구동차량에 대해 조향과 추진을 포괄하는 비선형모델을 유도하였고, 차량모델에 토오크연산기법을 적용함으로써 입출력 제한 선형화를 이루어 차량운동방정식의 간섭문제를 해결하였다. 이와 함께 추진력을 제공하는 전기모터를 독립적으로 구동하기 위한 추진력독립제어기를 설계하므로써, 조향시스템이 없는 전기구동차량에 대한 지능형 조향제어 시스템을 설계하였다.

또한 퍼지시스템을 사용하여 차량의 조향제어에 중요한 타이어회축력을 추정하였는데, 타이어특성에 대한 기존의 실험적자료를 따라가는 퍼지규칙을 세우고 이로부터 타이어회축력을 추정하여 조향제어알고리즘에 제공한다. 이렇게 구성된 조향제어알고리즘의 성능향상을 위하여, 모델링오차로부터 유발되는 제어오차를 보상하는 신경망 기반 예측보상기를 설계하였다. 신경망의 비선형사상특성을 이용, 비선형차량모델에 대한 모델링오차의 동적특성을 학습하며, 제안한 조향제어알고리즘과 함께 병렬제어기를 구성하므로써 비선형차량모델에 대한 학습동시제어가 가능하도록 하였다. 신경망에 대해 시스템 자코비안이나 식별기가 필요없는 새로운 학습규칙을 유도, 기지의 정보만으로 오차역전과가 가능하도록 하였다. 모의실험을 통하여 제안한 조향제어알고리즘이 추진과 조향을 동시에 제어할수 있음을 보였는데, 기존 알고리즘에서는 비선형간섭문제를 피하기 위하여 종방향속도를 일정하다고 가정하므로 종방향속도 유지와 조향제어를 동시에 해결할 수 없었다. 또한 신경망 기반 예측보상기의 채용으로 제안한 알고리즘이 하중의 변화등으로 인한 모델링 오차에 대하여 강인함을 보였다. 추후 과제로는 보상기로서 채용되는 신경망의 구조를 차량모델을 고려하여 정하고, 또한 신경망 보상기의 온 라인 학습에 대한 연구를 통하여 마찰력의 변화와 같은 구조화되지 않는 불확실성에 대해 새로운 학습규칙을 유도하는 것과 실제차량에 접근된 모델링등이 이루어져야 할 것이다. 또한 4WS/4WD차량에 대해서도 동일한 개념으로 설계하여 제어할 수 있는 일반화된 제어 알고리즘에 대한 연구와 제안된 제어 시스템과 정량적인 수치 비교를 위한 기존의 연

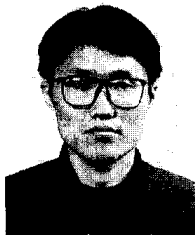
진 구동차량 제어 시스템에 대한 비교 연구도 가치있을 것이다.

### 참 고 문 헌

- [1] 대한전기학회 전기자동차 기술조사 전문 위원회, 제 6 호 전기자동차 기술 현황 : 기술 조사보고, 1992년 11월, 제 6 호
- [2] 市川 誠, 車輪移動機構의 Steering 方式과 驅動力 傳達, *日本 Robot 學會紙*, Vol. 13, No. 1, pp. 107-112, JAN, 1995. (in Japanese)
- [3] V. Wouk, Hybrid : Then And Now, *IEEE Spectrum*, pp.16-21, July, 1995.
- [4] K. Shibahata, *et al.*, Development of an Experimental Four-Wheel-Steering Vehicle, *SAE paper*, 860623, 1986.
- [5] T. Takiguchi *et al.*, Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed-Sensing Four Wheel Steering System, *SAE paper*, 860624, 1986.
- [6] S. Sano *et al.*, Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle, *SAE paper*, 860625, 1986.
- [7] J. C. WhiteHead, Four Wheel Steering: Maneuverability and High Speed Stabilization, *SAE paper*, 880642, 1986.
- [8] H. Hirano *et al.*, Development of an Integrated System of 4WS and 4WD by H-infinite Control, *SAE paper*, 930267, 1993.
- [9] E. Ono *et al.*, Vehicle Integrated Control for Steering and Traction Systems by-synthesis, *Automatica*, Vol. 30, No. 11, pp. 1639-1647, 1994.
- [10] M. Yamamoto, Active Control Strategy for Improved Handling and Stability. *SAE Publication*, SP-875, pp. 21-31, 1991.
- [11] S. Motoyama *et al.*, Effect of Traction Force Distribution Control on Vehicle Dynamics, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22, pp. 455-464, 1993.
- [12] J. Ackermann *et al.*, Robust Control for Automatic Steering, *Proc. 1990 ACC*, San diego, pp. 795-800, 1990.
- [13] J. Ackermann, Robust Decoupling, Ideal Steering Dynamics and Yaw Stabilization

- of 4WS Cars, *Automatica*, Vol.30, No.11, pp. 1960-1968, 1994.
- [14] E. Bakker *et al.*, A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies, *SAE paper*, 890087, 1989.
- [15] L. Palkovics *et al.*, Modelling of the cornering characteristics of tyres on an uneven road surface : a dynamic version of the Neuro-Tyre, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol.15., pp.189-215, 1994.
- [16] K. Ito *et al.*, Stability Analysis of Automatic Lateral Motion Controlled Vehicle with Four Wheel Steering System, *Proc. 1990 ACC*, San diego, pp. 801-808, 1990.
- [17] N. Matsumoto, *et al.*, Vehicle Lateral Velocity and Yaw Rate Control with Two Independent Control Inputs, *Trans. on ASME*, Vol.114, pp.606-612, Decemver, 1992.
- [18] F. B. Boyden *et al.*, Dynamic Modeling of Wheeled Mobile Robots for High Load Applications, *IEEE Conf. on R&A*. pp. 3071-3087, 1994.
- [19] L. R. Ray, Nonlinear Stae and Tire Force Estimation for Advanced Vehicle Control, *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol.3, No.1, March, 1995.
- [20] K. Yamada, *et al.*, Traction control system-simulation analysis of the control system, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol.12, No.1, 1991.
- [21] T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, *SAE. Inc.*, 1992.
- [22] R. W. Allen *et al.*, Steady state and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling, *SAE paper*, 870495, 1987.
- [23] L. D. Metz, Dynamics of Four-Wheel-Steer Off-Highway Vehicles, *SAE paper*, 930765, 1993.
- [24] H. Dugoff *et al.*, An Analysis of Tire Traction Properties and Their Infulence on Vehicle Dynamic Performance, *SAE paper*, 700377, 1970.
- [25] H. Peng *et al.*, Vehicle Lateral Control for Highway Automation, *Proc. 1990 ACC*, San diego, pp. 788-794, 1990.
- [26] M. Vokobratovic, Introduction to Robotics, *Springer-Verlag Inc.*, 1989.
- [27] G. A. Bekey, Robotics and Neural Networks, *Pertice-Hall Inc.*, 1992.
- [28] J. E. Slotine *et al.*, Applied Nonlinear Control, *Prentice-Hall. Inc.*, 1991.
- [29] L. Palkovics, *et al.*, Neural network representation of tyre characteristics : the Neuro-Tyre, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol.14., pp.563-591, 1993.
- [30] U. Kiencke, Realtime Estimation of Adhesion Characteristic between Tyres and Road, *12th IFAC World Congress*, Sydney, Vol. 1, pp. 15-18, 1993.
- [31] N. E. Sanchez, Nonlinear dynamics and control of a four-wheel steering vehicle using symbolic-numerical approach, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol.15, pp.81-92, 1994.
- [32] C. C. Lee, Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller, Part II., *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics*, Vol. 20, No. 2, pp. 419-435, 1990.

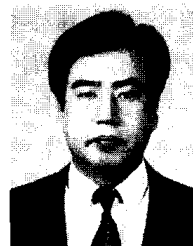
## 저자 소개



卞相珍(正會員)

1994년 2월 한양 대학교 전자 공학과 졸업. 1996년 2월 한양 대학원 전자 공학과 졸업(석사). 1996년 2월부터 현재까지 LG 전자(주) 생산 기술원 연구원

徐一弘(正會員) 第33卷 第7號 參照



朴明官(正會員)

1983년 광운 대학교 응용 전자 공학과 졸업. 1985년 광운 대학원 전자 공학과 졸업(석사). 1984년 8월부터 1991년 2월까지 대우 중공업(주) 중앙 연구소 주임 연구원. 1991년 2월부터 1994년 9월까지 생산 기술 연구원 전자 정보 시스템 센터 선임 연구원. 1997년 2월 한양 대학원 전자 공학과 졸업(공학박사). 1996년 3월부터 현재까지 동양 대학교 제어 계측 공학과 전임 강사