

# 4륜조향/구동 전기자동차의 지능형 통합 제어기 설계

박명관\*, 서일홍\*, 현웅근\*\*

\*한양대학교 전자공학과, \*\*호남대학교 전자공학과

## Abstract

An intelligent coordinated control system is designed for the 4 wheel steering(4WS) / 4 wheel drive (4WD), electric vehicles, where the vehicle is assumed to have 3 degree of freedom and input-output feedback linearization is employed. Especially, a fuzzy membership function based neural network(FMFNN) based tire force estimator is suggested to avoid uncertain highly nonlinear expressions of relations between side forces and their factors. Also, a neural-network-based 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.

## 1. 서론

최근 전기 구동 차량의 유용성과 응용 가능성에 대한 많은 연구가 실 모델의 개발[1]로 성과를 나타내므로써, 일반 차량의 기능 전반을 포괄하면서 구동 제어가 용이한 잇점을 이용하여 특수 기능의 동작을 할 수 있도록 하기 위한 제어 알고리즘 개발의 필요성이 제기되고 있다.

일반적인 엔진 구동 차량에서 조작성과 안정성에 중요한 조향제어는 최근 4륜 조향 시스템(4WS system)이 개발되어 획기적인 발전을 이루었다[2]. 또한 보다 안정적인 조향제어를 위하여 추진력 분산 제어를 병합하는 방식의 통합제어 알고리즘들이 도입되었는데[3], 추진력 분산은 전/후륜 분산과 좌/우륜 분산이 가능하지만, 좌/우륜 분산이 차량 회전 특성, 즉 요우잉 속도 응답 향상과 차량의 미끄러짐 방지에 더 큰 영향을 준다[4]고 발표되었다. 그러나 엔진 구동 차량의 경우 기구적 구조에 의한 분산이므로서 유압식 다축 클러치가 필요하게 되고[5], 제어에 어려움이 따르게 된다.

일반적으로, 차량의 조향제어는 추진력 제어와 밀접한 연관을 갖고 있지만, 조향 제어계와 추진력 제어계는 매우 복잡한 비선형 관계식을 매개로 하기 때문에 그 관계를 수학적으로 명확히 규명하기는 쉽지 않다. 그러나, 2자유도 선형 모델에 근거하여 설계된 제어기는 과도상태에서 적절히 변화하는 제어 입력을 얻을 수 없으므로 추진력을 의미하는 종방향 운동을 고려한 3자유도 비선형 모델을 기반으로 제어기 설계가 이루어져야 한다.

본 논문에서는 전기 구동 차량의 기구학과 동역학을 이용하여 일반적인 모델을 4륜조향/4륜구동(4WS/4WD) 차량의 3자유도 비선형 모델을 유도하였다. 또한 조향 성능에 결정적인 영향을 미치는 타이어 모델을 기존의 관측 자료들을 바탕으로 FMFNN(Fuzzy Membership Function based Neural Network)을 이용한 함수 근사화로서 정규화된 횡축력과 종축력을 추정하는 방법을 제안하였으며, 4륜조향/4륜구동 차량 모델에 대해 입출력 계환 선형화를 이용한 통합제어기를 설계하였고, 모의 실험을 통하여 4절에서 제안한 제어 알고리즘의 유용성을 입증하였다.

## 2. 4륜조향/4륜구동 차량 모델링

### 2.1 차량 기구학

일반적인 모델링을 위해 바퀴마다 각각 한 쌍의 조향용 모터와 추진용 모터가 장착된 4륜조향/ 4륜구동 차량(4WS/4WD vehicle)을 대상으로 한다. 그림 1. 에서  $v_{fr}$ ,  $v_{fl}$ ,  $v_{rr}$ ,  $v_{rl}$  과  $v$  는 차체중심 좌표계(Chassis Coordinates)[18]를 기준으로 각각 전륜우측바퀴, 전륜좌측바퀴, 후륜우측바퀴, 후륜좌측바퀴, 그리고 차량 무게중심(C.G.)에서의 국부 속도 벡터(local velocity vector)들이며, 속도 벡터와 차량의 종축중심선 사이의 각을 의미하는 측면 미끄럼각(sideslip angle)은  $\beta_r$ ,  $\beta_n$ ,  $\beta_{rr}$ ,  $\beta_{rl}$   $\beta$  로 표시한다.

속도 벡터들은 기저 좌표계(World Coordinates)의 한 지점에 위치한 차량 회전축과 연결된 선에 수직을 이루며, 특히 차량 무게중심과 차량 회전축간의 거리를 차량의 회전반경( $R_{CG}$ )이라고 한다. 차량 무게중심에서의 차량 속도  $v$ , 차량 측면 미끄럼 각  $\beta$ , 그리고 요우잉 속도  $r$ 로부터 각 국부 속도 벡터들의 값을 구하기 위해서, 다음과 같은 기구학적 관계식[6]을 이용한다.

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

$$\begin{aligned} v \sin \beta &= v_{fr} \sin \beta_{fr} - d r = v_{fl} \sin \beta_{fl} - d r \\ &= v_{rr} \sin \beta_{rr} + d r = v_{rl} \sin \beta_{rl} + d r \end{aligned} \quad (1.b)$$

여기에서,  $l_f$ 와  $l_r$ 는 각각 차량 무게중심으로부터 앞 차축(front axle), 뒷 차축(rear axle)까지의 거리를 의미하며,  $d$ 는 차량의 횡 방향 거리  $l_y$ 의 1/2 이다.

이렇게 구해진 속도 벡터 성분들을 이용하여, 조향 성능에 결정적인 영향을 미치는 타이어 힘의 추정에 이용되는 바퀴 미끄럼 각(wheel slip angle)  $\alpha_w$  와 바퀴 미끄럼 비(wheel slip ratio)  $\lambda_w$ 를 [7][8] 식(2),(3)를 얻을 수 있다.

$$\alpha_w = \delta_w - \beta_w \quad (2)$$

$$\lambda_w = \frac{v_w \cos \alpha_w - \omega_w R_{tire}}{v_w \cos \alpha_w} \quad (3)$$

여기에서  $w$ 는 각 바퀴  $fr, fl, rr, rl$ 를 의미하며,  $\omega_w$ 는 각 바퀴의 각속도,  $\delta_w$ 는 각 바퀴에 인가되는 조향각을 의미하고,  $R_{tire}$ 는 타이어의 실효 반지름을 의미한다. 그림 3.의  $v_w \cos \alpha_w$ 는 바퀴 진행 방향의 속도를 의미한다.

### 2.2 차량 동역학

차량의 무게중심이 도로 기준면[6]에 위치한다고 가정하면, 피치(pitch)와 롤(roll)운동 성분을 고려하지 않아도 되므로, 대상차량의 동역학 모델은 3-자유도를 갖는 평면 모델을 적용함에 의해 유도될 수 있다.

차량 무게중심에서의 차량 속도  $v$ , 차량 측면미끄럼각  $\beta$ , 그리고 요우잉 속도  $r$ 를 상태변수로 하여 차량의 종축력 및 횡축력, 그리고 요우잉 모멘트와의 관계를 운동 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

(i) 차량 종 방향 운동

$$F_x = m \dot{v} \cos \beta - m(\dot{\beta} + r)v \sin \beta \quad (4.a)$$

(ii) 차량 횡 방향 운동

$$F_y = mv \sin \beta + m(\beta + r)v \cos \beta \quad (4.b)$$

(iii). 차량 요우잉 운동

$$M_z = I_z \dot{r} \quad (4.c)$$

여기에서,  $m$  은 차량의 무게,  $I_z$  는 차체 중심 좌표계에서 수직 축에 대한 관성 모멘트,  $F_x$  와  $F_y$  는 각각 차량의 종축력과 횡축력,  $M_z$  는 요우잉 모멘트를 의미하며, 관측 가능한 출력 변수이다. 이때 상태 변수 들은 출력 변수인 차량의 종축력, 횡축력 및 요우잉 모멘트로부터 추정 가능하다고 가정한다. 상태 변수  $v, \beta, r$  을 벡터  $x$  로 표현하고,  $F_x, F_y, M_z$  를 벡터  $\Sigma$  로 표현하면, 운동 방정식 (4.a,b,c) 는 다음과 같이 행렬식으로 표현될 수 있다.

$$\dot{\Sigma} = \mathbf{A}(x)\dot{x} + \mathbf{B}(x) \quad (5)$$

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

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

실제 차량의 운동은 각 바퀴에서의 힘 성분들의 조합으로 이루어지므로, 차량 무게중심에서의 종축력  $F_x$ , 횡축력  $F_y$  및 요우잉 모멘트  $M_z$  들은 차체 좌표계를 기준으로 한 타이어 힘(tire force)과 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$F_x = X_{fr} + X_{fl} + X_{rr} + X_{rl} \quad (6.a)$$

$$F_y = Y_{fr} + Y_{fl} + Y_{rr} + Y_{rl} \quad (6.b)$$

$$M_z = I_f(Y_{fr} + Y_{fl}) - I_r(Y_{rr} + Y_{rl}) + d(X_{fr} + X_{fl}) - d(X_{rr} + X_{rl}) \quad (6.c)$$

여기에서,  $X_{fr}, X_{fl}, X_{rr}, X_{rl}$  는 각 바퀴에서의 차체 중심 좌표계 종방향의 힘 성분을 의미하며,  $Y_{fr}, Y_{fl}, Y_{rr}, Y_{rl}$  는 각 바퀴에서의 차체 중심 좌표계 횡방향의 힘 성분을 의미한다. 이 때, 각 바퀴에서 발생하는 차체 중심 좌표계를 기준으로 하는 타이어 힘  $X_w$  및  $Y_w$  에 대하여 하나의 물리적 제한 "동일 직선상에 놓여있는 강체로 연결된 두 질점에서 발생하는 동방향의 힘은 동일하다" 따라서

$$F_x = 2 X_{right} + 2 X_{left} \quad (7.a)$$

$$F_y = 2 Y_{front} + 2 Y_{rear} \quad (7.b)$$

$$M_z = 2 I_f Y_{front} - 2 I_r Y_{rear} + I_y (X_{right} - X_{left}) = d_f Y_{front} - d_r Y_{rear} \quad (7.c)$$

여기에서,  $d_f$  와  $d_r$  은 각각  $d_f = \frac{(2I_f)l_x + I_y^2}{l_x}$  와  $d_r = \frac{(2I_r)l_x + I_y^2}{l_x}$

로 정의된다.

차체 좌표계를 기준으로 타이어 힘  $X_w$  및  $Y_w$  은 그림 2. 에서 볼 수 있듯이 바퀴 좌표계를 기준으로 타이어 힘  $F_{xw}$  및  $F_{yw}$  와 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$X_w = F_{xw} \cos \delta_w - F_{yw} \sin \delta_w \quad (8.a)$$

$$Y_w = F_{xw} \sin \delta_w + F_{yw} \cos \delta_w \quad (8.b)$$

여기에서, 아래 첨자  $w$  는 각 바퀴  $fr, fl, rr, rl$  를 의미하며,  $F_{xfr}, F_{xfl}, F_{xrr}, F_{xrl}$  는 각각 타이어 종축력,  $F_{yfr}, F_{yfl}, F_{yrr}, F_{yrl}$  는 각각 타이어 횡축력을 의미한다

4륜조향/4륜구동차량에 모델의 전체 블록도는 그림 3. 과 같으며, 모든 변수는 벡터로 표현하였다.

### 3. 타이어 모델링

차량 기구학에서 언급한 바와 같이 조향 성능에 결정적인 영향을 미치는 타이어 힘은 하중 이동, 바퀴미끄럼 각과 바퀴미끄럼 비, 마모나 압력 같은 타이어의 상태, 도로 노면에 의해 결정되는 노면/타이어 결합 특성 등 제어 가능한 요소뿐 아니라 다수의 제어 불가능한 외부 물리적 요인들에 의해 좌우되므로[8], 측정이 매우 어려울 뿐만 아니라 복잡한 비선형성으로 인해 정확한 모델링 또한 쉽지 않다. 지금까지 일반적인 함수 근사화 [9]나 수치해석적 모델링[10]등 타이어 힘의 비선형 특성을 찾기 위한 여러 가지 모델링 방법이 제시되어 왔다. 일반적으로 비선

형 특성의 아크탄젠트(arc tangent) 근사화[7]가 가장 많이 사용되고있으며, Allen [9]의 실험적 관찰로부터 해석적으로 제시한 타이어 모델로부터 관측 자료들을 바탕으로 바퀴미끄럼 각과 바퀴미끄럼 비를 입력으로 하는 퍼지-신경망 기반 타이어 힘 추정기(FMFNN based tire force estimator)를 설계하여 타이어 모델로 제안하였다.

그림 4. 는 FMFNN[11]을 적용하여 함수 근사화 한 타이어 모델을 보인 것이다.

### 4. 4WS/4WD 전기 자동차 제어

차량을 제어하기 위해서는 먼저 상태벡터  $x = [v, \beta, r]^T$  에 대한 목표 값이 있어야만 한다. 차량의 진행 방향이 주어진 경로의 접선 방향과 동일하게 되는 것이 가장 바람직하므로, 운전자의 입력 신호인 목표 차량 속도  $V$  와 목표 조향각  $\delta$  에 대한 기구적 관계를 이용하여 목표 상태 벡터  $x_d = [v_d, \beta_d, r_d]^T$  를 구한다.

차량의 진행 방향이 주어진 경로의 접선 방향과 동일 하려면 차량 무게중심에서의 측면미끄럼 각  $\beta = 0$ , 즉 차량 무게중심에서의 횡방향 속도  $v_{yd} = 0$  이어야만 한다. 따라서, 차량 무게중심에서의 종방향 속도  $v_{xd}$  는  $V^2 = v_{yd}^2 + v_{xd}^2$  로부터  $v_{xd} = V$  임을 알 수 있다. 요우잉 속도  $r_d$  는  $\frac{v}{R_{CG}}$  와 같이 구할 수 있다. 하지만, 만일 제어기의 설

계상 또는 차량의 성능의 제한에 의하여 목표 진행 속도와 목표 조향각 중 어느 것을 추종할 수 없을 수 있음을 고려하면, 요우잉 속도가 목표 속도에 비례하기 보다는 실제 속도에 비례하도록 하여야 한다. 따라서 운전자 입력으로부터 계산될 수 있는 최종적인 목표상태 값은 다음과 같다.

$$v_d = v_{xd} = V \quad (9.a)$$

$$\beta_d = v_{yd} = 0 \quad (9.b)$$

$$r_d = \frac{v}{R_{CG}} = \frac{v}{\frac{l_f}{\tan(\delta)} + d} \quad (9.c)$$

유도된 모델링을 바탕으로 속도 서보를 장착한 4륜조향/4륜구동차량 모델에 대해 입력력제한 선형화(input-output feedback linearization)를 이용한 제어기를 그림 5. 와 같이 설계하였다. 토오크 연산 기법(CTM : Computed Torque Method)을 이용하여 비선형 차량 모델의 입출력 제한 선형화를 이루어 차량의 상태변수 간의 상호 간섭 문제(decoupling)를 해결하도록 한다.

먼저 상태벡터  $x$  와 차량 주행 상태의 기준 경로가 되는 목표 출력 벡터  $x_d$  가 있을 때, 다음과 같이 계산되는 새로운 입력 벡터를 도입하자.

$$v = \dot{x}_d + \mathbf{K}(x_d - x) \quad (10)$$

여기에서,  $\mathbf{K}$  는 오차 이득(error gain)을 의미하는 대각선 행렬로서

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

$e = x_d - x$  는 상태오차(state error)이다. 대상 차량에 대한 정확한 모델링 및 시스템 파라미터에 대한 확실한 정보가 주어졌음을 가정하면, 다음과 같은 제어 입력을 선정 하므로서, 토오크 연산 제어기를 설계할 수 있다.

$$\dot{\Sigma} = \mathbf{A}(x)v + \mathbf{B}(x) \quad (11)$$

이와 같이 토오크 연산 제어기를 사용하게 되면, 상태변수 간 상호 간섭을 의미하는 차량모델에서의 비선형성이 모두 보상되고 최종적으로 다음과 같은 페루프 시스템 오차 방정식을 얻게 된다.

$$\mathbf{A}(x)(\dot{e} + ke) = 0 \quad (12)$$

따라서, 오차 이득값  $K$  을 적절한 값으로 결정해주면, 상태오차의 지수 함수적 수렴성을 보증 받을 수 있다.

그러나 어떤 구조화되지 않은 불확실성이 존재하는 차량 모델  $\Sigma = \hat{A}(x)\dot{x} + \hat{B}(x)$  에 대하여 토오크 연산 기법으로 계산된 제어 입력  $\Sigma_{CTM} = \hat{A}(x)(\dot{x}_d + ke) + \hat{B}(x)$  을 실제 차량에 인가한다면, 구해지는 페루프 시스템 오차 방정식은 다음 식 (13)이 되어 수렴하지 못하게 된다.

$$\hat{A}(x)(\dot{e} + ke) = \Delta A(x)\dot{x} + \Delta B(x) = \Psi(\dot{x}, x) \quad (13)$$

여기에서  $\Delta A \equiv A - \hat{A}$  와  $\Delta B \equiv B - \hat{B}$  는 각각  $A(x)$  와  $B(x)$  의 모델링 오차(modeling error)이며,  $\Psi(\dot{x}, x)$  는 전체 불확실성을 의미한다. 따라서, 차량 모델에 불확실성이 존재하는 경우에도 실제 차량이 정확한 목표 상태 궤적을 따라가도록 제어하기 위하여, 차량 모델에 토오크 연산 제어기만을 사용하였을 때 발생하는 제어 오차를 효과적으로 보상해줄 수 있도록 3층 신경망 보상 제어기를 설계하여 첨가하였다.

기지의 정보를 이용하여 설계할 수 있는 토오크 연산 제어기와 더불어 신경망의 보상 제어 입력이 존재한다고 가정할 때, 실제 차량에 인가되는 전체 제어 입력값은  $\Sigma = \Sigma_{CTM} + \Sigma_{NN}$  이 되고, 오차 방정식은  $\hat{A}(x)(\dot{e} + ke) = \Psi(\dot{x}, x) - \Sigma_{NN}$  와 같이 구해지므로 불확실성  $\Psi(\dot{x}, x)$  를 보상제어 입력  $\Sigma_{NN}$  이 보상해줄 수 있도록 보상기의 제어 파라미터를 설계하면 상태오차의 수렴을 얻을 수 있다.

신경망 연결 강도의 학습을 위해서, 식 (14) 로 정의되는 에너지 함수를 최소화하는 학습 규칙을 찾아야 한다.

$$E = \frac{1}{2} \|\Psi(\dot{x}, x) - \Sigma_{NN}\|^2 \quad (14)$$

이러한 에너지 함수의 최소화는 연결 강도  $w_{ji}$  에 대한 에너지 함수  $E$  의 음의 경사도를 취하여 0으로 수렴하도록 하면 된다.

$$\frac{\partial E}{\partial w_{ji}} = -(\Psi - \Sigma_{NN})^T \frac{\partial \Sigma_{NN}}{\partial w_{ji}} = -(\hat{A}(x)(\dot{e} + ke))^T \frac{\partial \Sigma_{NN}}{\partial w_{ji}} \quad (15)$$

식 (15) 에서  $|\hat{A}(x)| \neq 0$  이므로  $\dot{e} + ke = 0$  은  $\Psi(\dot{x}, x) - \Sigma_{NN} = 0$  조건을 만족한다. 따라서 신경망 연결 강도의 변화량은 식 (16)과 같이 유도되며, 일반화된 델타 규칙을 사용하여 출력층과 은닉층의 연결 강도를 구할 수 있다.

$$\Delta w_{ji} = -\eta \frac{\partial E}{\partial w_{ji}} = \eta(\dot{e} + ke)^T \frac{\partial \Sigma_{NN}}{\partial w_{ji}} \quad (16)$$

여기에서,  $\eta$  는 학습률을 의미한다. [12] 이와 같이 차체 중심 좌표계에서의 제어 입력값이 결정 되면 차량에 실제로 인가 하여야 할 제어 입력인 각 바퀴에서의 각속도와 조향각을 결정하기 위해 바퀴 중심 좌표계로의 변환 과정을 거치게 된다.

먼저 모델링에서의 식(7.a),(7.b),(7.c) 으로부터 각 바퀴에서의 타이어 힘  $X_{right}, X_{left}, Y_{front}, Y_{rear}$  을 식 (17.a),(17.b),(17.c),(17.d)와 같이 구할 수 있다.

$$X_{right} = \frac{d_x F_x + 2M_z}{4d_y} + \frac{(l_r - l_f)F_y}{4d_x} \quad (17.a)$$

$$X_{left} = \frac{d_x F_x - 2M_z}{4d_y} - \frac{(l_r - l_f)F_y}{4d_x} \quad (17.b)$$

$$Y_{front} = \frac{d_r F_y + 2M_z}{4d_x} \quad (17.c)$$

$$Y_{rear} = \frac{d_r F_y - 2M_z}{4d_x} \quad (17.d)$$

여기에서,  $d_x$  와  $d_y$  는 각각  $d_x = \frac{l_x^2 + l_y^2}{l_x}$  와  $d_y = \frac{l_x^2 + l_y^2}{l_y}$  로 정의된다.

여기서 차체 중심 좌표계를 기준으로 하는 타이어 힘  $X_w$  와  $Y_w$  로부터 바퀴 중심 좌표계의 타이어 힘  $F_{xw} = f_{xw}(\alpha, \lambda)$  및  $F_{yw} = f_{yw}(\alpha, \lambda)$  를 구해야 하지만, 식 (8.a),(8.b) 의 변환 관계 속에는  $\alpha$  의 함수인 조향각  $\delta_w$  도 포함되어 있어 직접 구할 수가 없게 된다. 따라서, 바퀴미끄럼 각  $\alpha_w$  와 바퀴미끄럼 비  $\lambda_w$  의 함수인 바퀴 진행 방향 좌표계의 타이어 힘  $G_{xw} = g_{xw}(\alpha, \lambda)$  와  $G_{yw} = g_{yw}(\alpha, \lambda)$  를 정의하면,

$$G_{xw} = g_{xw}(\alpha, \lambda) \equiv F_{xw} \cos \alpha_w - F_{yw} \sin \alpha_w \quad (18.a)$$

$$G_{yw} = g_{yw}(\alpha, \lambda) \equiv F_{xw} \sin \alpha_w + F_{yw} \cos \alpha_w \quad (18.b)$$

차체 중심 좌표계를 기준으로 하는 타이어 힘  $X_w$  와  $Y_w$  로부터 바퀴 진행방향 좌표계의 타이어 힘  $G_{xw}$  및  $G_{yw}$  를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$G_{xw} = X_w \sin \beta_w + Y_w \cos \beta_w \quad (19.a)$$

$$G_{yw} = X_w \cos \beta_w - Y_w \sin \beta_w \quad (19.b)$$

이제 식 (19.a)(19.b) 의  $(\alpha, \lambda)$  와  $(G_{xw}, G_{yw})$  의 관계로부터 최적의  $\alpha_w$  와  $\lambda_w$  를 구한다.

## 5. 모의 실험

제안한 지능형 제어 알고리즘의 유용성을 보이기 위해서, 운전자 입력 값으로 조향각 3[degree]와 주행속도 10[km/h]이 주어질 때, 표1. 의 파라미터를 갖는 축소 모델 차량의 시간응답 특성과 주행 궤적에 대하여 모의 실험을 수행하였다. 모의 실험은 축소 모델 차량의 모델링 오차가 없는 경우에 제어기설계의 유용성을 입증하기 위한 모의 실험과 모델링 오차가 존재하는 경우의 응답 특성을 제시하였고, 모델링 오차에 의한 제어 오차를 보상하기 위한 신경망 적용 결과를 그림 6,7,8에 제시하였다.

## 6. 결론

본 연구에서는 4륜조향/4륜구동차량의 3자유도 비선형 모델을 유도하였으며, 서로 연관된(coupling) 상태 방정식에 대해 입력력 계환 선형화를 이용하여 조향과 추진을 통합 제어하는 제어기를 설계하였다. 또한 통합 제어에서 필수적인 타이어 모델을 기존의 관측 자료들을 바탕으로 FMFNN을 이용한 함수 근사화로서 정규화 된 횡축력 과 종축력을 추정하는 방법을 제안하였고, 불확실한 모델링에 의한 오차를 보상하기 위한 신경망 보상기를 설계하여 보조 제어기로 적용하였다.

## 참고문헌

- [1]. M.J. Riezenman, "Electric Vehicles" IEEE Spectrum. pp. 18-24, Nov., 1992.
- [2]. K. Shibahata. et al., "Development of an Experimental Four-Wheel-Steering Vehicle." SAE paper, 860623, 1986.
- [3]. H. Hirano et al., "Development of an Integrated System of 4WS and 4WD by H-infinite Control." SAE paper, 930267, 1993.
- [4]. S. Motoyama et al., "Effect of Traction Force Distribution Control on Vehicle Dynamics" Vehicle System Dynamics, Vol. 22, pp. 455-464, 1993.
- [5]. Y. Matsuo et al., "Intelligent Four-Wheel Drive System" SAE paper 930670.1993.
- [6]. J. Ackermann. "Robust Decoupling, Ideal Steering Dynamics and Yaw Stabilization of 4WS Cars." Automatica, Vol.30, No.11. pp. 1960-1968. 1994.
- [7]. K. Yamada, et al., "Traction control system - simulation analysis of the control system," Int. J. of Vehicle Design Vol.12, No.1, 1991.
- [8]. M. Yamamoto. "Active Control Strategy for Improved Handling and Stability". SAE Publication." SP-875, pp. 21-31, 1991.

- [9] R. W. Allen et al., "Steady state and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling," SAE paper, 870495, 1987.  
 [10] 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.81-98, 1994  
 [11] I.H.Suh and T.W. Kim, "Fuzzy Membership Function Based Neural Networks with Application to the Visual Servoing of Robot Manipulators," IEEE Trans. on Fuzzy Systems, Vol.2, No.3, pp.203-220, 1994.  
 [12] S.W.Kim and J.J.Lee, "Neural Network Control by Learning the Inverse Dynamics of Uncertain Robotic Systems," Journal of Control, Automation and Systems Engineering, Vol.1, No.2, pp.88-93, Dec.1995.

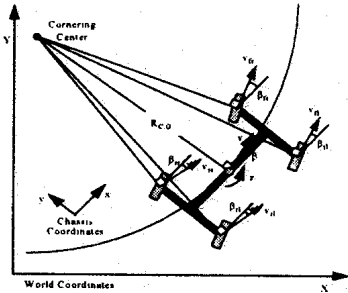


그림 1. 4륜조향/4륜구동 차량의 좌표계.

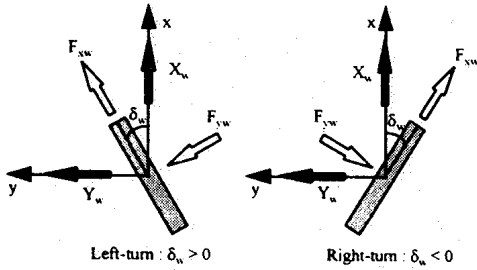


그림 2. 4WS/4WD 모델에서 타이어 힘의 좌표계 변환.

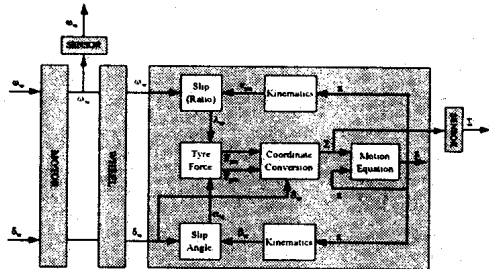
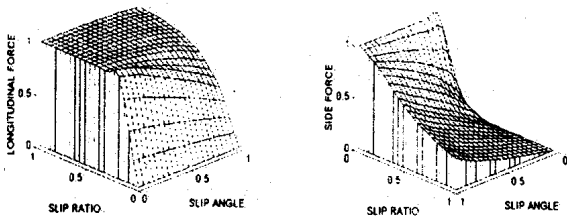


그림 3. 4륜조향/4륜구동차량 모델의 블록도.



(a). 타이어 횡축력. (b). 타이어 종축력.  
 그림 4. FMFNN을 이용한 타이어 힘 모델링.

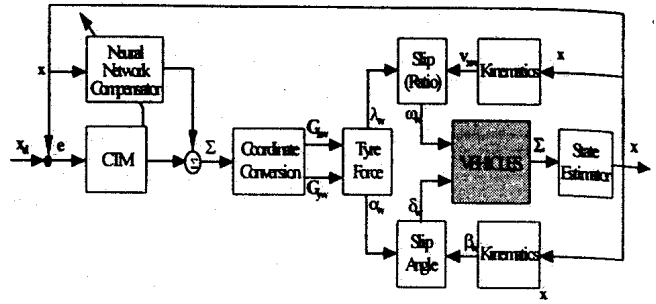


그림 5. 4륜조향/4륜구동 제어 시스템의 블록도

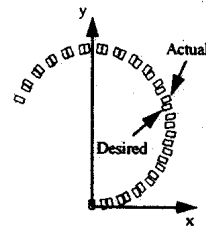
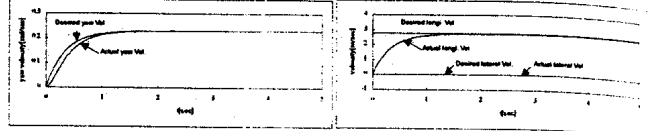


그림 6. 모델링 오차가 존재하지 않는 경우

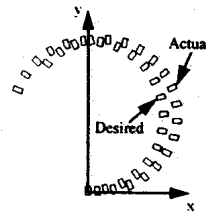
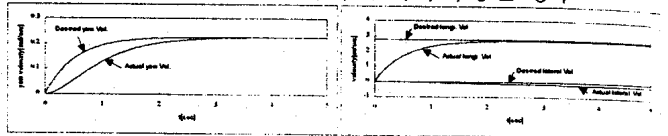


그림 7. 모델링 오차가 존재하는 경우

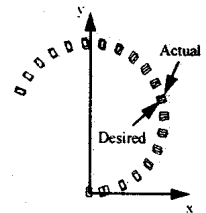
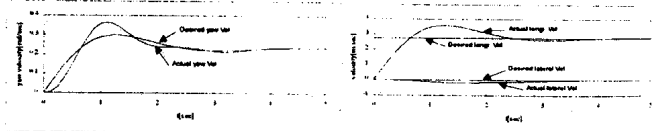


그림 8. 모델링 오차가 존재할때 신경망 보상 시

표1. 모의실험에서 사용된 축소모델 파라미터

파라미터	기호	값	단위
차량 무게	$m$	566.6	Kg
차량 길이	$l_x$	1200	mm
차량 폭	$l_y$	1060	mm
차량 높이	$h$	976	mm
관성모멘트	$I_z$	120	Kgm <sup>2</sup>
타이어 반경	$R_{tire}$	130	mm