

2-전동기 구동형 전기자동차의 추진 제어 알고리즘 개발

변성훈^o 박정우 정종진 김흥근
경북대학교 전기공학과

Development of Traction Control Algorithm for 2-Motor driven Electric Vehicle

Sung-Hoon Byun^o Jung-Woo Park Jong-Jin Jung Heung-Geun Kim
Dept. of Electrical Eng. Kyung-Pook National University

Abstract

This paper describes a development of traction control algorithm to investigate dynamic behavior of 2-motor driven electric vehicle. A electric vehicle is represented by a nonlinear seven degree of freedom including accelerations of wheels, longitudinal, lateral, and yaw motions. A nonlinear control algorithm is proposed in order to enhance the driveability of the electric vehicle with torque split control system. With the proposed control algorithm, numerical simulations are performed to analyze the dynamic behavior of the electric vehicle.

인 동특성을 나타낸다.

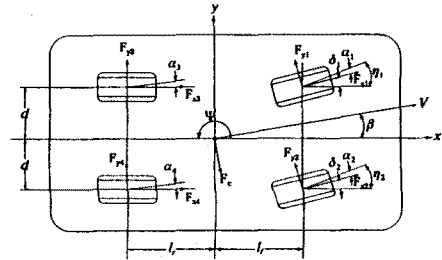


그림 1. 차량 모델
Fig.1 Vehicle model

1. 서론

국내외적으로 환경 문제에 대한 인식이 높아지고 각종 산업 생산품에 대해 저공해 또는 무공해를 요구하는 단계를 넘어 법적인 규제에 이르는 추세가 확산되고 있다. 자동차 산업에서도 이와 비슷하여 미국 캘리포니아 주에서는 2000년대부터 판매차량의 일정비율을 무공해 자동차로 규정하는 법안이 통과되었다. 특히 추진지와 전동기에 의해 구동되는 전기자동차(Electric Vehicle)의 연구가 활발히 진행되어 실 모델을 개발함으로써 특수 목적용 전기자동차의 개발도 가속화되고 있다.^[1] 그러나 현재까지 전기자동차에 대한 연구는 동력원인 축전지의 소형화, 경량화와 고속 충전에 대한 연구, 구동전동기와 전동기 제어에 대한 연구가 주를 이루고 있다.^{[2][3]} 차량의 주행 특성을 향상시키기 위해서 엔진 구동 차량에서의 추진 제어 알고리즘의 개발은 활발히 이루어지고 있다. 그러나 전기자동차의 구조적 특성을 이용한 차량의 추진제어 알고리즘은 아직 활발히 이루어지고 있지 않다.

본 논문은 주행에 따른 좌·우 구동륜의 차동토크 분배 기능을 갖는 2-전동기 구동형 전기자동차의 추진 제어를 개발함으로써, 종래의 엔진 기관에서 사용한 차동기어를 사용하지 않고도, 차량의 안정성과 조종성을 향상시킬 수 있음을 시뮬레이션을 통해 보이고자 한다.

2. 차량 모델링

차량을 가능한 한 실재와 같이 모델링하면 17 자유도(degree of freedom)로 나타낼 수 있다.^[4] 차량의 무게중심이 도로와 평행하다고 가정하면 앞뒤 흔들림(pitching)과 좌우 흔들림(rolling)성분은 고려하지 않아도 되므로 진행방향 운동(longitudinal motion), 측면방향 운동(lateral motion), z 축을 중심으로 회전하는 요잉(yawing), 그리고 각 바퀴의 가속도를 고려한 7자유도로 차량을 모델링할 수 있다.^{[5][6]} 그림 1은 추진 제어(traction control)에 의해 영향을 받는 차량의 기본적

각 바퀴에서 발생하는 x 축 방향의 노면과 타이어사이의 상호 작용력(road-tire interaction force) X_i 와 윈슬터 F_{xi} 에 의해 발생하는 x 축 방향 힘의 합으로 차량의 진행방향 운동 방정식을 구할 수 있다.

$$M\ddot{x} = X_1 + X_2 + X_3 + X_4 + F_c \sin \beta \quad (1)$$

단, x 는 진행방향 위치, M 은 차량의 총질량, β 는 측면 미끄럼 각(sideslip angle)이다. 진행 방향의 노면과 타이어사이의 상호 작용력 X_i 는 진행방향 타이어힘(longitudinal tire force) F_{xi} 와 측면방향 타이어힘(lateral tire force) F_{yi} 로 나타낼 수 있다.

$$X_i = F_{xi} \cos \delta_i - F_{yi} \sin \delta_i \quad (i = 1 \sim 4) \quad (2)$$

단, δ_i 는 조향각(steering angle)이다.

같은 방법으로 측면방향 운동 방정식과 측면방향의 노면과 타이어의 상호 작용력 Y_i 를 구하면 다음과 같다.

$$M\ddot{y} = Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 - F_c \cos \beta \quad (3)$$

$$Y_i = F_{xi} \sin \delta_i + F_{yi} \cos \delta_i \quad (i = 1 \sim 4) \quad (4)$$

여기서, y 는 측면방향 위치이다.

요잉(yawing)방향의 회전운동은 차량의 무게중심으로부터 각 차륜의 거리와 위치에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$I\ddot{\psi} = l_f(Y_1 + Y_2) - l_r(Y_3 + Y_4) - d(X_1 + X_3) + d(X_2 + X_4) \quad (5)$$

단, I 는 요잉운동의 관성 모멘트, l_f 와 l_r 은 차량의 무게중심에서 앞·뒤 차축간의 거리, d 는 트래드(tread)의 1/2이다.

차량 속도 v 와 원심력 F_c 는 다음과 같이 표현된다.

$$v = \rho(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad (6)$$

$$F_c = M \frac{v^2}{\rho} = Mv(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad (7)$$

단, ρ 는 차량의 곡률 반경(radius of curvature)이다. 선회(cornering)시 차량의 원심력에 의한 동특성을 고려하여 각 차륜당 차량의 질량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_1 = \frac{l_r}{2(l_f + l_r)} \left(M - \frac{hF_c}{dg} \right) \quad (8-a)$$

$$m_2 = \frac{l_r}{2(l_f + l_r)} \left(M + \frac{hF_c}{dg} \right) \quad (8-b)$$

$$m_3 = \frac{l_f}{2(l_f + l_r)} \left(M - \frac{hF_c}{dg} \right) \quad (8-c)$$

$$m_4 = \frac{l_f}{2(l_f + l_r)} \left(M + \frac{hF_c}{dg} \right) \quad (8-d)$$

단, h 는 노면으로부터 차량 무게중심까지의 높이, g 는 중력 가속도(acceleration of gravity)이다.

진행방향 타이어힘 F_{xi} 는 진행방향 노면-타이어 마찰계수 (road-tire friction coefficient) μ_{xi} 를 이용하여 구할 수 있다.

$$F_{xi} = \mu_{xi} m_i g \quad (i = 1 \sim 4) \quad (9)$$

일반적으로 μ_{xi} 는 그림 3과 같이 미끄럼 비 λ_i 에 따라 비선형적인 함수로 나타난다.^[7]

$$\mu_{xi} = f_i(\lambda_i) \quad (10)$$

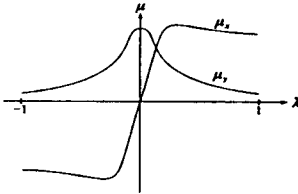


그림 2. 노면-타이어 마찰 계수
Fig. 2 Road-tire friction coefficient

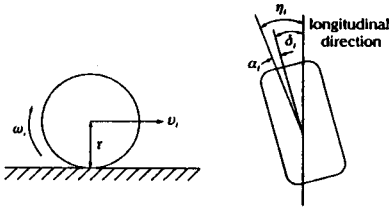


그림 3. 바퀴 미끄럼 비
Fig. 3 Wheel slip ratio

그림 4. 바퀴 미끄럼 각
Fig. 4 Wheel side slip angle

미끄럼 비(slip ratio) λ_i 는 다음과 같이 정의한다.

$$\lambda_i = \begin{cases} \frac{v_{wi} - v_i}{v_i} & (v_{wi} \geq v_i) \\ \frac{v_{wi} - v_i}{v_i} & (v_{wi} < v_i) \end{cases} \quad (11)$$

여기서, v_{wi} 는 차륜 진행속도(wheel traveling velocity)로 $\omega_i r$ 이며, v_i 는 차륜 진행방향 차량속도(vehicle velocity in wheel traveling direction)로 그림 3과 같이 나타낸다.

v_i 는 x 축 방향 속도 \dot{x} , y 축 방향 속도 \dot{y} , 요 각속도 $\dot{\psi}$ 를 고려하면 다음과 같이 된다.

$$v_1 = \sqrt{(\dot{x} - d\dot{\psi})^2 + (\dot{y} + l_f\dot{\psi})^2} \cos \alpha_1 \quad (12-a)$$

$$v_2 = \sqrt{(\dot{x} + d\dot{\psi})^2 + (\dot{y} + l_f\dot{\psi})^2} \cos \alpha_2 \quad (12-b)$$

$$v_3 = \sqrt{(\dot{x} - d\dot{\psi})^2 + (\dot{y} - l_r\dot{\psi})^2} \cos \alpha_3 \quad (12-c)$$

$$v_4 = \sqrt{(\dot{x} + d\dot{\psi})^2 + (\dot{y} - l_r\dot{\psi})^2} \cos \alpha_4 \quad (12-d)$$

이 때, α_i 는 차륜 미끄럼각(wheel slip angle)이고 차륜 가속도 \dot{v}_{wi} 는 차륜 회전운동 방정식에서 구할 수 있다.

$$I_w \frac{\dot{v}_{wi}}{r^2} = \frac{T_i}{r} - F_{xi} \quad (i = 1 \sim 4) \quad (13)$$

단, T_i 는 구동 전동기 토크, r 는 차륜의 유효 반경, I_w 는 차륜의 관성 모멘트이다. 차륜 미끄럼 각 α_i 는 그림 5에서 나타낸 바와 같이 차륜의 실제 진행방향과 차륜의 정면 방향이 이루는 각의 차를 의미하며 다음과 같다.

$$\alpha_i = \eta_i - \delta_i \quad (i = 1 \sim 4) \quad (14)$$

차륜 속도의 방향(direction of the wheel velocity) η_i 는 x 방향 속도 \dot{x} , y 방향 속도 \dot{y} , 요 각속도 $\dot{\psi}$ 에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\eta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} + l_f\dot{\psi}}{\dot{x} - d\dot{\psi}} \right) \quad (15-a)$$

$$\eta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} + l_f\dot{\psi}}{\dot{x} + d\dot{\psi}} \right) \quad (15-b)$$

$$\eta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} - l_r\dot{\psi}}{\dot{x} - d\dot{\psi}} \right) \quad (15-c)$$

$$\eta_4 = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{y} - l_r\dot{\psi}}{\dot{x} + d\dot{\psi}} \right) \quad (15-d)$$

측면방향 타이어힘 F_{yi} 는 측면방향 노면-타이어 마찰 계수 μ_{yi} 의 함수이다.

$$F_{yi} = -\mu_{yi} m_i g \quad (i = 1 \sim 4) \quad (16)$$

μ_{yi} 는 노면-타이어 조건과 미끄럼 비 λ_i 의 함수이고 차륜 미끄럼 각 α_i 에 근사적으로 비례한다. 따라서 μ_{yi} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mu_{yi} \approx f_i(\lambda_i) \alpha_i \quad (i = 1 \sim 4) \quad (17)$$

단, f_i 는 노면-타이어 조건에 의존하는 비선형 함수이다. 따라서 측면방향 타이어힘 F_{yi} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{yi} = -C_i \alpha_i \quad (i = 1 \sim 4) \quad (18)$$

단 C_i 는 코너링 강성(cornering stiffness)이다.

$$C_i = f_i(\lambda_i) m_i g \quad (i = 1 \sim 4) \quad (19)$$

3 기준토크 생성 알고리즘

두 대의 전동기를 사용하는 전기자동차의 추진제어는 구동 차륜의 미끄러짐을 측정하고 제어함으로써 최대의 구동력을 노면에 전달하고 또한 미끄러짐을 방지하는 것이다.

따라서 좌우바퀴에 적절한 구동력을 발생시키기 위해서 전기자동차용 전동기는 토크를 제어해 주어야 한다. 그러므로 전동기를 구동하여 차량을 움직일 수 있는 기준 토크(reference torque)의 생성이 무엇보다 중요하다.^[8] 기준토크는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T^* = \begin{cases} k T_{ref}(t) & (S_{RM} \geq 0.1) \\ T_{ref}(t-1) & (0.05 \leq S_{RM} < 0.1) \\ T_{ref} & \text{else} \end{cases} \quad (20)$$

단, k 는 상수, $T_{ref} = T_{base} + T_{comp}$ 이고 T_{base} 는 차량이 움직일 수 있도록 하는 기본적인 토크이다. T_{comp} 는 차량의 목

표 속도와 실제 속도의 차를 보상한 토크이다
앞·뒤바퀴의 진행방향 차량속도의 미끄럼 비(slip ratio)를
다음과 같이 정의한다.

$$S_{RL} = \begin{cases} \frac{v_1 - v_3}{v_1} & (v_1 \geq v_3) \\ \frac{v_1 - v_3}{v_3} & (v_1 < v_3) \end{cases} \quad (21-a)$$

$$S_{RR} = \begin{cases} \frac{v_2 - v_4}{v_2} & (v_2 \geq v_4) \\ \frac{v_2 - v_4}{v_4} & (v_2 < v_4) \end{cases} \quad (21-b)$$

$$S_{RM} = \begin{cases} S_{RL} & (S_{RL} \geq S_{RR}) \\ S_{RR} & (S_{RL} < S_{RR}) \end{cases} \quad (21-c)$$

4. 차동토크 분배 제어 알고리즘

차량의 동특성을 해석할 때에는 차량의 안정성(safety)과 조종성(handling)이 향상되도록 하는 것이 제어 알고리즘의 최종 목표이다. 제어 알고리즘은 노면과 타이어에 관련되는 물리적인 제약 조건인 계단과 입력에 대한 차륜의 반응 속도들을 충분히 고려하여 개선하는 방향으로 개발되어야 한다. 차량의 최소 반응 속도는 차량에 대한 조정행위(handling behavior)와 관련되며 이는 충돌회피 능력(collision avoidance capability)을 의미하기도 한다.^[6]

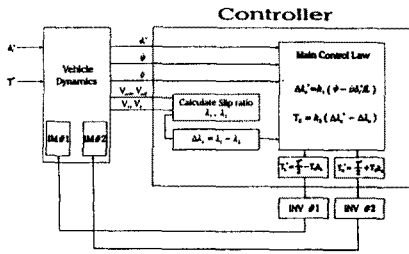


그림 5. 토크 분배 시스템 블록선도
Fig. 5 Block diagram of torque-split system

그림 5는 차동토크 분배제어에 대한 블록선도를 나타낸다. 조향각 δ_f^* 와 차량 추진에 필요한 토크 T^* 를 입력으로 하여 요 각속도 $\dot{\psi}$, 차량 속도 v , 진행방향 앞차륜 속도 v_{w1} , v_{w2} , 진행방향 앞차륜 차량 속도 v_1 , v_2 를 차량 모델링으로부터 구하여 제어기의 입력으로 사용한다. 제어기는 구동 차륜에 인가할 좌·우 구동토크 T_L^* 와 T_R^* 를 계산하고 이들 값을 인버터의 입력으로 변환되어 좌·우 전동기를 구동하여 차량을 움직인다. 주 제어기 블록에서는 차량 모델에서 구한 조향각 δ_f^* , 요 각속도 $\dot{\psi}$, 차량 속도 v 를 이용하여 구동 차륜에서 필요한 진행방향 슬립차(slip difference)에 대한 기준치 $\Delta\lambda_x^*$ 를 계산한다.

$$\lambda_1^* - \lambda_2^* = \Delta\lambda_x^* = k_1 \left(\dot{\psi} - \frac{v \dot{\delta}_f^*}{L} \right) \quad (22)$$

단, k_1 은 상수, L 은 축거(wheelbase)이다. 앞 좌·우 차륜의 슬립성분 λ_1 , λ_2 을 계산하여 이로부터 실제 차량에서의 미끄럼 차 $\Delta\lambda_x$ 는 다음과 같이 구한다.

$$\Delta\lambda_x = \lambda_1 - \lambda_2 \quad (23)$$

이러한 제어는 계단과 입력에 대한 차량의 반응 속도를 향상시키는 위한 것이다. 필요한 $\Delta\lambda_x^*$ 가 계산되었기 때문에 구

동 차륜간에 이 값이 되도록 하는 방법이 요구된다. 따라서 전동기가 적절하게 동작하기 위해서 좌우 구동 토크는 다음과 나타낼 수 있다.

$$T_L^* = \frac{T^*}{2} - T_c k_L, \quad T_R^* = \frac{T^*}{2} + T_c k_R \quad (24)$$

k_L, k_R 은 λ_1 과 λ_2 의 함수로 μ -분배에 대한 응답을 향상시키기 위해 도입되었으며 다음과 같다.

$$k_L = \frac{1}{|\lambda_1| + 1}, \quad k_R = \frac{1}{|\lambda_2| + 1} \quad (25)$$

T_c 는 보정 토크이며 필요한 진행방향 미끄럼 차 $\Delta\lambda_x^*$ 와 실제 차량의 진행방향 미끄럼 차 $\Delta\lambda_x$ 의 함수로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_c = k_2 (\Delta\lambda_x^* - \Delta\lambda_x) \quad (26)$$

4. 시뮬레이션 결과 및 검토

위에서 기술한 알고리즘을 근거로 하여 차량 모델링의 타당성과 동특성을 분석·검증하고자 시뮬레이션을 하였다. 차량 제원은 H사의 1500CC 차량의 사양을 이용하였다.

토크 기준치는 실제 차량에서는 가속 페달각과 감속 페달각으로부터 설정치를 계산하지만, 시뮬레이션에서는 시간에 따른 속도 기준치를 설정하여 계산하고, 노면의 상태는 정상노면으로 가정하였다.

그림 6은 차량 속도의 변화에 따른 기준토크의 변화를 나타낸 것으로 차량 속도 v 가 정상상태에 도달함에 따라 기준토크가 줄어들음을 알 수 있다. 그림 7은 계단과 입력에 대한 요 각속도의 변화를 나타낸 것으로 (a)는 균등토크 분배방식을 적용한 경우이고 (b)는 차동토크 분배방식을 적용한 경우이다. 차동토크 분배방식을 적용한 경우의 요 각속도의 응답 시간이 빨라짐을 알 수 있다. 그림 8은 간단한 운전자 모델^[11]을 사용하여 과도상태의 응답성을 보기 위한 것으로 (a)는 균등토크 분배방식의 요 각속도이며 (b)는 차동토크 분배방식을 적용한 경우의 요 각속도(yaw rate)로 차동토크 분배방식을 적용한 요 각속도가 더 빨리 정상 상태에 도달함을 알 수 있다.

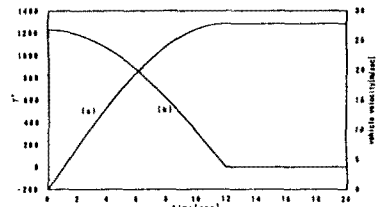


그림 6. 기준 토크와 차량속도
Fig. 6 Reference torque and vehicle velocity

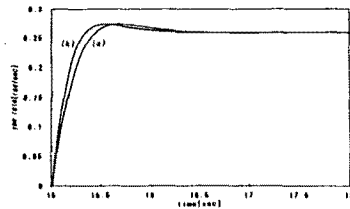


그림 7. 계단과 입력에 대한 요 각속도
Fig. 7 Yaw rate to step input

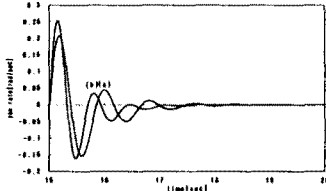


그림 8. 차선 변경에 대한 요 각속도
Fig. 8 Yaw rate to lane change

그림 9와 그림 10은 코너링 강성(cornering stiffness)을 공칭값에 대해 10%를 증가한 경우와 10% 감소한 경우에 대한 요 각속도를 보여주고 있다. (a)와 (b)는 공칭값일 때 균등토크 분배방식과 차동토크 분배방식을 나타내며 (c)와 (d)는 공칭값의 10%를 증가했을 때를 나타내고 있다. 차동토크 분배방식의 정상상태 오차가 적음을 알 수 있다.

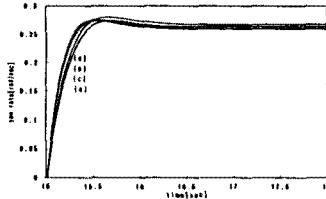


그림 9. 코너링 강성 10%증가시 요 각속도
Fig. 9 Yaw rate to cornering stiffness increased 10%

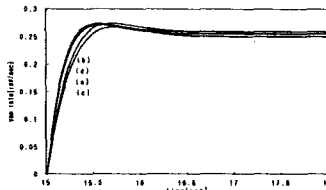


그림 10. 코너링 강성 10% 감소시 요 각속도
Fig. 10 Yaw rate to cornering stiffness decreased 10%

그림 11은 앞바퀴의 코너링 강성을 공칭값에 대해 10% 증가하고 뒷바퀴의 코너링 강성은 10% 감소할 경우의 요 각속도이다. (a)와 (b)는 공칭값일 때 균등토크 분배방식과 차동토크 분배방식을 나타내며 (c)와 (d)는 앞바퀴는 공칭값에 대해 10% 증가하고 뒷바퀴는 공칭값에 대해 10% 감소할 때이다. 균등토크 분배방식보다 차동토크 분배방식으로 토크 분배를 했을 때 더 안정되었음을 알 수 있다. 그림 12는 차량의 승객이 증가할 경우 관성모멘트는 증가하는데, 관성모멘트를 15% 증가시켰을 경우 요 각속도를 나타내고 있다. 차동토크 분배방식을 채택했을 경우의 응답속도가 빠른 것을 알 수 있다.

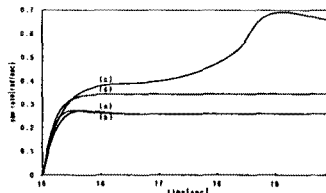


그림 11. 앞바퀴 코너링 강성 10%증가와 뒷바퀴 코너링 강성 10% 감소시 요 각속도
Fig. 11 Yaw rate to cornering stiffness increased 10% at front wheel and decreased 10% at rear wheel

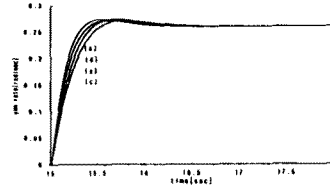


그림 12. 관성모멘트 15% 증가시 요 각속도
Fig. 12 Yaw rate to inertia moment increased 15%

이상과 같이 균등토크 분배방식과 차동토크 분배방식에 대한 차량 동특성을 알아보았다. 전반적으로 차동토크 분배방식을 채택한 경우 균등토크 분배방식을 채택한 경우보다 차량의 동특성이 향상되고 안정됨을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 2-전동기 독립 구동 방식을 채택한 경우에 전기자동차의 조종성과 안정성을 향상하기 위한 토크 분배 알고리즘에 대하여 기술하였다. 차량의 동적 모델링은 7 자유도를 이용하여 구현하였으며 균등토크를 분배했을 경우보다 차동토크 분배를 했을 때 차량의 응답속도가 향상되었음을 시뮬레이션을 통하여 확인하였다. 앞으로는 차량에 있어서 타이어 모델을 고려한 차동토크 분배 알고리즘을 구현하기 위한 연구가 계속 되어야 할 것으로 사료된다.

참고 문헌

- [1] 대한 전기학회 전기자동차기술조사전문 위원회, "제6호 전기자동차 기술현황 : 기술조사보고," 1992년 11월 제6호
- [2] V. Wouk, "Hybrid : Then and Now," IEEE Spectrum, pp 16~21, July, 1996
- [3] L. Chang, "Recent Developments of Electric Vehicles and Their Propulsion System," IEEE AES System Magazine, pp 3~6, Dec, 1993
- [4] Frederick Jindra, "Mathematical Model of four-Wheeled Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program," Highway Safety Research Institute, Contract No. DOT-HS-4-00853, January 1976, Final Report
- [5] N. Matsumoto and M. Tomizuka, "Vehicle Lateral Velocity and Yaw Rate Control with Two Independent Control Inputs," Proceedings of the 1990 American Control Conference, San Diego, CA., pp 1868~1876, May 1990
- [6] G. L. Brown and J. C. Hung, "A Mathematical Model for Vehicle Steering Control," IEEE-JECON Conf. Rec., pp 2027~2031, 1994
- [7] Thomas D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE Inc., 1992
- [8] 경량모터 및 제어 기술 개발에 관한 연구. 단계보고서, 통상산업부, 1995. 12
- [9] C. Doniselli, G. Mastinu and R. Cal, "Traction Control for Front-Wheel-Drive Vehicles," Vehicle System Dynamics, vol 23, pp 87~104, 1993
- [10] Hoyong Kim, "An Intelligent Control of Vehicle Dynamic Systems by Artificial Neural Network," Ph.D. Thesis of North Carolina State University, US, 1994