

요각속도 추정을 위한 새로운 차량 모델의 개발

배 상 우* · 신 무 현* · 김 대 균* · 이 장 무* · 이 재 형** · 탁 태 오***

A Development of New Vehicle Model for Yaw Rate Estimation

Sangwoo Bae*, Moohyun Shin*, Daekyun Kim*, Jang Moo Lee*,
Jaehyung Lee** and Tae Oh Tak***

Key Words: vehicle dynamics(차량 동력학), yaw rate(요각속도), estimation(추정), nonlinear vehicle model(비선형 차량 모델), Kalman filter(칼만 필터).

Abstract

Vehicle dynamics control (VDC) system requires more information on driving conditions compared with ABS and/or TCS. In order to develop the VDC system, tire slip angles, vehicle side-slip angle, and vehicle lateral velocity as well as road friction coefficient are needed. Since there are not any cheap and reliable sensors, recent researches on parameter estimation have given rise to a number of parameter estimation techniques. This paper presents new vehicle model to estimate vehicle's yaw rate. This model is improved from the conventional 2 degrees of freedom vehicle model, so-called bicycle model, taking nonlinear effects into account. These nonlinear effects are: (i) tyre nonlinearity; (ii) lateral load transfer during cornering; (iii) variable gear ratio with respect to vehicle velocity. Estimation results are validated with the experimental results.

1. 서 론

과거에는 승용차를 선택하고 성능을 평가하는 기준에서 승차감이 차지하는 비중이 상당히 높았으나, 운전자들이 점차 승차감 이외에 차량의 조종 안정성에 관심을 가지게 따라 국내외를 막론하고 각 승용차 제조 회사에서는 위급한 상황에서의 차량의 조종 안정성 향상에 관심을 가지며 연구 및 투자를 증대하고 있다. 현재까지는 주로 ABS, TCS 등을 통해 저 마찰 노면 상태에서의 급제동 및 가속 시의 안정성 등의 향상을 달성하였다. 하지만, 이들은 차량이 제동 및 가속 시에만 작동한다는 단점이 있어 운전자가 제동 및 가

속을 하지 않는 경우에 발생할 수 있는 스핀 현상에 대한 제어 방법에 대한 연구가 필요하다.

차량 안정성 제어 시스템은 ABS 및 TCS에 비해 보다 많은 주행 조건에 대한 정보를 필요로 한다. 즉, 차량 안정성 제어 시스템을 구현하기 위해서는 ABS/TCS가 필요로 하는 노면의 마찰 계수 이외에도 타이어 슬립각, 차량의 사이드슬립각, 차량 횡속도 등이 추가로 필요하다. 이러한 추가 정보는 센서를 이용한 측정이 어렵기 때문에 제한된 센서 출력과 차량의 동력학을 이용한 추정만이 가능하다. 이는 비용이 저렴하면서도 정확한 센서가 없기 때문이다.

이러한 배경에서 여러 가지 상태추정 이론이 도입되었다. 차량 동력학 모델과 최소한으로 제한된 센서 정보를 기반으로 하여 추정 알고리즘을 작성함으로써 차량의 상태 변수 값을 추정할 수 있다. 예를 들면, 요각속도 센서는 이들 센서 중에서도 상당히 고가의 장비 일뿐 아니라 차량

* 서울대학교 기계항공공학부

** 국민대학교 자동차공학전문대학원

*** 강원대학교 기계공학과

용으로 새롭게 개발해야 하는 형편이다. 만약 요각속도 센서 없이 요각속도 값을 알 수 있다면 그것은 차량 안정성 제어(Vehicle Stability Control)나 차량 동력학 제어(Vehicle Dynamics Control)를 실용화하는데 적지 않은 기여를 할 것이 분명하며, 이 때문에 요각속도를 예측하는 논문들이 다수 발표되었다.

차량 안정성 제어와 관련된 시스템으로는 Bosch사⁽¹⁾의 VDC(Vehicle Dynamics Control), AISIN사의 VSC(Vehicle Stability Control), ITT Automotive사의 ASMS(Automotive Stability Management System)등이 있다. 이들은 ABS와 TCS의 장점을 결합한 총체적인 차량 동력학 관리 시스템이다. 또한, 이들 회사는 차량 안정성 제어 시스템에 대한 연구 및 개발을 오래 전부터 수행하여 왔으며, 상당한 기술 수준을 확보하여 이를 각각 Mercedes Benz, Toyota, BMW사의 고급 차종에 이미 적용해 왔으며 국내 시장에도 이들의 기술을 적용한 차종이 등장할 예정이다.

Sivashankar 등⁽²⁾은 차량의 운행상황에 따라서 두 가지 방법의 조합으로 요각속도를 추정하였다. 즉, 횡가속도의 크기가 비교적 작은 저속 구간에서는 2자유도 선형 차량 동력학모델을 도입해서 요각속도를 예측하고, 횡가속도가 증가하는 고속 영역에서는 차량의 양쪽 측면에 두 개의 가속도계를 설치하여 그 가속도 값의 차이로부터 운동학적인 접근을 통해서 요각속도를 추정하였다. Hac 등⁽³⁾은 횡가속도로부터 추정된 요각속도 값과 차량의 속도를 통해서 추정된 요각속도 값에 상황에 따른 가중치를 부여하는 방식으로 정확한 값을 찾아내려고 노력하였다. 요각속도와 더불어 차량의 사이드슬립각도 차량 안정성 제어에서 중요한 인자로서 이에 대한 연구도 활발히 진행중이다. Sasaki 등⁽⁴⁾은 차량 사이드슬립각을 구하는데 신경회로망을 이용하였다. 요각속도와 횡가속도를 입력 값으로 하여 차량 사이드슬립각을 도출하도록 표본 자료를 이용하여 훈련시킴으로써 비교적 근사한 값을 찾을 수 있었다. Kaminaga 등⁽⁵⁾은 타이어 슬립각을 상태 변수로 선택하여 적응 관측기(adaptive observer)를 설계하여 추정함으로써 노면과 타이어의 마찰 조건이 변화하더라도 파라미터의 수정을 통해서 충분히 추정 가능하다고 주장하였다.

2. 상태 추정을 위한 새로운 차량 모델

2.1 기본 2자유도 차량 모델

차량 동력학 해석에 사용되는 모델에는 크게 조종 안정성(handling and stability)해석에 사용되는 모델과 승차감(ride comfort)해석에 사용되는 모델이 있다. 본 연구에서는 연구 목적에 부합하도록 조종 안정성 해석에 사용되는 차량모델을 고려하였다. 조종 안정성 해석에 사용되는 차량 모델은 크게 선형 모델과 비선형 모델로 나뉘어지며, 차량의 운동 자유도에 따라 여러 가지 자유도의 차량 모델이 존재한다.⁽⁶⁾ 차량 동력학 연구에서는 그 목적에 따라서 필요한 자유도를 적절히 선택하여 이용하게 된다. 즉, 차량 해석 모델은 복잡성과 단순성 및 관심을 가지는 차량의 운동에 따라서 결정된다.

본 논문에서는 가장 기본적인다고 할 수 있는 2자유도 모델을 사용하였다. 2자유도 모델은 좌/우륵을 하나로 취급한 자전거 모델(bicycle model)로 불리며, 상질량(sprung mass)의 횡방향 속도(v), 요각속도(r)의 2자유도를 갖는다. 2자유도 모델의 운동 방정식은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} M \dot{v} &= -Mur + 2F_{yF} + 2F_{yR} \\ I_{zz} \dot{r} &= 2a_s F_{yF} + 2b_s F_{yR} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, M 은 차량 총 중량, I_{zz} 는 요관성모멘트, u 는 전방속도(forward speed), F_{yi} 는 타이어의 횡력, a_s 와 b_s 는 차량 무게중심에서 전/후 차축까지의 거리이다. 이 모델에서는 타이어의 횡력은 다음 식과 같이 슬립각에 대한 선형으로 가정한다.

$$F_{yi} = -C_{\alpha i} \alpha_i \quad (2)$$

여기서, C_{α} 는 타이어의 선회강성(cornering stiffness)이다. 자세한 파라미터의 정의나 운동 방정식은 참고문헌⁽⁶⁾에 기술되어 있다. 이러한 선형 모델은 횡가속도가 0.3g 이하의 선형영역에서는 비교적 정확하지만 그 이상을 넘어가는 비선형 영역에서는 정확성이 떨어지는 단점을 가지고 있음에도 불구하고, 가장 간단하게 횡방향 운동을 해석할 수 있다는 장점과 선형화를 통해서 차량 제어를 하기가 용이하다는 점, 그리고 모델의 단순성으로 인해서 실시간 해석이 쉽다는 장점 때문에 많이 이용되고 있다. 또한 시뮬레이션 적용

시 요구되는 차량 파라미터의 종류가 적기 때문에 본 논문에서는 이러한 기본적인 2자유도 모델을 이용하되, 이 모델의 장점을 유지하면서도 비선형 구간에서의 부정확성을 개선할 수 있는 수정된 모델을 제시한다.

2.2 개선된 2자유도 차량 모델

비선형 구간에서 발생하는 오차를 줄이기 위해서 먼저 다음과 같은 세 가지 비선형 특성을 고려한다. 먼저, 선형으로 가정된 타이어 모델을 비선형으로 고려한다. 두 번째로는 선회시 발생하는 원심력으로 인한 좌/우륵의 수직하중의 차이를 고려하여 자전거 모델이 가지는 한계를 극복하고 각각의 차륵을 독립적으로 생각한다. 마지막으로 조향각과 전방속도의 관계를 도출한다.

먼저, 타이어의 비선형성을 고려하기 위해 기본 모델에서 중요한 역할을 하는 타이어의 선회강성을 주행 조건에 따라 추정 알고리즘에서 매번 갱신한다. 차량이 초기에는 정지 상태에서 출발하기 때문에 추정 알고리즘의 초기 값을 차량의 정지 조건에 대한 값으로 설정하면 된다. 따라서, 초기 선회강성 C_a 의 값을 선형 구간에서의 상수값으로 생각하여도 무방하다. 이 값이 새로운 선회강성 값을 결정하는데 필요한 피드백 인자로서 매직 포뮬러 타이어 모델(magic formula tire model)⁽⁷⁾의 변수로 입력되게 된다. 이러한 초기조건에 의해서 모델은 추정을 시작하게 되며 1차적인 상태 추정 값을 산출하게 되는데, 즉, 간략화된 매직 포뮬러 타이어 모델⁽⁸⁾을 이용하여 횡력을 슬립각(α)과 수직하중(F_z)의 함수

$F_{yi} = f(\alpha_i, F_{zi})$ 로 생각한다. 이러한 비선형 타이어 모델을 기본 2자유도 차량 모델에 결합하기 위해 다음 식과 같이 새로운 선회강성 정의한다.

$$F_{yi} = f(\alpha_i, F_{zi}) = C_a(\alpha_i, F_{zi})\alpha_i \quad (3)$$

위의 식 (3)을 식 (4)와 같은 추정 단계에 이용한다. 즉, 매 순간마다 선회강성 C_a 의 값을 주행 상태에 부합하도록 변경함으로써 비선형 타이어를 선형 2자유도 모델에 도입할 수 있다.

$$\begin{aligned} \alpha_f(k) &= -\delta(k) + [\hat{v}(k) + a_s \hat{r}(k)]/u \\ \alpha_r(k) &= [\hat{v}(k) - b_s \hat{r}(k)]/u \end{aligned} \quad (4)$$

차량의 선회시 발생하는 롤운동과 원심력으로 인하여 좌/우륵의 수직하중 차이가 발생하게 되

는데 이러한 하중 전이를 고려하지 않으면 오차가 발생한다. 그러나, 2자유도 모델은 좌/우륵의 수직하중의 값을 고정된 상수의 값으로 가정하기 때문에 이러한 하중전이의 영향을 설명하지 못한다. 보다 정확한 추정 모델을 개발하기 위해서, 매직 포뮬러 타이어의 도입과정에서 타이어의 수직하중의 값을 정적하중이 아닌 동적하중으로 계산한다. 즉, 하중전이를 동역학 이론을 이용한 수직하중의 차이로 계산하여, 좌/우륵의 수직하중에 가감한 후 다시 수정된 좌/우륵의 수직하중을 더해줌으로써 자전거 모델이라는 전체적인 알고리즘의 흐름에는 영향을 주지 않고 하중전이를 고려할 수 있다. 아래의 식은 각각의 차륵에 작용하는 수직하중을 계산하는 식이다.⁽⁶⁾

$$F_{zi} = F_{z0} - (-1)^i \Delta W_i \quad \text{for } i = 1 \text{ to } 4 \quad (5)$$

여기서, F_{z0} 는 차량의 중량에 의해 각각의 타이어에 작용하는 정하중이다. 하중전이 ΔW_i 는 아래와 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \Delta W_F &= \frac{1}{T_F} \left[-\frac{b_s}{l} M_{ui} h_{RAi}(\dot{v} + ur) - M_{ur} h_{ur}(\dot{v} + ur + a_s \hat{r}) \right] \\ \Delta W_R &= \frac{1}{T_R} \left[-\frac{a_s}{l} M_{ui} h_{RAi}(\dot{v} + ur) - M_{ur} h_{ur}(\dot{v} + ur - b_s \hat{r}) \right] \end{aligned} \quad (6)$$

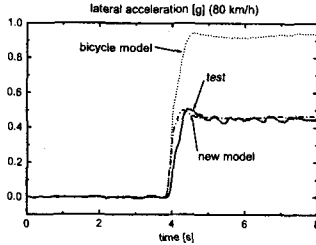
여기서, T_F, T_R 은 전/후 트레드(tread)폭이고, l 은 축거(wheelbase), M_{ui} 는 전/후 하질량의 중량, h_{RAi} 는 전/후 롤축의 높이, h_{ur} 는 전/후 하질량의 무게중심 높이이다. 마지막 비선형 특성은 조향각과 전방속도의 관계이다. 일반적으로 같은 조향각에 대해서 전방속도가 높아질수록 조향각이 증가하는 현상이 나타나게 되는데, 기본 모델에서 고정된 상수값으로 취급되었던 기어비(gear ratio)를 전방속도에 대한 1차 또는 2차 함수로 고려해주게 되면 2자유도 모델의 장점을 살리면서도 모델의 정확성은 다른 복잡하고 자유도가 높은 모델의 수준에 이를 수 있게 된다. 실차 실험 결과를 모델의 시뮬레이션과 비교해서 상관함수를 이끌어 낼 수 있는데, 본 연구에서 이용된 실험차량의 경우는 다음과 같은 1차 함수의 관계를 보여주었다.

$$\delta = \delta_{hual}/N_g \quad (7)$$

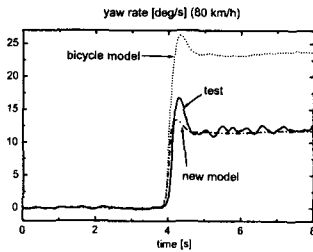
기어비 N_g 는 다음과 같은 계수 K_{gear} 를 곱하여 변화 가능하도록 하였다.

$$N_g = N_g \cdot K_{gear} \quad (8)$$

여기서, $u \geq 0$ 일 때 $K_{gear} = (0.036u + 1)$ 이며, $u < 0$ 일 때 $K_{gear} = 1$ 이다. Fig. 1은 기본 선형 2자유도 모델과 본 논문에서 제시된 새로운 모델에 대한 시뮬레이션의 비교이다.



(a) 횡가속도



(b) 요각속도

Fig. 1 Comparison of two models.

2.3 칼만 필터의 차량 모델에의 적용

차량 동역학 모델에 칼만 필터(Kalman filter)⁽⁹⁾를 적용하면 차량의 요각속도를 추정할 수 있다. 여기에는 차량의 두 가지 상태변수와 센서로부터 측정된 무게중심에서의 횡가속도 값을 이용한다. 또한 조향각과 차량의 전방속도 또한 측정될 수 있다고 가정하였다. 원래의 차량 시스템의 모델링은 연속시스템이지만, 차량 안정성 제어에 응용을 목적으로 하였기 때문에 이를 이산시스템으로 변환하여 칼만 필터를 적용하였다. 식 (1)의 2자유도 차량 모델은 다음 식과 같은 행렬 형태로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B\delta + w \\ y &= Cx + D\delta + v \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, $x = [v \ r]^T$ 는 상태변수, $y = a_{ys}$ 는 출력, $w = [w_1 \ w_2]^T$ 는 수행 노이즈(process noise), v 는 측정 노이즈(measurement noise)이다. 각각의 행렬은 아래 식과 같다.

$$A = \begin{bmatrix} \frac{C_{aF} + C_{aR}}{Mu} & \frac{a_s C_{aF} - b_s C_{aR} - Mu^2}{Mu} \\ \frac{a_s C_{aF} + b_s C_{aR}}{I_{zz}u} & \frac{a_s^2 C_{aF} + b_s^2 C_{aR}}{I_{zz}u} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} -\frac{C_{aF}}{M} \\ -\frac{a_s C_{aF}}{I_{zz}} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} \frac{C_{aF} + C_{aR}}{Mu} & \frac{a_s C_{aF} - b_s C_{aR}}{Mu} \end{bmatrix}$$

$$D = -\frac{C_{aF}}{M}$$

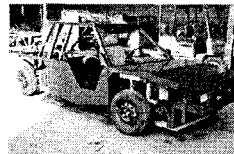
식 (9)로부터 칼만 필터식을 유도하면 아래 식과 같다.

$$\begin{aligned} \hat{\dot{x}} &= A\hat{x} + B\delta + K(y - \hat{y}) \\ \hat{\dot{y}} &= C\hat{x} + D\delta \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, \hat{x} 는 상태변수 x 의 추정값이고, y 는 횡가속도의 측정값, \hat{y} 는 횡가속도의 추정값, K 는 칼만 필터의 게인이다. 수행 노이즈 및 측정 노이즈는 각각 서로 독립이고 평균값이 0인 정규 분포를 따른다고 가정한다.

3. 실차 실험 및 추정 결과

실차 실험은 본 연구기관이 제작한 실험차량^(10,11)을 이용하여 수행하였다. Fig. 2는 본 연구에 이용된 실험차량의 사진이다.



(a) A-car



(b) B-car

Fig. 2 Experimental vehicles.

실험차량은 현가계의 교체가 가능하도록 모듈 형으로 개발되었다. 첫 번째 차량(A-car)은 전문 현가장치는 맥퍼슨 스트럿형이며, 후륜은 스트럿형이다. 두 번째 차량(B-car)은 A-car의 후륜 모듈을 5링크식 멀티링크 현가장치로 교체한 차량이다. 동일 모듈형 차량에서 현가계를 교체함으로써 전후 하중 배분 등의 차량 데이터의 변화가 있으며, 따라서 주행 특성이 달라지게 되었다. 달라진 주행특성은 실험결과로부터 확인할 수 있다. 이러한 서로 다른 주행특성을 가진 두 번에

결친 실험 결과를 이용한 실험 검증을 통해 본 논문에서 제시된 모델의 일반화 가능성을 부여한다고 볼 수 있다. 실험의 수행은 일반적으로 차량 성능 평가에서 널리 쓰이는 스텝 입력 조향(J-turn steer input) 실험을 추정 알고리즘의 결과를 평가 내리는 검증 수단으로 채택하였다.

과도 상태에서의 차량의 요각속도와 횡가속도의 응답은 차량의 조향 특성을 나타내는 척도로써, 과도 상태에서 차량의 안정성을 가늠해 볼 수 있는 기준이 된다. 따라서 스텝 조향 입력 실험을 통해서 실제 차량 안정성 제어가 필요한 영역에서 추정 모델의 성능을 검증해 볼 수 있다.

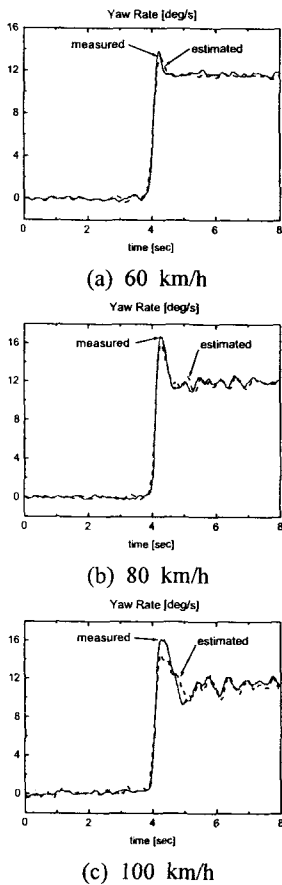


Fig. 3 Yaw rate estimation results (A-car).

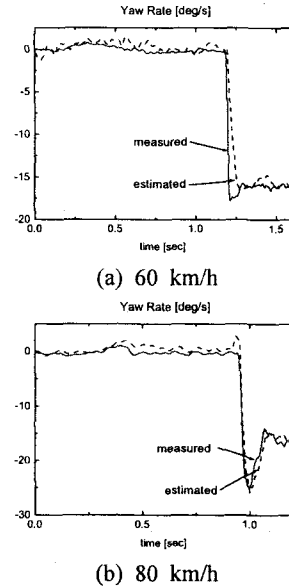


Fig. 4 Yaw rate estimation results (B-car).

먼저 A-car에 대하여 전방속도가 60, 80, 100 km/h인 상황에서 조향각이 60° 의 스텝 조향 입력을 가하였다. 첫번째 실험 결과와 추정 결과를 살펴보면(Fig. 3 참조), 전방속도 60km/h에서 요각속도의 최대 추정 오차가 ± 1 deg/s 정도로 추정 결과는 양호한 것을 알 수 있다. 전방속도가 100 km/h에 이르게 되면, 추정 오차는 ± 2 deg/s 정도로 증가한다. 하지만, 이는 요각속도의 최대값(최대값이 16 deg/s)에서 순간적으로 나타나는 현상으로, 스텝 입력 조향의 급격한 핸들링으로 인해, 순간적으로 지연이 발생한 것으로 판단된다.

두 번째 실험은 B-car의 전방속도가 60 및 80 km/h인 경우 같은 조향 입력값을 주었다. 이 차량에 대한 실험은 A-car에 대한 실험 보다 실험 결과가 노이즈가 많이 들어있어서 신뢰성이 떨어지지만 추정 결과와 실험 결과가 상당히 비슷한 것을 Fig. 4에 의해 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 차량 상태 추정을 위한 새로운 차량 모델을 개발하였다. 새로운 모델은 이른바 자전거 모델인 선형 2자유도 차량 모델에 비선형 특성을 고려하였다. 제시된 새로운 모델은 자전거 모델의 한계인 비선형 영역에서의 부정확성을

극복하고, 필요한 차량 파라미터가 적다는 자전거 모델의 장점을 활용하였다. 이러한 비선형 특성에는 타이어의 비선형성, 횡방향 하중전이 및 변화 가능한 기어비가 있다. 세 가지 비선형 특성을 자전거 모델에 추가로 고려하여 칼만 필터를 이용하여 차량의 요각속도를 추정하였다. 두 가지 실험차량에 대하여 실차 실험을 한 결과 비교적 정확한 추정을 할 수 있었다. 따라서, 제시된 모델은 복잡한 추정 이론을 이용하지 않고서도 차량의 다양한 상황에 대하여 요각속도를 추정할 수 있다.

참고문헌

- (1) van Zanten, A.T., *et al.*, VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch. *SAE paper 950759*, 1995.
- (2) Sivashankar, N., *et al.*, Yaw Rate Estimation for Vehicle Control Applications. *J. Dyn. Syst. Meas. Cont., Trans. of ASME*, Vol.120, 1998.
- (3) Hac, A., *et al.*, Estimation of Vehicle Side Slip Angle and Yaw Rate. *SAE paper 2000-01-0696*, 2000.
- (4) Sasaki, H., *et al.*, A Side-Slip Angle Estimation Using Neural Network for a Wheeled Vehicle. *SAE paper 2000-01-0695*, 2000.
- (5) Kaminaga, M., *et al.*, Vehicle Body Slip Angle Estimation Using an Adaptive Observer. *AVEC'98 9836635*, 1998.
- (6) 배상우 등, 차량 모델의 복잡성이 차량동역학 해석에 미치는 영향: 모델의 비교 및 검증. 한국자동차공학회논문집, 제8권 제6호, 2000.
- (7) *MF-Tyre user's manual, Ver. 5.0*. TNO, 1996.
- (8) 윤중락, 4륜 조향의 적용을 위한 멀티 링크 현가장치의 설계와 차량 동역학 모델의 개발. 서울대학교 공학박사 학위논문, 2000.
- (9) Lewis, F.L., *Applied Optimal Control and Estimation: Digital Design and Implementation*. Prentice-Hall, 1992.
- (10) 배상우 등, 현가계의 교체가 가능한 모듈형 실험차량의 개발. 한국자동차공학회논문집, 제5권 제5호, 1997.
- (11) 윤중락 등, 5링크식 멀티링크 현가장치의 설계와 실험차량에의 적용. 한국자동차공학회