

현가장치 기구정역학 시험에 의한 차량동역학 모델링 및 시험검증

김 상 섭* · 정 흥 규

국민대학교 자동차공학전문대학원

Vehicle Dynamics Modeling and Correlation Using the Kinematic and Compliance Test of the Suspension

Sangsup Kim* · Hongkyu Jung

Graduate School of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea
(Received 7 September 2004 / Accepted 12 November 2004)

Abstract : A functional suspension model is proposed as a kinematic describing function of the suspension that represents the relative wheel displacement in polynomial form in terms of the vertical displacement of the wheel center and steering rack displacement. The relative velocity and acceleration of the wheel is represented in terms of first and second derivatives of the kinematic describing function. The system equations of motion for the full vehicle dynamic model are systematically derived by using velocity transformation method of multi-body dynamics. The comparison of field test results and simulation results of the ADAMS/Car demonstrates the validity of the proposed functional suspension modeling method. This model is suitable for real-time vehicle dynamics analysis.

Key words : K&C test(기구정역학 시험), Functional suspension model(현가장치 함수모델), Velocity transformation method(속도변환기법), Multibody dynamics(다물체 동역학), Vehicle dynamics analysis(차량동역학 해석)

1. 서 론

자동차가 고성능, 고출력화 됨에 따라 조종안정성 및 승차감에 관련된 차량의 동역학적 특성을 개선하기 위하여 많은 노력이 경주되고 있다. 자동차의 동역학적인 특성은 현가장치, 조향장치, 타이어 등의 샤시시스템에 의하여 좌우되며, 이러한 특성들은 인간의 감성에 의존도가 크기 때문에 절대적인 기준에 의하여 시스템을 개발하기에는 한계가 있다. 따라서 차량개발에 필요한 동역학적 목표성능(target performance)의 예측은 경쟁차량들의 벤치마킹(benchmarking)을 통하여 수행되고 있다.

경쟁차량의 경우 샤시시스템의 자세한 부품 데이

터의 확보가 어렵기 때문에 ADAMS¹⁾, Recurdyn²⁾과 같은 다물체 동역학(multibody dynamics) 모델을 이용하여 성능을 예측하는 것은 쉽지 않다. 결국 실험 시험에 의존하기 때문에 시간적, 경제적인 비용이 커지며, 객관적인 평가가 어렵다. 그러므로 경쟁차량의 차량동역학 특성을 정확히 분석하기 위한 효율적인 차량동역학 모델이 요구된다.

차량동역학 해석을 위한 현가장치 모델은 해석목적과 취득 가능한 데이터에 따라 부품의 자세한 특성데이터에 의하여 모델 되는 다물체 모델과 현가 특성 시험기(kinematic and compliance tester)에 의한 서브시스템 특성데이터에 의하여 모델되는 VDANL³⁾, Carsim⁴⁾ 등과 같은 lumped parameter 모델로 나눌 수 있다. 다물체 동역학 모델의 경우 구성 부품의 자세

*To whom correspondence should be addressed.
sskim@kookmin.ac.kr

한 특성데이터가 존재할 때 보다 정확한 해석이 가능하며, 계산시간의 비효율성을 지닌다. Lumped parameter 모델의 경우 계산시간의 효율성을 가지는 반면, 3차원 공간기구에 의하여 나타나는 롤 중심이동(roll center migration), 안티 롤(anti-roll), 안티 피칭(anti-pitch), 잭킹 력(jacking force) 등의 현가장치의 기구학 및 기구정역학 특성을 정확하게 표현하지 못한다. 이를 개선하기 위한 노력으로 스크류축(screw axis 개념⁵⁾에 의한 현가장치 모델이 제안된 바 있으나 현가장치 특성시험결과로부터 순간 스크류축을 구하여 동역학 모델을 유도하는 이론적인 근거가 확립되어 있지 않다.

본 논문에서는 다물체 모델의 단점인 계산시간의 비효율성을 보완하기 위하여 현가링크를 무질량 링크(massless link)로 가정하여 복합조인트(composit joint)로 모델하고, 속도변환방법⁶⁾을 적용하여 차량의 운동방정식을 유도 하였다. 현가장치의 기구학적 및 힘 특성을 정확히 포함하면서 실시간 시뮬레이션이 가능한 차량동역학 모델을 제안하였다. 제안된 현가장치 함수모델(functional suspension model)을 이용하여 자세한 부품특성이 아닌, K&C 시험결과를 이용하여 차량모델을 구성하여 ADAMS/Car 모델, 실차시험과의 비교를 통하여 제안된 모델의 타당성을 검토하였다.

2. 차량의 운동 및 현가장치 모델

차체에 대한 휠의 상대운동에 의하여 휠의 운동을 표시하고, 차체 고정 좌표계에 대하여 운동을 기술할 경우 효율적인 차량 해석이 가능하다.

2.1 상대운동을 하는 차량의 운동학

공간에서 운동하는 차량을 크게 차체(car body)와 휠(wheel)의 2개의 강체로 나누어 생각하면, 차체와 휠의 운동을 Fig. 1과 같이 차체에 대하여 상대운동을 하는 휠로 표현할 수 있다. 현가장치의 기구학해석 및 차량의 운동을 차체에 대한 휠의 상대 위치(relative position) 및 상대 회전각(relative orientation)도 $y_{w/b} = [r_{w/b}^T \ \theta_{w/b}^T]^T$ 를 일반좌표로 운동을 기술할 경우 효율적인 계산이 가능하다. 본 논문에서 프라임(')은 국부좌표계(local coordinate)를 나타낸다.

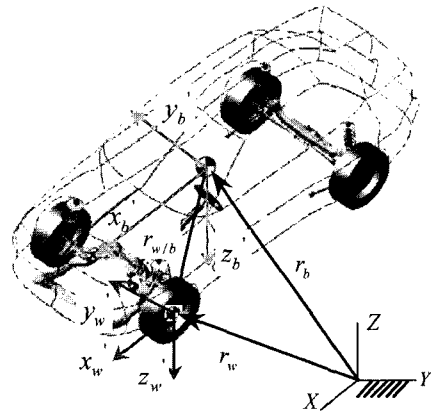


Fig. 1 Relative motion of wheel with respect to car body

차체에 대한 휠의 상대 위치, 속도, 가속도 관계식을 차체고정 좌표계로 나타내면 아래 식 (1)~식 (3)과 같다.

$$r'_w = A_{wb}r'_b + A_{wb}r'_{w/b} \tag{1}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{y}'_b \\ \dot{y}'_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_6 & 0 \\ D & E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}'_b \\ \dot{y}'_{w/b} \end{bmatrix} \tag{2}$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{y}'_b \\ \ddot{y}'_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_6 & 0 \\ D & E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y}'_b \\ \ddot{y}'_{w/b} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ h \end{bmatrix} \tag{3}$$

여기서,

$$y'_{w/b} = \begin{bmatrix} r'_{w/b} \\ w_{w/b} \end{bmatrix}$$

$$\ddot{y}'_{w/b} = \begin{bmatrix} \ddot{r}'_{w/b} \\ \ddot{w}_{w/b} \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} A_{wb} & -A_{wb}\tilde{r}'_{w/b} \\ 0 & A_{wb} \end{bmatrix}$$

$$E = \begin{bmatrix} A_{wb} & 0 \\ 0 & A_{wb} \end{bmatrix}$$

$$h = \begin{bmatrix} 2A_{wb}\tilde{w}'_b\ddot{r}'_{w/b} + A_{wb}\tilde{w}'_b\ddot{w}'_b\ddot{r}'_{w/b} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$\tilde{w}r = w \times r$: cross product

여기서 A_b, A_w 는 차체 및 휠의 회전 변환행렬(transformation matrix)이며, $A_{wb} = A_w^T A_b$ 의 관계를 가지고, I_6 은 대각행렬의 요소가 1인 단위행렬(identity matrix)을 나타낸다. 위의 속도관계식 (2)의 $\dot{y}'_{w/b}$ 를 차체에 대한 휠의 수직방향 변위의 속도 향으로 나타냄으로써 7자유도 1/4차량 모델의 유도가 가능하다.⁸⁾

2.2 현가장치 모델

현가장치를 양단의 조인트 정보만을 가진 무질량 링크로 모델 할 경우, 해석에 필요한 기구학 구속식 (constraint equation)의 개수 및 복잡성이 현저히 줄어들어 계산시간과 정확도 측면에서 유리하다. 차체에 대한 휠의 상대운동좌표를 일반좌표로 하여 현가장치의 구속식, 자코비안(Jacobian), 가속도의 오른쪽 항을 유도하면 효율적인 계산이 가능하다. 구속식에 대한 수치해결을 구하거나, 운동방정식의 유도를 위해서는 각각의 구속식에 대한 자코비안 행렬을 구하여야 한다. 복합조인트에 의한 현가장치의 구속식(constraint equation)에 대한 속도 관계식은 아래 식 (4)와 같다.

$$\dot{\Phi} = \Phi_{y_b} \dot{y}_b + \Phi_{y_w} \dot{y}_{w/b} = 0 \tag{4}$$

여기서,

Φ : constraint equation

여기에서 차체에 대한 자코비안 Φ_{y_b} 은 0의 값을 가지며, 차체에 대한 휠의 자코비안 Φ_{y_w} 의 항이 남게 되어 차체에 대한 휠의 상대운동 좌표 $y_{w/b}$ 만의 항으로 기구학 해석이 가능하다.⁸⁾

2.3 차체에 대한 휠의 속도, 가속도 관계식

현가장치의 특성은 휠의 수직변위에 대한 휠의 기하학적 특성인 전후(wheelbase), 좌우(tread)의 위치변화 그리고 회전변화인 토(toe), 캠버(camber), 캐스터(caster) 각에 의하여 결정되며, 이러한 현가장치의 특성을 포함하도록 차량의 운동방정식을 유도하면 기구학적 특성을 가진 차량의 운동을 기술할 수 있다. 식 (4)의 속도관계식은 휠의 수직방향 운동을 포함하여 아래 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Phi_{y_w} \dot{y}_{w/b} = \frac{0}{C} \dot{\delta}_w \tag{5}$$

여기서 $C=[0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]$ 이며, δ_w 는 차체에 대한 휠의 수직방향 변위이다. 식 (5)는 아래 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{y}_{w/b} &= \begin{bmatrix} \Phi_{y_w} \\ C \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\delta}_w \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} R_{d_{(e,s)}} & R_{I_{(e,s)}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\delta}_w \end{bmatrix} \\ &= R_d \dot{\delta}_w \end{aligned} \tag{6}$$

여기서 R_I, R_d 은 자코비안 행렬의 역행렬의 부분행렬로 휠의 수직방향 변위와 관련된 것과 그렇지 않은 것을 나타낸다. 식 (4)를 미분하면 아래 식 (7)과 같은 가속도 관계식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{w/b} &= \begin{bmatrix} R_{d_{(e,s)}} & R_{I_{(e,s)}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\gamma} \\ \dot{\delta}_w \end{bmatrix} \\ &= R_d \ddot{\delta}_w + R_d \dot{\gamma} \end{aligned} \tag{7}$$

속도관계식 (6)에서 R_I 를 $\dot{\delta}_w$ 만의 함수로 가정하여(3.3절 조향장치 함수모델 참조), δ_w 에 대하여 직접 미분하면 아래 식 (8)과 같다.

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{w/b} &= R_d \dot{\delta}_w + \dot{R}_d \dot{\delta}_w \\ &= R_d \dot{\delta}_w + \frac{\partial R_d}{\partial \delta_w} \frac{\partial \delta_w}{\partial t} \dot{\delta}_w \\ &= R_d \dot{\delta}_w + \frac{dR_d}{d\delta_w} \dot{\delta}_w^2 \end{aligned} \tag{8}$$

차체에 대한 휠의 가속도식 식 (7), 식 (8)을 비교하면 $R_d \dot{\gamma}$ 와 $(dR_d/d\delta_w) \dot{\delta}_w^2$ 는 같은 항임을 알 수 있다.

3. 현가장치 함수모델

다물체 현가장치의 기구학 해석 없이 차체에 대한 휠의 속도, 가속도 관계식을 유도하여 현가장치 함수모델을 정의 하고자 한다.

3.1 현가장치 함수모델

전절에서 유도된 차체에 대한 휠의 속도식 식 (6)을 아래 식 (9)와 같은 미분형태로 나타낼 수 있다.

$$R_I = \frac{\dot{y}_{w/b}}{\dot{\delta}_w} = \frac{d\dot{y}_{w/b}}{d\dot{\delta}_w} \tag{9}$$

식 (9)에서 R_I 는 차체에 대한 휠의 상대운동 $y_{w/b}$ 를 휠의 수직방향변위 δ_w 에 대하여 미분하여 계산이 가능하며 그 각각은 차체에 대한 휠의 휠베이스, 트레드, 캠버, 휠 스피드, 토각의 변화율을 의미한다.

현가장치의 구속식의 위치해석을 통하여 얻어 진 $y_{w/b}$ 를 δ_w 에 대하여 미분하여 식 (9)의 R_I 의 계산이 가능하며, R_I 을 δ_w 에 대하여 미분하여 $dR_I/d\delta_w$ 의 계산도 가능하다. 그러므로 구속 방정식에 의한 위치해석, 자코비안, 가속도의 오른쪽 항 γ 의 계산이

없이도 속도 해석 및 가속도 해석이 가능하므로 계산시간의 효율성을 기할 수 있다.

일반좌표 $y'_{w/b} = [r'_{w/b} \ \theta'_{w/b}]^T$ 는 차체에 대한 휠의 상대 위치 및 상대 회전각으로 현가장치 특성 시험기나 ADAMS/Car의 기구정역학 해석결과를 이용하여 얻을 수 있다. 따라서 현가 시스템에 대한 자세한 특성데이터(hard point)가 없이도 현가장치의 속도 및 가속도 해석이 가능하다. 현가장치의 기구학 특성을 δ_w 에 대한 3차 이상의 다항식 형태로 나타내면 현가장치 함수모델을 구성할 수 있다.

3.2 현가장치 기구학 해석

현가장치를 무질량 링크(massless link)로 하여 다물체 현가기구의 전륜 맥퍼슨 스트럿(Mcpherson Strut) 현가장치, 후륜 듀얼링크(dual-link) 현가장치의 기구학 해석 결과는 Fig. 2~Fig. 5와 같다. 기구학

해석 결과는 일반좌표인 $y'_{w/b} = [r'_{w/b} \ \theta'_{w/b}]^T$ 를 나타내는 것으로 휠의 수직방향 변위에 대한 3차 다항식으로 표현할 경우에 속도, 가속도 해석이 가능하다.

3.3 조향장치 함수모델

전륜 현가장치의 경우 휠의 수직방향 운동과 랙 변위(또는 조향각)에 의한 조향의 2개의 자유도를 가지게 되므로 그 특성은 Fig. 6과 같이 3차원 형상(surface)의 결과를 갖게 된다.

휠의 수직변위와 랙 변위에 의한 서로의 영향을 보기 위하여 복합적으로 고려한 경우와 각각을 독립적으로 더하여 준 경우에 대하여 아래 Fig. 7에 나타내었다. 휠의 수직변위에 대한 특성과 조향입력에 의한 특성을 각각 독립적으로 더하여 주어도 타당함을 볼 수 있다.

휠의 수직변위가 제로(0)인 위치(design position)

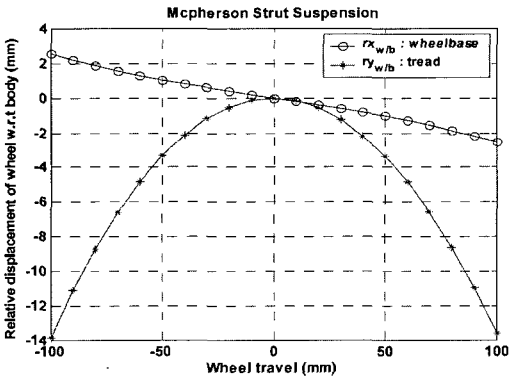


Fig. 2 Relative translational position of Macpherson Strut

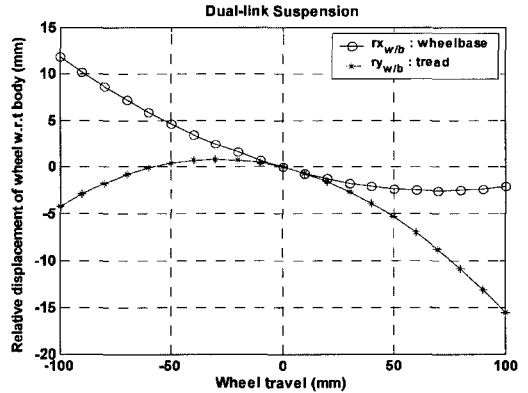


Fig. 4 Relative translational position of dual-link

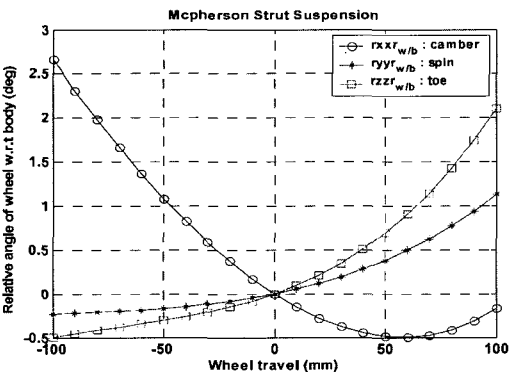


Fig. 3 Relative rotational angle of Macpherson Strut

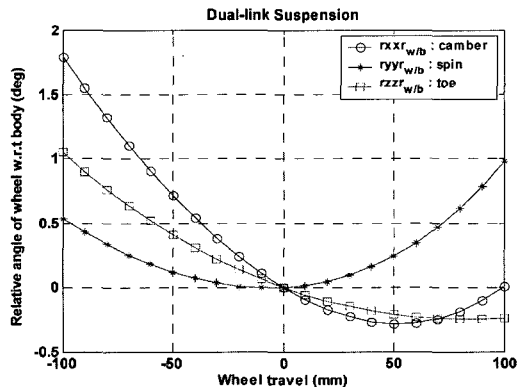


Fig. 5 Relative rotational angle of dual-link

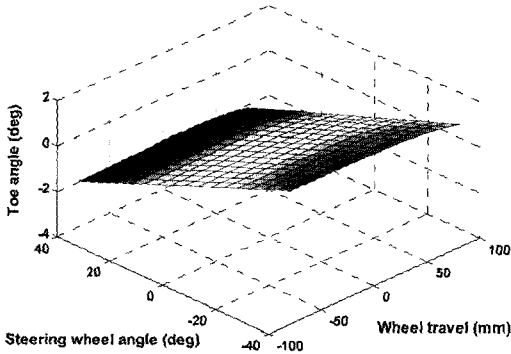


Fig. 6 Toe angle for steering wheel angle and wheel travel

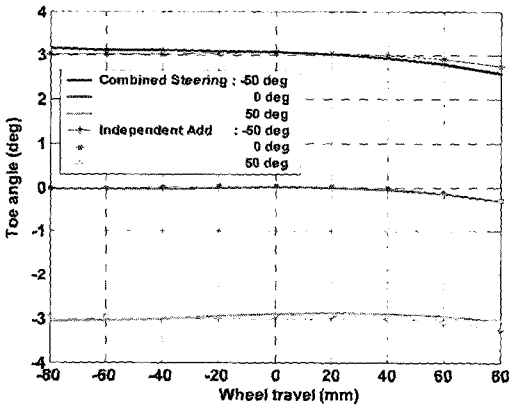


Fig. 7 Comparison of toe angle between with and without coupling term

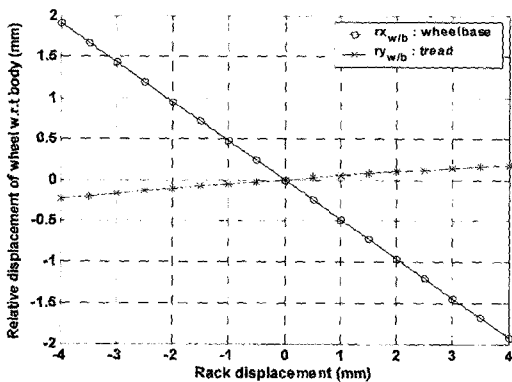


Fig. 8 Relative translational displacement for rack displacement

에서 래 변위에 대한 휠의 상대 병진변위와 상대 회전 각도를 나타내면 아래 Fig. 8, Fig. 9와 같다. 조향장치 함수모델도 현가장치 함수모델과 같이 래 변위에 대한 다항식의 형태로 표현을 하였다.

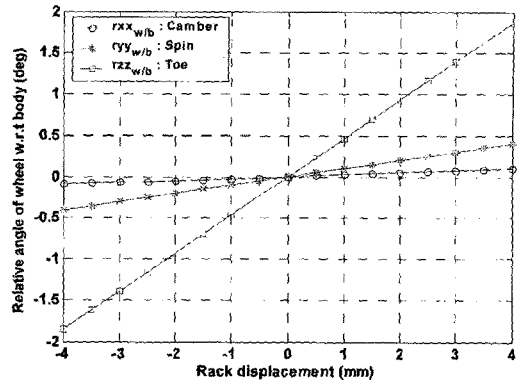


Fig. 9 Relative rotational angle for rack displacement

4. 차량동역학 모델

전절에서 유도된 차체에 대한 휠의 속도, 가속도 관계식으로부터 차량모델의 운동방정식을 속도변환 기법(velocity transformation method)을 이용하여 유도하였다. 현가장치, 조향장치, 타이어 등을 더하여 전차량(full vehicle) 동역학모델을 구성 하였다.

4.1 속도변환 관계식

차체에 대한 휠의 속도관계식 식 (6)을 차량의 운동학 관계식 식 (2)에 대입하여 전차량 모델에 대하여 속도관계식을 나타내면 아래 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{y} = B\dot{q} \quad (9)$$

여기서,

$$\dot{y} = \begin{Bmatrix} \dot{y}_b \\ \dot{y}_{wi} \end{Bmatrix}, \quad \dot{q} = \begin{Bmatrix} \dot{y}_b \\ \dot{\delta}_{wi} \end{Bmatrix}$$

$$B = \begin{Bmatrix} I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ D_{fr} & E_{fr}R_{fr} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ D_{fl} & 0 & E_{fl}R_{fl} & 0 & 0 & 0 \\ D_{rr} & 0 & 0 & E_{rr}R_{rr} & 0 & 0 \\ D_{rl} & 0 & 0 & 0 & E_{rl}R_{rl} & 0 \end{Bmatrix}$$

여기서 B는 속도변환행렬(velocity transformation matrix)이며, 아래의 첨자는 운전자 기준으로 *f*는 전방 오른쪽, *fl*은 전방 왼쪽, *r*은 후방 오른쪽, *rl*은 후방왼쪽을 나타낸다. 식 (9)의 가상변위 관계식은 아래 식 (10)과 같다.

$$\delta y = B\delta q \quad (10)$$

식 (8), 식 (3)의 관계식으로부터 가속도 관계식을

유도하면 아래 식 (11)과 같다.

$$\ddot{y} = B\ddot{q} + H \quad (11)$$

여기서,

$$H = \begin{bmatrix} 0 \\ E_{fr}\dot{R}_{lf}\delta'_{wfr} + h_{fr} \\ E_{fl}\dot{R}_{lf}\delta'_{wfl} + h_{fl} \\ E_{rr}\dot{R}_{lr}\delta'_{wrr} + h_{rr} \\ E_{rl}\dot{R}_{lr}\delta'_{wrl} + h_{rl} \end{bmatrix}$$

여기에서 \dot{R}_{li} 는 R_i 의 휠의 수직변위 δ_w 에 대한 미분인 $dR_i/d\delta_w$ 를 나타낸다.

4.2 차량의 운동방정식

직교좌표계(Cartesian coordinate)에서 변분형태의 차량의 운동방정식은 아래 식 (12)와 같다.

$$\delta y^T (M_i \ddot{y} - Q_i) = 0 \quad (12)$$

여기서,

$$M_i = \begin{bmatrix} m_i I & 0 \\ 0 & J_i \end{bmatrix}, \quad Q_i = \begin{bmatrix} F'_i \\ n_i - \tilde{w}_i J'_i w'_i \end{bmatrix}$$

식 (10), 식 (11)를 식 (12)에 대입하여 정리하면 아래 식 (13)과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\delta q^T (\bar{M}\ddot{q} - \bar{Q}) = 0 \quad (13)$$

여기서,

$$\bar{M} = B^T M B, \quad \bar{Q} = B^T (Q - M H)$$

4.3 샤시 서브시스템 모델

차량의 운동방정식에 더하여 현가장치, 조향장치, 타이어 등의 샤시 서브시스템(sub-system)을 결합하여 전차량(full vehicle) 동역학 모델을 구성할 수 있다.

4.3.1 현가장치, 조향장치 함수모델

대상 차량의 전륜 맥퍼슨 스트럿, 후륜 듀얼링크 현가장치의 기구정역학 시험 결과를 차체에 대한 휠의 상대 병진변위(wheelbase, tread) 및 회전 각도(toe, camber)에 대한 결과를 3차 다항식으로 나타내면 Fig. 10, Fig. 11과 같다.

조향 시스템에 대한 K&C 시험의 경우 휠의 수직 변위가 없는 상태(design condition)에서 조향 휠 입

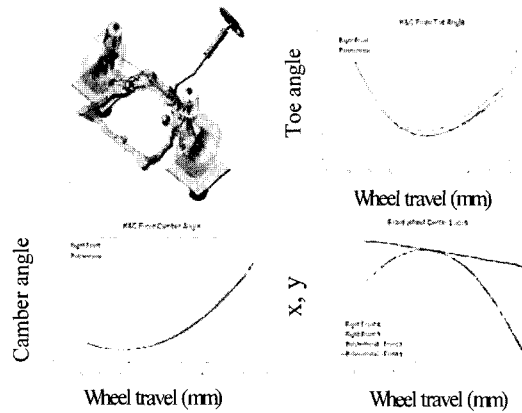


Fig. 10 Front Macpherson strut suspension K&C test results and polynomial curve fitting

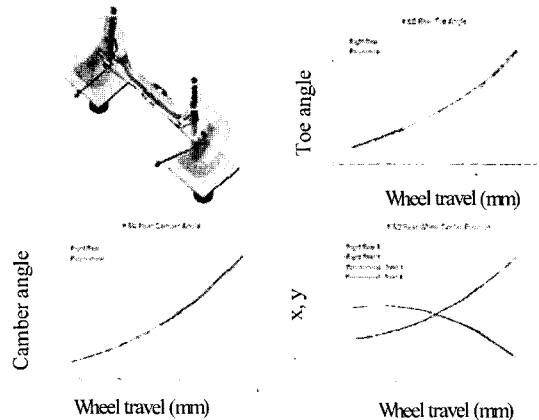


Fig. 11 Rear dual-link suspension K&C test results and polynomial curve fitting

력에 대한 휠의 특성을 측정하게 되며, 조향 입력에 대한 타이어의 조향각 특성은 아래 Fig. 12와 같다.

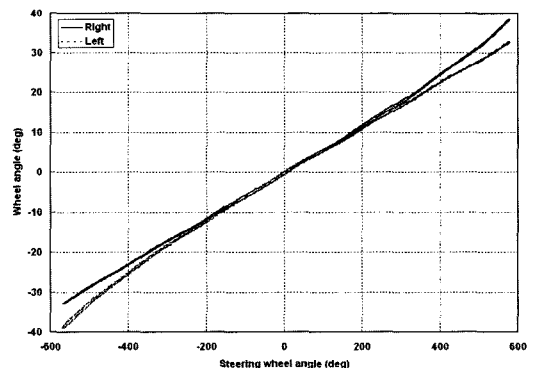


Fig. 12 Steer angle vs. steering wheel angle

4.3.2 현가장치 힘요소 모델

현가장치 함수모델의 경우 힘요소인 스프링, 댐퍼, 롤바는 차체와 휠 사이에 수직방향으로 Fig. 13과 같이 고려된다.

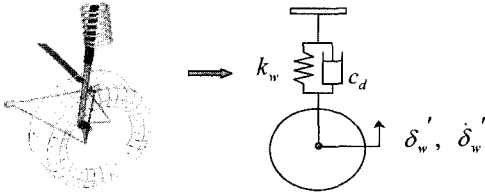


Fig. 13 Spring and damper model

여기서 k_w 은 K&C 시험결과인 휠레이트(wheel rate)의 값으로 스프링 강성뿐 아니라 현가장치의 기구학적 강성(kinematic stiffness)이 포함된 것으로 모델이 가능하다. 댐퍼의 경우 댐퍼의 비선형 단품특성에 휠 수직변위에 대한 댐퍼의 변위인 레버 비(lever ratio)를 고려하여 모델 하였다. 롤바의 경우 휠센터에 부착된 것으로 가정하여 등가 롤 강성(equivalent roll stiffness)을 이용하여 모델 하였다.

4.3.3 컴플라이언스 특성모델

현가장치의 부싱 요소에 의한 컴플라이언스(compliance) 특성은 타이어의 전후력(longitudinal force), 횡력(lateral force), 복원 모멘트(aligning torque)에 의한 휠 중심점의 병진변화와 휠의 회전각도로서 아래 식 (14)와 같이 모델 하였다.

$$\begin{matrix} \dot{r}_{w/b} \\ \dot{\theta}_{w/b} \end{matrix} = C_{ij} \begin{matrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{matrix} \quad (14)$$

여기서 C_{ij} 는 컴플라이언스 행렬로서 K&C 시험기의 컴플라이언스 시험결과로부터 얻을 수 있다.

4.3.4 타이어 모델

타이어 모델은 Pacejka⁹⁾에 의하여 제안된 MF(Magic Formula) 타이어 모델을 사용하였다. 슬립각 수직력 변화에 따른 횡력 및 복원 모멘트 특성은 아래 Fig. 14, Fig. 15과 같다.

5. 차량동역학 해석 및 시험검증

차량 모델의 타당성을 검증하기 위하여 다물체

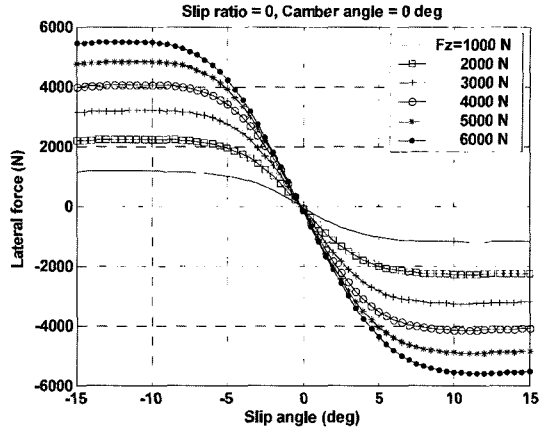


Fig. 14 Lateral force characteristics of MF-tire model

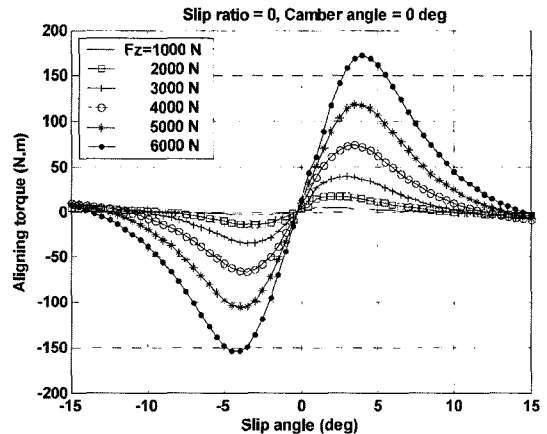


Fig. 15 Aligning torque characteristics of MF-tire model

동역학 프로그램인 ADAMS와 실차시험 결과를 스텝조향 및 차선변경 시험에 대하여 비교하였다.

5.1 현가장치 함수모델 동역학 해석검증

제안된 현가장치 함수모델의 타당성을 검증하기 위하여, 이상적인 복합조인트(ideal composite joint)로 구성된 다물체 차량동역학 모델⁸⁾에 대하여 스텝조향 및 범프통과 해석을 통하여 비교하였다.

복합 조인트 모델의 위치 해석을 통하여 계산된 차체에 대한 휠의 상대 병진변위 및 상대 회전각도의 결과(Fig. 2~Fig. 5)를 3차 다항식으로 함수화 하였으며, 이에 대한 1차 미분인 \dot{R}_1 와 2차 미분인 \ddot{R}_2 를 계산하여 차량모델을 구성하였다. 랙 변위에 대한 조향장치 함수모델도 고려하였다.

5.1.1 스텝조향(J-turn) 해석

조향입력에 대한 차량의 과도(transient) 및 정상상태(steady state) 특성을 보기 위하여 스텝조향 해석을 수행한다. 횡가속도가 0.4g를 갖는 랙 변위를 입력으로 100km/h의 차량속도로 1초 동안 직진주행 후 0.3초의 증가시간으로 스텝조향 시뮬레이션을 수행하였을 경우에 차량의 응답은 아래 Fig. 16과 같다.

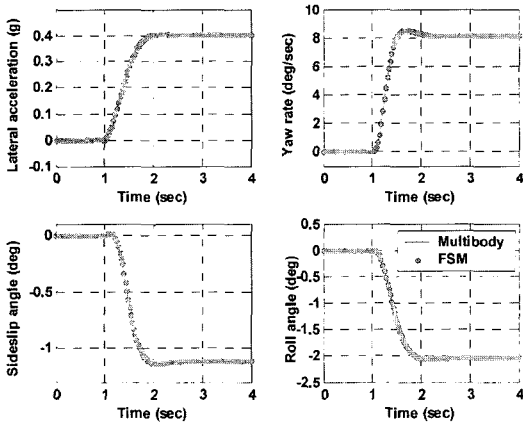


Fig. 16 Vehicle response for step steer simulation

두 모델의 결과는 잘 일치함을 볼 수 있다. 제안된 현가장치 함수모델은 타당함을 볼 수 있으며, 다물체 모델이 갖는 현가장치의 기구학 및 힘 특성을 정확하게 포함하는 모델인 것이다.

5.1.2 범프통과 해석

굴곡을 가진 노면을 지날 때 운전자의 승차특성을 분석하기 위하여 범프통과 해석을 수행한다. 차량속도 30km/h로 반주기 사인(sine) 형상의 높이 1.5m, 길이 40cm인 범프를 지날 때의 차량의 수직가속도는 아래 Fig. 17과 같으며, 두 모델의 결과는 잘 일치됨을 볼 수 있다.

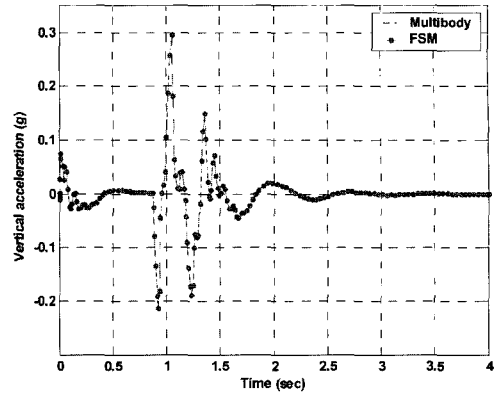


Fig. 17 Vehicle response for bump run simulation

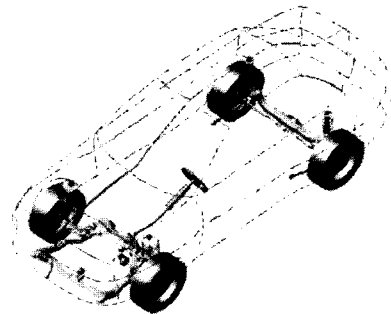


Fig. 18 ADAMS/Car vehicle model

는 유연체 서브프레임(sub-frame)을 포함하고 있다.

5.3 스텝조향 시험검증

제안된 현가장치 함수모델의 타당성을 검증하기 위하여 실차시험 결과에서 얻어진 조향각과 동일한 입력을 ADAMS/Car와 FSM에 입력하여 82.5km/h의 차량 속도로 스텝조향 해석을 수행하였다. 차량의 응답은 서로 잘 일치함을 Fig. 19에서와 같이 볼 수 있다. 그러므로 제안된 현가장치 함수모델이 핸들링 해석을 위한 차량모델로 적절함을 알 수 있다.

5.4 차선변경 시험검증

가혹한 차선변경(lane change) 시험의 하나로 엘크 시험(Elk test)을 수행하여, 차량의 비선형 구간의 핸들링 특성을 평가한다. 아래 Fig. 20과 같은 코스를 추종하도록 조향입력을 수행하고, 차량속도 68km/h로 주행하였다.

현가장치 함수모델, ADAMS/Car 그리고 실차시

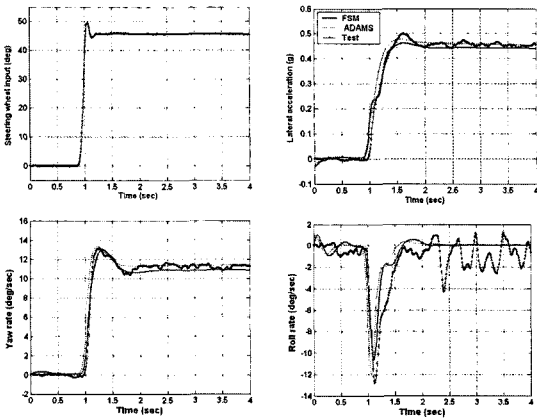


Fig. 19 Comparison of step steer responses for ADAMS, FSM and field test

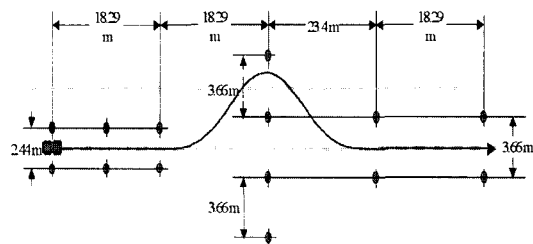


Fig. 20 Course of the elk test

험 결과가 Fig. 21과 같이 잘 일치함을 볼 수 있다. 횡가속도는 0.7g에 이를 정도로 차량의 비선형 구간에 해당하며, 이로써 제안된 현가장치 함수모델이 비선형 구간에 대한 조종안정성 해석에도 적용 가능함을 볼 수 있다.

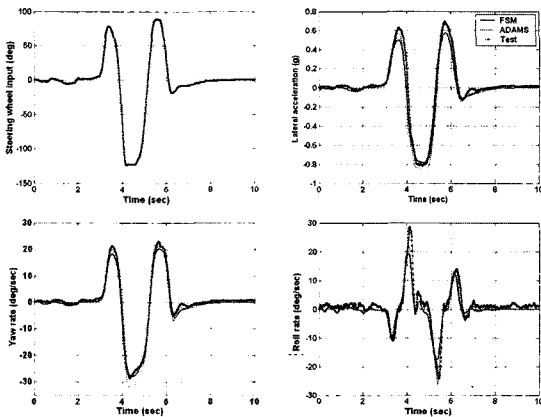


Fig. 21 Comparison of elk test responses for ADAMS, FSM and field test

6. 결론

본 논문에서는 샤시시스템의 자세한 데이터 확보가 어려운 경쟁차량의 차량동역학 특성을 평가하기 위하여 K&C 시험 데이터를 이용하여 현가장치의 기구학 및 힘 특성을 정확하게 포함하는 효율적인 차량동역학 모델을 개발하였다.

- 1) 다물체 동역학 이론에 기초하여 현가장치의 기구학 및 힘 특성을 포함하는 10자유도의 효율적인 차량동역학 모델을 제시하였다.
- 2) 샤시 부품의 자세한 특성데이터 없이, K&C 시험 결과를 직접 이용하여, 현가장치의 기구정역학 특성을 기술하는 현가장치 함수모델을 제안하였다.
- 3) 제안된 현가장치 함수모델을 ADAMS/Car, 실차 시험 결과와 비교하여 선형구간 및 비선형 구간에서도 타당함을 검증 하였다.

References

- 1) MSC. ADAMS 2003 Help Manual, MSC Software, 2003.
- 2) RecurDyn V5 Reference Manual, FunctionBay, Inc., 2003.
- 3) R. W. Allen, T. J. Rosenthal, D. H. Keith and H. T. Szostak, "Validation of Ground Vehicle Computer Simulations Developed for Dynamics Stability Analysis," SAE 920054, 1992.
- 4) M. W. Sayers and D. S. Han, "A Generic Multibody Vehicle Model for Simulating Handling and Braking," Vehicle System Dynamics Supplement, Vol.25, pp.599-613, 1996.
- 5) J. G. Dickson and S. J. Yardley, "Development and Application of Functional Model to Vehicle Dynamic Development," Lotus Engineering, Transaction of SAE 930835, 1993.
- 6) E. J. Haug, Intermediate Dynamics, Prentice-Hall International, Inc., 1992.
- 7) S. S. Kim and H. K. Jung, "Vehicle Dynamic Analysis Using Functional Suspension Model," 2001 KSAE Spring Conference Proceeding, Vol. II, pp.554-561, 2001.
- 8) H. K. Jung, "An Efficient Vehicle Dynamics Analysis Method Including Kinematic Charac-

teristics of Suspension,” Master Thesis, Kookmin University, 1998.

9) H. B. Pacejka, Tyre and Vehicle Dynamics, SAE, 2002.