

실시간 차량 동역학 해석을 위한 안티 롤 바 힘 계산 알고리즘

김성수[†] · 정완희* · 하경남**

(2007년 11월 2일 접수, 2007년 12월 20일 심사완료)

Anti Roll Bar Force Computation Algorithm for Real Time Multibody Vehicle Dynamics

Sung-Soo Kim, Wan Hee Jeong and Kyoungnam Ha

Key Words: Anti Roll Bar(안티 롤 바), Subsystem Synthesis Method(부분시스템 합성방법)

Abstract

Anti roll bar model for real time multibody vehicle dynamics model has been proposed using kinematic constraint. Anti roll bar have been modeled by kinematic relationship, and mass properties are neglected. Relative angle of torsion bar spring is computed by constraint about drop-link using Newton-Raphson iteration, and then the torque of torsion bar spring can be computed with the angle and torsion spring stiffness. Finally anti roll bar force acting on both knuckle can be calculated. To validate the proposed method, half car simulations of McPherson strut suspension and full car simulations are also carried out comparing with the ADAMS vehicle model with anti roll bar. CPU times are also measured to see the real-time capabilities of the proposed method.

1. 서 론

실시간 차량 동역학 모델은 HILS (Hardware-in-the loop simulation)이나 차량 시뮬레이터에 반드시 필요한 요소이다. 실시간 해석을 이루기 위해서, 상용 HILS 시스템에서는 차량의 복잡한 현가 모델링을 단순한 질량과 스프링의 모델과 실험적인 현가 특성 데이터를 이용하는 방법이 주로 사용되고 있다. 하지만 이러한 모델은 기구정역학의 실험적인 특성곡선에 의존하므로, 다양한 시뮬레이션 환경에 제한적이다.

이와는 대조적으로 다물체 동역학 차량모델은 차량을 구성하는 현가장치, 조향장치, 부싱 요소 등 각 구성요소를 그대로 반영한 가상 차량모델

을 사용하기 때문에 보다 정확한 차량의 거동 해석이 가능하다. 하지만 차량을 구성하고 있는 개개의 현가 링크의 운동을 반영하고 링크간의 구속조건들을 반영하므로, 미분-대수 방정식 형태의 복잡하고 변수의 개수가 많은 운동방정식을 다루어야 한다. 또한 이러한 복잡한 운동방정식은 연산시간이 길어지는 단점이 있다. 이러한 어려움을 극복하기 위해서, 차량의 현가장치를 무질량 링크로 취급하여 시스템 변수의 개수를 줄여서 해를 구하는 방법⁽¹⁾과 무질량 링크개념을 이용하면서 동시에 바퀴의 거동을 기구 정역학 실험을 통한 수직변위에 대한 함수형태로 만들어 계산 량을 줄이는 방법⁽²⁾ 등이 개발되었다. 그러나 이러한 무질량의 링크 방법은 스프링과 댐퍼의 작용점에 해당하는 물체가 없기 때문에 그 효과를 너클에 부가할 수 있도록 특별히 고려해야 하는 단점이 있다.

최근 무질량 기법과는 달리, 현가 부분시스템의 운동방정식과 차체의 6자유도 운동방정식을 분리해서 처리하는 부분시스템 합성에 의한 효율

[†] 책임저자, 회원, 충남대학교 BK 21 메카트로닉스 그룹

E-mail : sookim@cnu.ac.kr

TEL : (042)821-6872 FAX : (042)821-4919

* 충남대학교 대학원 BK 21 메카트로닉스 그룹

** 충남대학교 대학원 BK 21 메카트로닉스 그룹

적인 실시간 차량 동역학 기법이 개발 되었다.⁽³⁾ 부분 시스템 합성방법은 분리된 운동방정식을 사용하기 때문에, 현가부분시스템의 정교한 모델로부터 단순한 모델까지 다양한 모델을 수용할 수 있으며, 또한 좌표계의 선택에 따라서도 다양한 공식을 적용할 수 있다.

또한 차량 좌우 현가장치에 장착되는 안티 롤 바는 차량의 운동 특성에 큰 영향을 미치기 때문에 차량 모델링에서 반드시 고려되어야 하는 요소이다.

안티 롤 바를 유연체로 모델링하거나, 질량을 가지는 강체와 조인트로 구성된 복잡한 모델로 고려할 경우 계산 량이 많아져 실시간 해석에 어려움이 따르게 된다. 안티 롤 바 모델의 계산 효율을 향상시키기 위하여 김광석, 유완석은 안티 롤 바를 3개 이상의 보 요소로 고려하여 해석적으로 중심의 비틀림 강성을 구한 후, 이를 이용하여 양 쪽 바퀴의 스트로크 차이에 따라 힘을 발생시키는 방법을 제안하였다.⁽⁴⁾

본 논문에서는 안티 롤 바를 구성하는 기구를 기구학적 구속조건식을 이용하여 계산한 토션 스프링의 상대 각으로부터 좌우 현가장치에 부가되는 힘을 계산하는 알고리즘을 제안하였다. 또한 ADAMS 모델의 시뮬레이션 결과와 비교하여 제안된 방법의 타당성을 검증하고 CPU time 측정을 통하여 실시간 조건에서의 계산 효율을 확인하였다.

2. 부분시스템 합성방법을 이용한 차량 모델링

Fig. 1은 맥퍼슨 스트럿과 멀티링크 현가장치의 차량 모델의 부분 시스템 해석을 위한 위상분석도이다.

부분 시스템 합성법을 적용하여 차량을 해석하는 경우 먼저 4개의 독립적인 부분 시스템이 차체에 미치는 효과를 효과 관성 행렬 \bar{M}_i ($i=1\sim 4$)과 효과 힘 벡터 \bar{P}_i ($i=1\sim 4$)를 통하여 구하고, 그 효과를 차체의 운동방정식에 합성하여 6자유도의 차체만의 운동방정식을 식 (1)과 같이 구한다.⁽¹⁾

$$(\bar{M}_0 + \sum_{i=1}^4 \bar{M}_i) \dot{Y}_0 = (\bar{Q}_0 + \sum_{i=1}^4 \bar{P}_i) \quad (1)$$

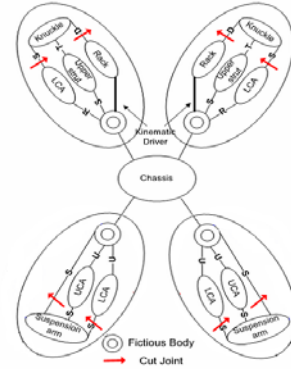


Fig. 1 Topology of 4 subsystem

식 (1)을 이용하여 차체 가속도의 상태 벡터인 $\dot{Y}_0(t)$ 를 구하면 각각의 현가 부분 시스템에 대하여 식 (2)와 같은 독립적인 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \bar{M}_{qq} & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{P}_q \\ \bar{\gamma} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \bar{M}_{yq}^T \\ 0 \end{bmatrix} \dot{Y}_0(t) \quad (2)$$

식 (2)의 현가부분 시스템의 운동방정식은 미분대수 방정식으로 여러 가지 방법으로 그 해를 구할 수 있다. 그 중 한 가지 방법인 일반 좌표 분할법은 현가 부분 시스템에 사용된 좌표 \bar{q} 를 독립좌표(independent coordinate) \bar{v} 와 종속좌표(dependent coordinate) \bar{u} 로 분할하고 운동방정식을 독립 좌표의 함수로 변환하여 해를 구하는 방법이다.

현가 부분시스템의 운동방정식은 먼저 식 (2)의 운동방정식을 독립좌표와 종속좌표에 의해서 아래의 식 (3)과 같이 나누고, 수학적 조작에 의해서, 독립변수에 관한 운동방정식으로 식 (4)과 같이 변환 한다.

$$\begin{bmatrix} \bar{M}_{uu} & \bar{M}_{uv} & \Phi_u^T \\ \bar{M}_{vu} & \bar{M}_{vv} & \Phi_v^T \\ \Phi_u & \Phi_v & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{v} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{P}_u \\ \bar{P}_v \\ \bar{\gamma} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \bar{M}_{yqu}^T \\ \bar{M}_{yqv}^T \\ 0 \end{bmatrix} \dot{Y}_0(t) \quad (3)$$

$$M^* \ddot{v} = Q_q^* - Q_y^* \dot{Y}_0 \quad (4)$$

여기서,

$$M^* = \bar{M}_{vv} - \bar{M}_{vu} (\Phi_u^{-1} \Phi_v) - (\Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \bar{M}_{vu}^T + (\Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \bar{M}_{uu} (\Phi_u^{-1} \Phi_v) \quad (5)$$

$$\mathbf{Q}_q^* = \bar{\mathbf{P}}_v - (\Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \bar{\mathbf{P}}_u - [\bar{\mathbf{M}}_{vu} - (\Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \bar{\mathbf{M}}_{uu}] (\Phi_u^{-1} \bar{\boldsymbol{\gamma}}) \quad (6)$$

$$\mathbf{Q}_y^* = (\bar{\mathbf{M}}_{yqu} - \bar{\mathbf{M}}_{yqv} \Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \quad (7)$$

이다. 종속좌표에 대한 가속도와 라그랑지 승수는 식 (8)의 가속도 구속 방정식과 식 (9)에 의해 구한다.

$$\ddot{\mathbf{u}} = \Phi_u^{-1} \bar{\boldsymbol{\gamma}} - \Phi_u^{-1} \Phi_v \ddot{\mathbf{v}} \quad (8)$$

$$\boldsymbol{\lambda} = (\Phi_u^{-1})^T (\bar{\mathbf{P}}_u - \bar{\mathbf{M}}_{uu} \ddot{\mathbf{u}} - \bar{\mathbf{M}}_{uv} \ddot{\mathbf{v}}) \quad (9)$$

또한 식 (1)에서 필요로 하는 각 부분 시스템 별로 차체에 미치는 효과 관성 행렬과 효과 힘 벡터는 식 (10), 식 (11)로 구한다.⁽¹⁾

$$\tilde{\mathbf{M}}^c = \bar{\mathbf{M}}_{yy} - \mathbf{Q}_y^{*T} (\mathbf{M}^*)^{-1} \mathbf{Q}_y^* \quad (10)$$

$$\tilde{\mathbf{P}}^c = \bar{\mathbf{P}}_y - \bar{\mathbf{M}}_{yqu} (\Phi_u^{-1} \bar{\boldsymbol{\gamma}}) - \mathbf{Q}_y^{*T} (\mathbf{M}^*)^{-1} \mathbf{Q}_q^* \quad (11)$$

3. 기구적 특성을 고려한 안티 롤 바 모델링

안티 롤 바는 차량의 좌우 서스펜션을 토션 바 스프링으로 연결하는 구조를 가진다. 좌우 서스펜션이 동일한 방향으로 움직일 때는 안티 롤 바에 힘이 걸리지 않지만, 좌우 서스펜션이 상이하게 움직일 때(코너링) 토션 바 스프링이 비틀리면서 그 움직임을 억제하는 역할을 한다. Fig 2는 실제 안티 롤 바와 ADAMS/car에서 안티 롤 바의 모델링을 나타내고 있다.

Fig. 2의 ADAMS/car의 안티 롤 바 모델과 같이 4개의 물체와 부시조인트, 회전 조인트, 유니버설 조인트, 구면조인트로 구성된 다물체 모델은 실시간 해석에 적합하지 않으므로, 좌우 현가에 작용하는 힘 요소로 모델링을 하였다.

본 논문에서는 안티 롤 바와 drop link의 기구학적인 특성을 고려한 모델로 안티 롤 바와 drop link에 관한 기구적인 구속조건으로부터 안티 롤 바의 회전변위를 구하는 방법을 사용하였다. 또한 drop link를 two force member로 가정하여, 너클에 가해지는 힘도 매 시간 변화하는 drop link의 축 방향으로 작용하도록 모델링 한다. Fig. 3는 안티 롤 바 모델의 좌표계 및 벡터 설정을 보여주고 있다.

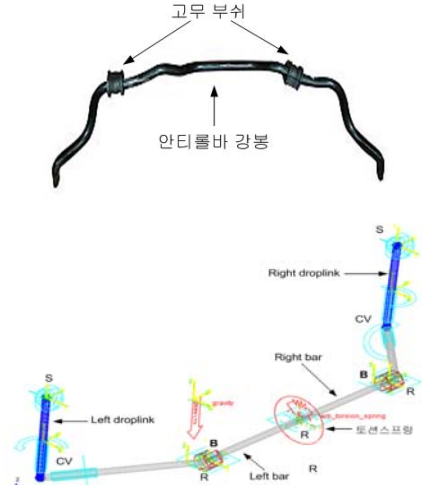


Fig. 2 Actual anti roll bar (top) and ADAMS model(bottom)

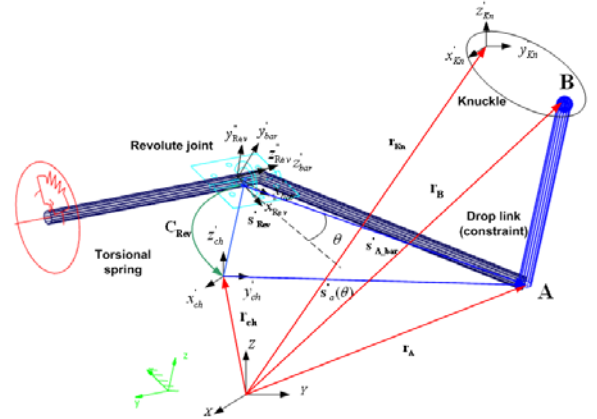


Fig. 3 Coordinate definition of anti roll bar model (right side)

Step 1) θ_R, θ_L 의 함수로 \mathbf{s}'_a 계산

$$\begin{aligned} \mathbf{s}'_a(\theta) &= \mathbf{s}'_{Rev} + \mathbf{C}_{Rev} \mathbf{A}_{Rev} \mathbf{s}'_{A-bar} \\ &= \mathbf{s}'_{Rev} + \mathbf{C}_{Rev} \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s'_{A-bar_x} \\ s'_{A-bar_y} \\ s'_{A-bar_z} \end{bmatrix} \quad (13) \end{aligned}$$

여기서, θ 는 θ_R 또는 θ_L 로 초기 값은 초기 자세에서 평가한다.

Step 2) A점과 B점의 위치 벡터 $\mathbf{r}_A, \mathbf{r}_B$ 계산

기준 좌표계에서 A, B 점까지의 벡터를 계산한다. 이때 주어진 시간에 대하여 차체와 너클의

위치는 고정되어 있다고 가정한다. 따라서 \mathbf{r}_B , \mathbf{r}_{ch} , \mathbf{A}_{ch} 값은 변하지 않는 값이라고 가정한다.

좌우의 A, B의 위치벡터를 Fig. 3에 나타난 바와 같이 다음의 식에 의하여 계산한다.

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{A_R} &= \mathbf{r}_{ch} + \mathbf{A}_{ch} \mathbf{s}'_a(\theta_R) \\ \mathbf{r}_{B_R} &= \mathbf{r}_{kn_R} + \mathbf{A}_{kn_R} \mathbf{s}'_{b_R} \\ \mathbf{r}_{A_L} &= \mathbf{r}_{ch} + \mathbf{A}_{ch} \mathbf{s}'_a(\theta_L) \\ \mathbf{r}_{B_L} &= \mathbf{r}_{kn_L} + \mathbf{A}_{kn_L} \mathbf{s}'_{b_L} \end{aligned} \quad (14)$$

Step 3) 구속조건식 계산

Fig 3의 그림에서 drop link에 distant 구속조건을 적용하여 다음과 같은 구속 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \Phi^{dist-R} &= (\mathbf{r}_{A_R} - \mathbf{r}_{B_R})^T (\mathbf{r}_{A_R} - \mathbf{r}_{B_R}) - l_{drop}^2 = 0 \\ \Phi^{dist-L} &= (\mathbf{r}_{A_L} - \mathbf{r}_{B_L})^T (\mathbf{r}_{A_L} - \mathbf{r}_{B_L}) - l_{drop}^2 = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

여기서, l_{drop} 은 drop link의 주어진 길이를 나타낸다.

Step 4) θ 에 대한 자코비안 계산

$$\begin{aligned} \Phi_{\theta_R} &= 2(\mathbf{r}_{A_R} - \mathbf{r}_{B_R})^T \left(\frac{\partial \mathbf{r}_{A_R}}{\partial \theta} \right)_{3 \times 1} \\ \Phi_{\theta_L} &= 2(\mathbf{r}_{A_L} - \mathbf{r}_{B_L})^T \left(\frac{\partial \mathbf{r}_{A_L}}{\partial \theta} \right)_{3 \times 1} \end{aligned} \quad (16)$$

Step 5) 뉴턴 랩슨 방법을 이용한 θ 값 보정

$$\begin{aligned} \|\Phi^{dist}\| < tolerance \quad \text{일 때} \\ \theta_R &\cong \theta^{(o)}_R \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \|\Phi^{dist}\| > tolerance \quad \text{일 때} \\ \text{뉴턴 방법에 의하여} \\ \theta_R^{i+1} &= \theta_R^i + \Delta\theta_R^{(i)} \\ \theta_L^{i+1} &= \theta_L^i + \Delta\theta_L^{(i)} \end{aligned} \quad (18)$$

Step 6) 토션 스프링의 비틀림 각과 토크 계산
안티롤바의 왼쪽과 오른쪽의 상대 비틀림각과 이를 통하여 안티롤바에 발생하는 모멘트를 다음

과 같이 구한다.

$$\begin{aligned} \theta_T &= \theta_R - \theta_L \\ M &= k_T \theta_T \end{aligned} \quad (19)$$

Step 7) Drop link 방향의 단위벡터 계산

발생한 힘이 drop link 방향으로 작용하기 때문에 drop link 방향으로 힘의 단위벡터를 구한다.

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_R &= \frac{(\mathbf{r}_{A_R} - \mathbf{r}_{B_R})}{\|\mathbf{r}_{A_R} - \mathbf{r}_{B_R}\|} = \frac{1}{l_{drop}} (\mathbf{r}_{A_R} - \mathbf{r}_{B_R}) \\ \mathbf{u}_L &= \frac{(\mathbf{r}_{A_L} - \mathbf{r}_{B_L})}{\|\mathbf{r}_{A_L} - \mathbf{r}_{B_L}\|} = \frac{1}{l_{drop}} (\mathbf{r}_{A_L} - \mathbf{r}_{B_L}) \end{aligned} \quad (20)$$

Step 8) effective 모멘트 암 및 drop link 방향으로 작용하는 힘의 스칼라 값 계산

Effective moment arm은 너클에 가해지는 힘 벡터의 단위벡터와 이에 의해서 생성되는 모멘트를 구한 후 이 모멘트를 안티 롤 바의 회전축 방향으로 투영하여 구한다.

$$\begin{aligned} \mathbf{z}_{Rev_R} &= \mathbf{A}_{ch} \mathbf{C}_{Rev_R} \mathbf{z}''_{Rev} \\ &= \mathbf{A}_{ch} \mathbf{C}_{Rev_R} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ a_{eff_R} &= (\tilde{\mathbf{s}}_{A-bar} \mathbf{u}_R)^T \mathbf{z}_{Rev_R} \end{aligned} \quad (21)$$

이렇게 구한 effective moment arm으로 식 (19)에서 구한 비틀림 모멘트를 나눠주면 drop link에 걸리는 힘의 크기를 구할 수 있다.

$$F_R = \frac{M}{a_{eff_R}}$$

왼쪽 너클에 걸리는 힘 역시 마찬가지로 방법으로 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{z}_{Rev_L} &= \mathbf{A}_{ch} \mathbf{C}_{Rev_L} \mathbf{z}''_{Rev} \\ &= \mathbf{A}_{ch} \mathbf{C}_{Rev_L} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ a_{eff_L} &= (\tilde{\mathbf{s}}_{A-bar} \mathbf{u}_L)^T \mathbf{z}_{Rev_L} \\ F_L &= \frac{M}{a_{eff_L}} \end{aligned} \quad (22)$$

Step 9) 너클에 작용하는 힘 벡터 계산

안티 롤 바의 비틀림에 따른 너클에 작용하는 힘 벡터를 다음과 같이 구한다.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_R &= F_{R_scalar} \mathbf{u}_R \operatorname{sgn}(\theta_T) \\ \mathbf{F}_L &= F_{L_scalar} \mathbf{u}_L \operatorname{sgn}(\theta_T) \end{aligned} \quad (23)$$

Step 10) 너클에 작용하는 힘을 일반화된 형태로 적용

좌우 너클 중심에 작용하는 일반화된 힘을 다음과 같이 구한다.

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{Q}}_R &= \begin{bmatrix} \mathbf{F}_R + m\dot{\tilde{\mathbf{r}}}_{CR}\boldsymbol{\omega}_{CR} \\ \boldsymbol{\eta}_c + \tilde{\mathbf{r}}_{CR}\mathbf{F}_R + m\tilde{\mathbf{r}}_{CR}\dot{\tilde{\mathbf{r}}}_{CR}\boldsymbol{\omega}_{CR} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{CR}\mathbf{J}_{CR}\boldsymbol{\omega}_{CR} \end{bmatrix} \\ \hat{\mathbf{Q}}_L &= \begin{bmatrix} \mathbf{F}_L + m\dot{\tilde{\mathbf{r}}}_{CL}\boldsymbol{\omega}_{CL} \\ \boldsymbol{\eta}_c + \tilde{\mathbf{r}}_{CL}\mathbf{F}_L + m\tilde{\mathbf{r}}_{CL}\dot{\tilde{\mathbf{r}}}_{CL}\boldsymbol{\omega}_{CL} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{CL}\mathbf{J}_{CL}\boldsymbol{\omega}_{CL} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (24)$$

4. 시뮬레이션을 통한 안티 롤 바 모델 검증

4.1 Single wheel travel 시뮬레이션

3장에서 제안한 안티 롤 바 힘 계산 알고리즘을 부분시스템 합성방법으로 모델링 된 맥퍼슨 스트럿 현가장치 1/2 차량 모델에 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 샤시 몸체를 고정시킨 상태에서 오른쪽 바퀴의 wheel center에 0에서 0.1m까지의 수직 운동을 부여하고, 이때 발생하는 토션 스프링의 상대각과 토크 및 drop-link 방향의 힘을 ADAMS 모델과 비교하였다. Fig. 4는 토션 스프링의 상대각 및 발생 토크를 나타내고, Fig. 5는 오른쪽 drop-link에 작용하는 힘을 나타내고 있다.

Fig 4와 Fig. 5에 나타난 바와 같이 토션 스프링의 상대각과 토크 및 drop-link 방향 힘이 ADAMS의 결과를 비교적 잘 추종하고 있음을 확인할 수 있다.

4.2 범프 통과 시뮬레이션

좌우 비 대칭 범프 통과 시뮬레이션을 수행하여 시뮬레이션 결과를 ADAMS와 비교하였다. 차량의 초기속도는 10km/h로, 오른쪽 바퀴가 10m 지점에서 높이 0.1m, 폭 0.5m의 범프를 통과하도록 설정하였다. Fig. 6은 시뮬레이션 시간 동안의 롤 각과 롤 레이트의 변화를 나타낸다.

두 모델의 결과가 거의 동일하게 나타남을 확인할 수 있다. 정확한 오차 범위를 확인하기 위하여 Fig. 7과 같이 오차를 구하였다. 두 모델의 오차를 분석한 결과, 실제 시뮬레이션 결과와 비교하여 2% 이내의 오차를 포함하고 있음을 확인하였다.

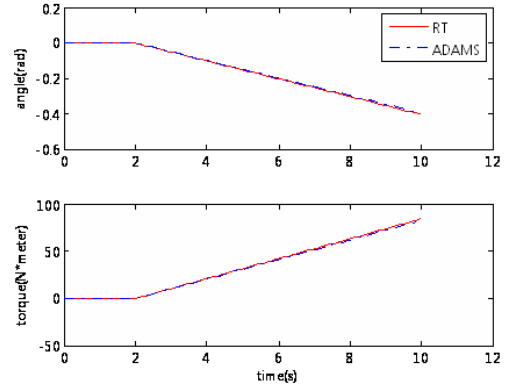


Fig. 4 Torsion spring angle and torque

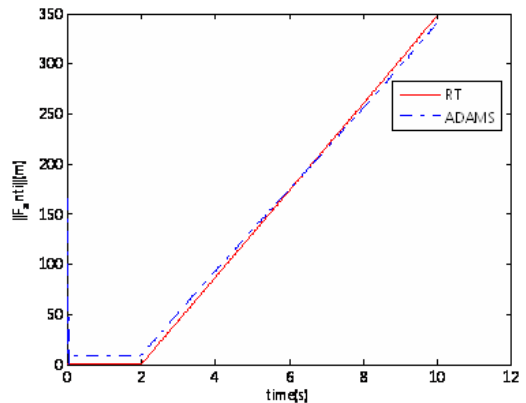


Fig. 5 Anti roll bar force along drop-link

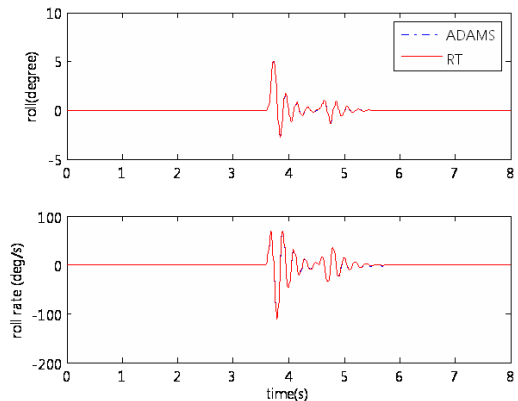


Fig. 6 Roll angle and roll rate comparison

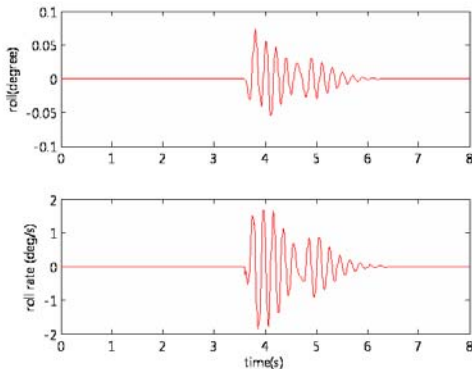


Fig. 7 error between ADAMS and RT model

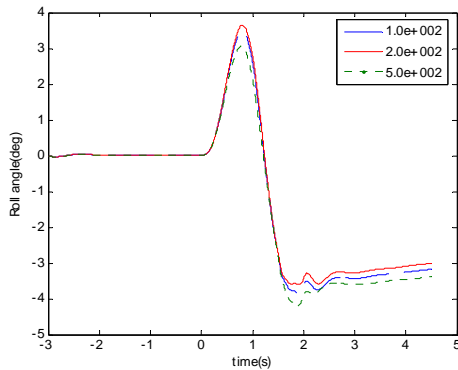


Fig. 8 Fish-hook simulation result (Roll angle)

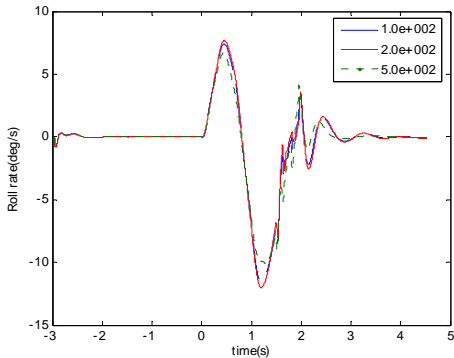


Fig. 9 Fish-hook simulation result (Roll rate)

Table 1 CPU time comparison

Method	Total simulation Time (sec)	Average simulation time(sec/step size)	Total CPU time to Real time (%)	Ratio
without ARB	1.8812	0.000235	23.5	1
with ARB	1.912	0.000239	23.9	1.017

4.3 주행 시뮬레이션

Fish-hook 테스트를 수행하여 토션 스프링의 강성을 기준 값인 200 Nm/rad을 에서 100 Nm/rad,

500 Nm/rad으로 변화시켜 차량의 거동 변화를 확인하였다. Fig. 8은 차량의 롤 각을 나타내고, Fig. 9는 롤 변화율을 나타낸다.

Fig. 8과 Fig. 9에 나타난 바와 같이 안티 롤 바 중심 토션 스프링의 강성에 따라 차체의 롤 각 및 롤 변화율이 영향을 받음을 확인할 수 있다.

5. 실시간 성 검증

제안된 방법에 의한 차량 모델의 실시간 성을 검증하기 위하여 Fish-hook 테스트 시뮬레이션 동안의 CPU time을 측정하였다. 측정에 사용한 시스템은 Intel core2duo E6300 (1.83GHz), 1GB RAM의 것을 사용하였다. Table 1은 안티 롤 바 힘이 고려되지 않은 현가장치 전 차량 모델과 안티 롤 바 힘이 고려된 모델의 CPU time을 나타내고 있다. 안티 롤 바 힘이 고려된 모델의 CPU time이 고려되지 않은 모델에 비하여 단 1.7%의 CPU time이 증가하였다.

6. 결론

본 연구에서 부분시스템 합성방법에 기반한 실시간 다물체 차량 모델에 안티 롤 바의 힘 효과를 고려하는 방법을 제시하고, ADAMS 기준 모델과의 비교를 통하여 그 타당성을 검증하였다.

본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 안티 롤 바를 구성하는 기구의 벡터 관계식에 의하여 계산된 토션 스프링의 상대 각으로부터 너클에 작용하는 안티 롤 바 힘으로 변환하는 알고리즘을 제시 하였다.

(2) 1/2차량의 single wheel travel 시뮬레이션 및 전 차량 모델의 범프 통과 및 주행 시뮬레이션을 통하여 제안된 방법의 타당성을 입증하였다.

(3) 제안된 방법을 사용할 경우 안티 롤 바 힘이 고려되지 않은 전 차량 모델과 비교하여 단 1.7%의 CPU time 증가로 실시간 조건에서 시뮬레이션이 가능함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 자동차부품연구원 (KATECH) 주관 미래형자동차 연구과제 (No. 10016789-2006-13)에 의해서 수행되었음.

참고 문헌

- (1) Kim, S. S. and Jung, H. K., 1998, "An Efficient Modeling Method of Suspensions for Vehicle Dynamic Simulation," 1998 *Spring Conference Proceeding of KSME*, Vol. II, pp. 674~679.
- (2) Kim, S. S. and Jung, H. K., 2002, "Functional Suspension Modeling and Vehicle Dynamic Analysis Using K&C Test," 2002 *Spring Conference Proceeding of KSAE*, pp. 855~861.
- (3) Kim, S.-S., 2002, "A Subsystem Synthesis Method for Efficient Vehicle Multibody Dynamics," *Multibody System Dynamics*, Vol 7, pp. 189~207.
- (4) Kim, K. S. and Yoo, W. S., 1997, "Development of a Roll Stabilizer Bar Module in the Vehicle Dynamic Analysis Program AUTODYN7," 2002 *Spring Conference Proceeding of KSAE*, pp. 197~202.