

외력과 부싱변형을 고려한 무질량 링크 모델 개발

Development of the Massless Link Model including External Force and Bushing Deformation

손정현*, 최성태*, 김광석**, 유완석***, 이종년****
Jeonghyun Sohn, Sungtae Choi, Kwangsuk Kim, Wansuk Yoo, Jongnyun Lee

ABSTRACT

In this paper, a massless link model transmitting external forces is developed to achieve the numerical efficiency in simulation of vehicle suspension systems. Forces acting on links are resolved and transmitted to attached points with a quasi-static assumption. Also, a theoretical derivation and computer implementation of a massless link with bushing elements are proposed. In the massless link with bushing elements, one end is connected to the adjacent body with bushings and the other end is connected with a spherical joint. The deformation of a massless link with bushing elements is theoretically determined by minimizing the potential energy function with quasi-static equilibrium assumption at each time step. Several simulations with a full vehicle model are carried out to compare the efficiency of the developed massless link component. From the results, it is concluded that the proposed approach can reduce the computational time considerably.

주요기술용어 : Vehicle dynamics(차량동역학), Suspension(현가장치), Bushing(부싱), Massless link(무질량링크), Potential energy(포텐셜 에너지)

1. 서 론

자동차의 현가 장치는 차체중량을 지지함과 동시에 노면 불규칙 등에 의한 휠의 상하진동을 완화하고 흡수하여 진동이 차체에 직접 전달되는

것을 방지한다. 또한, 노면과 휠의 이상적인 접촉을 유지하고 차체의 자세를 최적화 하도록 설계된다. 이러한 목적으로 설계되는 현가 장치에는 조인트 연결부위에 부싱(bushing)을 설치하여 기구학적 조인트만으로는 얻을 수 없는 유연성을 부여하고 있다. 부싱은 컴플라이언스(compliance) 요소로서 현가 시스템에 외력이 가해져 차륜의 자세가 변할 때, 차량의 조종안정성 뿐만 아니라 승차감등 동적 특성에 영향을 미쳐 현가 시스템의 설계 시 반드시 고려해야 하는 요소이다.

* 회원, 부산대학교 대학원

** 회원, 인하공전 자동차과

*** 회원, 부산대학교 기계공학부

****회원, 동서대학교 전자기계공학부

Blundell¹⁾은 현가 장치의 범프시 부싱의 영향을 조인트모델 및 선형 부싱, 비선형 부싱모델을 예로 들어 부싱의 영향을 논하고, 모델링에 있어서 부싱의 필요성을 제시하였다. 이장무²⁾등은 부싱을 사용하여 현가 장치의 컴플라이언스 특성의 최적설계에 관한 연구를 수행하였다. 하지만, 로우컨트롤암(lower control arm)과 차체를 부싱으로 연결할 경우, 전체차량(full car) 시뮬레이션을 하면, 로우컨트롤암의 질량이 차체나 타이어에 비해 상대적으로 작으면서 강성이 커서 현가 링크의 차체에 대한 상대 운동진폭은 작으나 진동수는 높아진다.³⁾ 때문에, 컴퓨터 시뮬레이션 시 전체시스템은 수치적으로 강한(stiff)시스템이 되며 수치적분간격이 좁아져서 계산효율이 떨어지게 된다. 그러므로, 수치적 효율성이 높은 차량동역학 해석을 위해서는 부싱의 효과를 내면서도 수치적으로 강한 시스템이 되지 않도록 현가 장치의 적절한 모델링이 요구된다. 김상섭³⁾등은 현가 장치의 질량은 무시하되 링크 자체의 운동변수를 갖는 일반 무질량 링크(generalized massless link)로 모델링하여 1/4 차량모델에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 즉, 전체 운동방정식에서 무질량으로 고려한 물체의 운동방정식을 제거하고, 준정적 해석방법을 사용하였다. 그러나, 무질량 링크에 부싱이 고려된 경우와 외력이 작용하는 경우는 고려하지 않았다. 정홍규^{4,5)}등은 현가 기구를 질량이 없는 링크로 가정하여 복합조인트로 모델링하여 전차량 시뮬레이션을 수행하였으나, 부싱의 영향은 포함하지 않았다.

본 논문에서는 부싱 효과를 포함한 무질량 링크 모델을 개발하였으며, 무질량 링크에 임의의 힘요소가 작용하는 것도 고려하였다. 또한, 이 모델을 사용하여 차량 동역학 해석을 위한 효율적인 현가장치의 로우컨트롤암 모델을 개발하였다.

2. 부싱 링크의 수학적 모델링

본 논문에서 사용한 로우컨트롤암의 개략도를 Fig. 1에 표시하였다. 로우컨트롤암은 너클

(knuckle)과는 구면조인트(spherical joint)로, 차체와는 부싱으로 연결된다. 부싱력은 부싱 요소의 세 방향의 주축 주위로 힘과 토크를 발생시키며, 그 특성을 3방향의 병진스프링·댐퍼와 3방향의 회전스프링·댐퍼의 선형 조합으로 근사하여 계산한다.

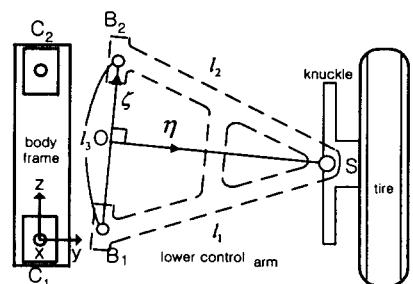


Fig. 1 Massless link with bushing

2.1 병진 변형량 및 병진 변형속도

Fig. 1에서 로우컨트롤암의 너클과 연결되는 구면조인트의 위치는 알 수 있지만, 무질량 링크로 취급하였으므로 다른 물체들처럼 운동방정식을 통해 바로 위치와 자세를 구할 수는 없다. 따라서, 직접적으로 부싱의 변형량 및 속도를 계산할 수 없으며, 이들을 구하기 위하여 특별한 방법이 필요하다.

Fig. 1에서 부싱 링크의 거동을 묘사하기 위한 기준 좌표계는 차체에 고정된 좌표계 C_{1xyz} 이며, 모든 점은 이 좌표계를 기준으로 나타내었다. C_1, C_2 는 차체의 부싱연결점을 표시하며, B_1, B_2 는 로우컨트롤암의 부싱연결점을 표시한다. S는 로우컨트롤암과 너클이 연결되는 구면조인트 연결점이다. B_1, B_2 의 좌표 값을 알면 C_1, C_2 로부터 부싱의 변형량이 계산되어 부싱력을 계산할 수 있게 된다. 부싱의 병진변형량을 식(1)과 같이 정한다. 여기서, x_1, y_1, z_1 은 B_1 의 좌표 값이며, x_2, y_2, z_2 은 B_2 의 좌표 값이다.

$$\vec{u} = [x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2]^T \quad (1)$$

B_1, B_2 점은 자유자재로 움직이는 것이 아니라, 식(2)와 같이 링크길이가 일정하다는 거리구속 조건식을 만족하며 움직여야 한다.

$$\begin{aligned} (x_1 - s_x)^2 + (y_1 - s_y)^2 + (z_1 - s_z)^2 - l_1^2 &= 0 \\ (x_2 - s_x)^2 + (y_2 - s_y)^2 + (z_2 + l_3 - s_z)^2 - l_2^2 &= 0 \\ (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 + l_3 - z_1)^2 - l_3^2 &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, s_x, s_y, s_z 는 차체의 부싱좌표계에서의 S점의 좌표 값이며, $l_1 = \overline{B_1S}$, $l_2 = \overline{B_2S}$, $l_3 = \overline{B_1B_2}$ 이다.

동역학 해석을 수행하지만, 로우컨트롤암의 질량을 고려하지 않았으므로 B_1, B_2 점을 구하기 위해 매 시간마다 정적평형상태(static equilibrium state)에 있다고 가정하여, 준정적 평형상태로 해석하였다. 안정된 평형상태의 위치는 포텐셜에너지(potential energy, V)가 최소가 될 때의 위치이다.⁶⁾ 따라서, B_1, B_2 점은 식(3)을 풀어서 구할 수 있다.

$$\min V(\vec{u}),$$

$$\text{subject to } \phi_i(\vec{u}) = 0, i=1,2,3 \quad (3)$$

식(3)에서 $V(\vec{u})$ 는 부싱링크의 포텐셜에너지를, $\phi_i(\vec{u})$ 는 식(2)를 의미한다. 라그랑지 곱수 λ (Lagrange multiplier)를 이용하면 식(3)의 최적화 문제는 식(4)와 같이 쓸 수 있다.

$$\min \left[V(\vec{u}) + \sum_{i=1}^3 \lambda \phi_i(\vec{u}) \right] \quad (4)$$

식(4)를 만족하는 \vec{u} 를 구하면 되는데, 이들 방정식이 비선형 연립방정식이므로 뉴턴-랩슨법 (Newton-Raphson method)을 이용하여 계산한다. 또한, 부싱의 감쇠력을 계산하기 위한 변형 속도는 전체운동방정식을 푸는 적분간격이 조밀하므로 후방차분법(backward difference method)을 이용하여 식(5)와 같이 근사하였다.

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = \frac{\vec{u} - \vec{u}_0}{\Delta t} \quad (5)$$

여기서, \vec{u} 는 현재의 변형량, \vec{u}_0 은 이전 단계의 변형량, Δt 는 시간간격을 의미한다.

2.2 회전 변형량 및 회전 변형속도

2.1절에서 구한 B_1, B_2 점을 이용하여 로우컨트롤암의 자세를 구할 수 있다. Fig. 1에서 O점은 로우컨트롤암 좌표계의 원점을 의미하는데, O점은 $\overline{B_1B_2} \perp \overline{OS}$ 인 점으로 결정하였다.

O점으로부터 B_2 점까지의 단위벡터(unit vector)를 ξ 축, S점까지의 단위벡터를 η 축으로 하면, ξ 축은 $\eta \times \xi$ 을 사용하여 계산할 수 있으며, 이 단위벡터가 부싱좌표계에 대한 로우컨트롤암의 방향코사인(direction cosine)이 되므로 변환행렬(transformation matrix, $A_{L/B}$)을 구할 수 있고, 브라이언트각(Bryant angle)으로 표시하면, 식(6)과 같다. 부싱좌표계에 대한 로우컨트롤암의 상대 회전 변형각은 각각 식(7), 식(8), 식(9)와 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} A_{L/B} &= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} c\phi_2c\phi_3 & -c\phi_2s\phi_3 & s\phi_2 \\ c\phi_1s\phi_3 + s\phi_1s\phi_2c\phi_3 & c\phi_1c\phi_3 - s\phi_1s\phi_2s\phi_3 & -s\phi_1c\phi_2 \\ s\phi_1s\phi_3 - c\phi_1s\phi_2c\phi_3 & s\phi_1c\phi_3 + c\phi_1s\phi_2s\phi_3 & c\phi_1c\phi_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)에서, c와 s는 각각 cosine과 sine을 의미하며, ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 은 각각 다음과 같다.

$$\phi_1 = \sin^{-1}\left(-\frac{a_{23}}{\cos \phi_2}\right) \quad (7)$$

$$\phi_2 = \sin^{-1} a_{13} \quad (8)$$

$$\phi_3 = \tan^{-1}\left(-\frac{a_{12}}{a_{11}}\right) \quad (9)$$

실제 차량에 이용되는 부싱 요소는 회전축 방향의 회전각(ϕ_3)을 제외한 반경 방향축에 대한 회전각(ϕ_1, ϕ_2)은 아주 작다고 가정할 수 있으므로

로 $\cos \phi_2 \approx 1$, $\sin \phi_2 \approx \phi_2$ 이 되고, 식(7), 식(8), 식(9)은 식(10)과 같이 쓸 수 있다.

$$\phi_1 = -a_{23}, \phi_2 = a_{13}, \phi_3 = \tan^{-1}\left(-\frac{a_{12}}{a_{11}}\right) \quad (10)$$

한편, 변형 각속도는 병진 변형속도와 같은 방법으로 근사하였다.

2.3 부싱력의 계산

병진 성분의 부싱력은 식(11)과 같이, 회전 성분의 부싱력은 식(12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{f} = \vec{k} \cdot \vec{u} + \vec{c} \cdot \vec{u} \quad (11)$$

$$\vec{t} = \vec{k}_r \cdot \vec{\phi} + \vec{c}_r \cdot \vec{\phi} \quad (12)$$

여기서, \vec{k}, \vec{c} 는 부싱의 병진 성분의 스프링 상수 벡터 및 감쇠 계수 벡터이며, \vec{k}_r, \vec{c}_r 는 회전 성분 계수 벡터이다. \vec{u} 는 부싱의 병진 변형벡터를, \vec{u}' 는 병진 속도벡터를, $\vec{\phi}$ 는 회전 변형 벡터를, $\vec{\phi}'$ 는 회전 변형속도벡터를 나타낸다. 이상의 힘과 모멘트를 차체의 무게 중심에 대한 힘과 모멘트로 대치하면 각각 식(13), 식(14)와 같다.

$$\vec{F}_i = \vec{f} \quad (13)$$

$$\vec{T}_i = (A_i \vec{s}_i') \times \vec{f} + \vec{t} \quad (14)$$

여기서, A_i 는 차체의 절대좌표계에 대한 좌표 변환행렬을, s_i' 는 차체좌표계에서 본 차체중심에서 부싱점까지의 거리벡터를 의미한다. 너클의 무게 중심에 대한 힘과 모멘트는 각각 식(15), 식(16)과 같다.

$$\vec{F}_i = -\vec{f} \quad (15)$$

$$\vec{T}_i = (A_i \vec{s}_i') \times (-\vec{f}) \quad (16)$$

여기서, A_i 는 너클의 절대좌표계에 대한 좌표 변환 행렬을, s_i' 는 너클좌표계에서 본 너클중심에서 구면조인트 점까지의 거리벡터를 의미한다.

2.4 부싱링크의 외력항 고려

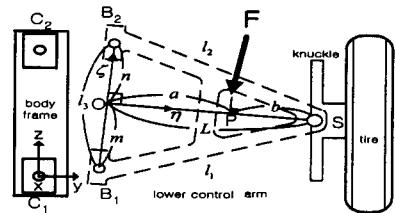


Fig. 2 Massless link with bushing and external force

부싱링크의 임의의 점에 외력이 작용할 때의 힘의 전달은 힘의 배분(force distribution)을 통하여 계산한다. Fig. 2에서 F는 외력으로써 자동차의 현가 장치에서는 현가스프링 · 댐퍼가 이에 해당하며, 한쪽은 차체에 연결되고 다른 한쪽은 로우컨트롤암에 연결된다. 스프링 · 댐퍼의 힘은 스프링 변형량과 변형속도를 통해서 계산되며, 로우컨트롤암의 위치와 자세 및 속도가 2.1절과 2.2절에서와 같이 결정되면, 스프링 · 댐퍼의 변형량 및 속도를 결정하게 되어 힘이 계산된다.

스프링 · 댐퍼 힘은 차체와 로우컨트롤암에 전달되고, 로우컨트롤암에 작용하는 힘은 P점에서의 힘과 모멘트로 대치되는 데, P점은 외력의 작용점에서 O-S 선에 수선을 내린 점이다. P점에서의 힘과 모멘트를 이용하여 O점과 S점의 반력을 계산하고, S점의 반력을 너클의 무게중심점의 힘과 모멘트로 등가시켜 넘겨준다. 한편, O점에서의 반력을 이용하여 B₁점과 B₂점의 반력을 구하여 차체의 무게중심에서의 힘과 모멘트로 등가시켜 넘겨준다. 이러한 힘의 세부적인 계산은 아래와 같다.

2.4.1 O점과 S점의 힘 배분

힘 F가 주어졌을 때 O점과 S점에 걸리는 반력을 계산하였다. O점은 부싱 연결선 상의 점으로써 6개의 반력이 나오지만, 부싱의 회전축의 강성이 굉장히 작으므로 이를 무시하면, 5개의 반력이 나오며, S점은 구면조인트 연결점으로 3개의 반력이 나오므로 O-S선은 정적 부정정문제(statically indeterminate problem)가 된다.

Fig. 3에 O-S 선상에 작용하는 힘들을 각 방향별로 나타내었다.

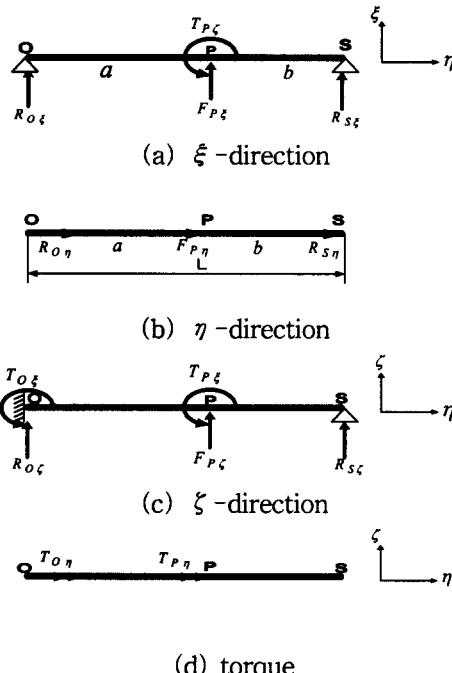


Fig. 3 Force calculation along O-S line

Fig. 3(a)에서 O점의 ζ 축은 부싱의 주축방향으로서 회전이 허용되고 S점은 구면 조인트로서 회전이 허용되어 O-S 선은 단순보로 볼 수 있다. 따라서, 힘의 평형방정식인 식(17)로부터 ξ 방향의 반력을은 식(18), 식(19)과 같이 계산된다.

$$R_{S\xi} + R_{O\xi} + F_{P\xi} = 0, \quad R_{S\xi} \cdot b - R_{O\xi} \cdot a + T_{P\xi} = 0 \quad (17)$$

$$R_{S\xi} = -\frac{F_{P\xi} \cdot a + T_{P\xi}}{a + b} \quad (18)$$

$$R_{O\xi} = -\frac{F_{P\xi} \cdot b + T_{P\xi}}{a + b} \quad (19)$$

Fig. 3(b)에서 η 방향의 반력을은 보의 길이방향 변형량이 발생하지 않는다는 조건으로부터 식(20)과 같이 계산된다.

$$R_{O\eta} = -\frac{b}{L} F_{P\eta}, \quad R_{S\eta} = -\frac{a}{L} F_{P\eta} \quad (20)$$

Fig. 3(c)에서 ζ 방향의 반력을 계산하여야 하는데, 힘의 평형방정식은 2개이고 미지수는 3개

로서 부정정 문제가 되어 S점의 처짐이 영(zero)라는 경계조건으로부터 계산식을 구하였으며 식(21)에 경계조건식을, 식(22), 식(23), 식(24)에 반력을 나타내었다.

$$\frac{1}{EI} \left[F_{P\xi} \frac{a^2}{6} (3L-a) + \frac{R_{S\xi} 2L^3}{6} + \frac{T_{P\xi} a (2L-a)}{2} \right] = 0 \quad (21)$$

$$R_{O\xi} = \left[\frac{a^2 (3L-a)}{2L^3} - 1 \right] F_{P\xi} + \frac{3a(2L-a)}{2L^3} T_{P\xi} \quad (22)$$

$$R_{S\xi} = \frac{a^2 (a-3L)}{2L^3} F_{P\xi} + \frac{3a(a-2L)}{2L^3} T_{P\xi} \quad (23)$$

$$T_{O\xi} = \left[\frac{a^2 (3L-a)}{2L^2} - a \right] F_{P\xi} + \frac{3a(2L-a)}{2L^2} T_{P\xi} \quad (24)$$

Fig. 3(d)로 부터 식(25)와 같은 반력이 계산된다.

$$T_{O\eta} = -T_{P\eta} \quad (25)$$

2.4.2 B₁점과 B₂점의 힘 배분

B₁과 B₂를 잇는 직선은 축 상의 회전만 허용하는 회전-회전 링크(revolute-revolute link)로 볼 수 있으며, 이 경우 양단 고정보로 등가 시킬 수 있으며, 정적부정정보(statically indeterminate beam)가 된다. Fig. 4에는 로우 컨트롤암의 ξ - ζ 평면에서의 힘을 도시하였다.

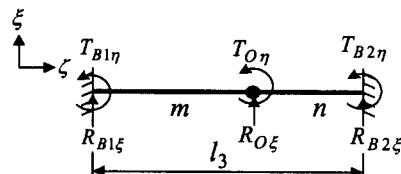


Fig. 4 Force calculation along B1-B2 line

Fig. 4에서 양단 고정보에 힘 $R_{O\xi}$ 가 작용했을 때의 B₁, B₂점의 처짐각을 각각 식(26), 식(27)에, 모멘트 $T_{O\eta}$ 가 작용했을 때의 처짐각을 각각 식(28), 식(29)에 나타내었다.

$$\theta_{B_1} = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_{O\xi} n}{6l_3} (l_3^2 - n^2) + \frac{T_{B1\eta} l_3}{3} + \frac{T_{B2\eta} l_3}{6} \right] \quad (26)$$

$$\theta_{B_2} = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_{O\xi} n}{6l_3} (l_3 - n)(2l_3 - n) + \frac{T_{B1\eta} l_3}{6} + \frac{T_{B2\eta} l_3}{3} \right] \quad (27)$$

$$\theta_{B_1} = \frac{1}{EI} \left[\frac{T_{\alpha}}{6l_3} (l_3^2 - 3n^2) \right] \quad (28)$$

$$\theta_{B_2} = \frac{1}{EI} \left[\frac{T_{\alpha}}{6l_3} (6l_3 n - 3n^2 - 2l_3^2) \right] \quad (29)$$

중첩법에 의해 전체처짐각을 계산한 후, 경계 조건(처짐각=0)을 이용해서 연립하여 풀면 $T_{B1\zeta}$, $T_{B2\zeta}$ 가 각각 식(30), 식(31)과 같이 계산된다.

$$T_{B1\zeta} = \frac{n}{l_3} \left(\frac{n}{l_3} - 1 \right) n R_{\alpha\zeta} + \left[\left(\frac{n}{l_3} + 1 \right)^2 - \frac{7}{3} \right] T_{\alpha\zeta} \quad (30)$$

$$T_{B2\zeta} = - \left(\frac{n}{l_3} - 1 \right)^2 n R_{\alpha\zeta} + \left[\left(\frac{n}{l_3} - 2 \right)^2 - \frac{7}{3} \right] T_{\alpha\zeta} \quad (31)$$

힘의 평형방정식을 이용하면, $R_{B1\xi}$, $R_{B2\xi}$ 는 각각 식(32), 식(33)과 같이 계산된다.

$$R_{B1\xi} = \frac{n^2}{l_3^2} \left(3 - 2 \frac{n}{l_3} \right) R_{\alpha\xi} + \frac{1}{l_3} \left(3 - \frac{6n}{l_3} \right) T_{\alpha\zeta} \quad (32)$$

$$R_{B2\xi} = R_{\alpha\xi} - R_{m\xi} \quad (33)$$

ζ 축 방향의 힘은 보의 길이방향 변형량이 발생하지 않는다는 조건으로부터 식(34)와 같이 구해진다.

$$R_{B1\xi} = \frac{n}{l_3} R_{\alpha\xi}, \quad R_{B2\xi} = \frac{m}{l_3} R_{\alpha\xi} \quad (34)$$

η 축 방향의 힘은 ξ 축 방향의 힘과 같은 방법으로 계산할 수 있다.

3. 수치예제

3.1 부싱요소를 포함한 무질량 링크의 시뮬레이션

부싱요소를 포함한 무질량 링크모델의 검증을 위한 예제로써 전차량 모델(full vehicle model)을 시뮬레이션 하였다. 차량의 전륜 현가장치는 맥퍼슨 형으로, 후륜 현가장치는 비틀림축(twist axle)형으로 구성하였다. 타이어 모델은 종방향, 횡방향 힘 및 복원 모멘트를 모두 계산하는 해석적 모델로 구성하였다. 시뮬레이션 모델은 로우 컨트롤암 모델링에 따라 세 가지로 구성하였다. Table 1에 로우컨트롤암 모델링을 나타내었으며,

Table 2에는 부싱의 강성 및 감쇠계수를 나타내었다.

Table 1 Modeling of lower control arm

Name	모델링 방법	차체와의 연결상태
Model 1	강체로 모델링	부싱연결
Model 2	무질량링크로 모델링	부싱연결
Model 3	강체로 모델링	조인트

Table 2 Stiffness and damping coefficients of bushing

coefficient	radial(x)	radial(y)	axial(z)
k [N/m]	1.0E7	1.0E7	6.6E5
c [N · sec/m]	4.6E3	4.6E3	3.4E2
k_t [N · m/rad]	12	12	0.53
c_t [N · m · sec/rad]	0.5	0.5	0.1

3.1.1 범프 시뮬레이션

속도 20km/h로 주행할 때 약 4.8초 후부터 길이 2.5m, 높이 0.05m인 반사인 범프(half-sine bump)를 만나는 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 5에 차체의 수직위치를 나타내었고, Fig. 6에 차체의 수직가속도를 도시하였다. 응답은 경향과 크기에 있어서 거의 일치하게 나왔다.

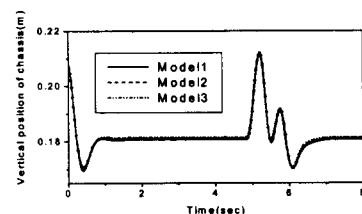


Fig. 5 Vertical position of body frame

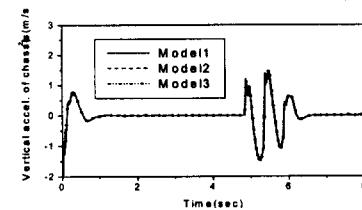


Fig. 6 Vertical acceleration of body frame

3.1.2 펄스(pulse) 조향 시뮬레이션

속도 80km/h로 주행중인 차량에 3초 후부터 랙바의 변위를 크기 1.2cm, 폭 0.3초로 반사인 펄스로 조향 입력하여 시뮬레이션 하였다. Fig. 7에 요속도를, Fig. 8에 횡 가속도를 각각 도시하였다.

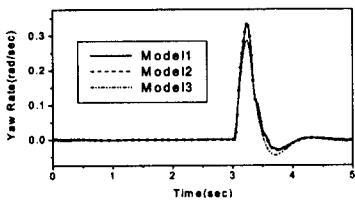


Fig. 7 Yaw rate of body frame

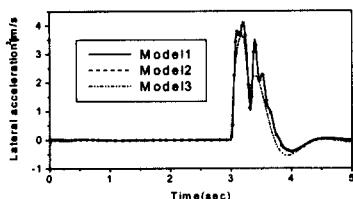


Fig. 8 Lateral acceleration of body frame

Table 3 CPU times in pulse steer simulation

Name	CPU time(sec)
Model 1	122
Model 2	28
Model 3	11

Table 3에 펄스 조향 시뮬레이션시 모델별로의 계산시간을 나타내었다. 시뮬레이션은 SGI Octane workstation을 사용하여 행하였다. 무질량 링크를 사용한 Model2는 부싱을 포함하고 있으면서도 계산 효율이 매우 높음을 알 수 있다. 따라서, 시뮬레이션 시간을 단축하고자하는 경우 유용하게 사용할 수 있다. 하지만, 질량을 무시하였으므로 로우컨트롤암과 관련된 진동은 응답에 나타나지 않는다. 따라서, 로우컨트롤암의 진동까지 고려하고자 하는 경우에는 강체 모델링을 이

용하여야 할 것으로 사료된다.

3.2 부싱요소 및 외력을 포함한 무질량 링크의 시뮬레이션

부싱링크에 외력이 포함된 경우를 다루기 위하여 전륜 현가장치는 더블위시본 현가장치를 사용하여 로우컨트롤암과 차체사이에 현가 스프링·댐퍼로 연결함으로써 외력을 포함하였고, 후륜 현가장치는 솔리드 액슬형(solid axle type)에 겹판스프링(leaf spring)을 설치하였다. Fig. 9는 전륜 현가장치에 많이 사용되는 더블위시본 현가장치를 보여준다. 차량 모델은 틀리지만 부싱강성은 동일하게 구성하였다. 펄스 조향 시뮬레이션을 수행하였고, 속도 80km/h로 주행중인 차량에 4초 후부터 랙바의 변위를 크기 1.3cm, 폭 0.3초로 반사인 펄스로 조향 입력하였다. Fig. 10에 차체의 요 속도를, Fig. 11에 차체의 횡 가속도를 각각 도시하였다. Model4는 로우컨트롤암을 물체로 모델링 한 경우이고, Model5는 무질량 링크로 모델링 한 경우이다.

Fig. 12와 Fig. 13은 로우컨트롤암과 너클이 연결되는 구면조인트에서의 반력을 보여주고 있다. 물체로 모델링한 것과 무질량 링크로 모델링한 경우가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

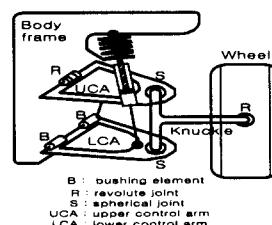


Fig. 9 Front suspension

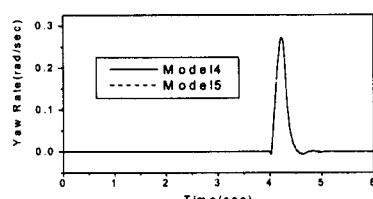


Fig. 10 Yaw rate of body including external force

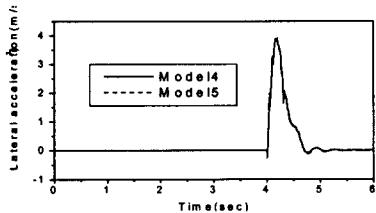


Fig. 11 Lateral acceleration of body including external force

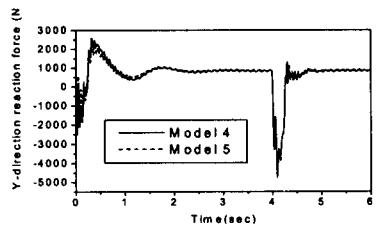


Fig. 12 Y-direction reaction force at spherical joint of lower control arm

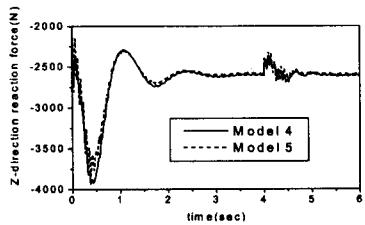


Fig. 13 Z-direction reaction force at spherical joint of lower control arm

Table 4 CPU times in pulse steer simulation

Name	CPU time(sec)
Model 4	118
Model 5	13

Table 4는 외력을 고려하였을 때의 계산 시간을 보여준다. 무질량 링크로 모델링 하였을 때가 계산시간이 상당히 단축되는 것을 확인 할 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는 부싱의 효과와 외력이 고려된

무질량 링크의 수학적 모델을 유도하였으며, 수치예제로써 차량의 범프 시뮬레이션 및 펄스 조향 시뮬레이션을 수행하여 결과가 물체로 모델링 한 것과 일치함을 확인하였다. 또한, 계산시간이 물체로 모델링 한 경우에 비해 약 1/9로 줄어듦으로써 사용의 효율성이 높음을 확인하였다. 본 논문의 연구 결과는 빠른 시뮬레이션이 필요한 경우 효율적인 모델링에 많은 도움이 되리라 사료된다.

후기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구비(97-0200-1001-5)의 지원에 의해 수행되었음.

참고문헌

- 1) M.V. Blundell, "The influence of rubber bush compliance on vehicle suspension movement", Materials and Design 19, 29-37, 1998.
- 2) 이장무, 강주석, 탁태오, 윤종욱, "현가계 컴플라이언스 특성의 최적 설계에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집 제6권 제6호, pp.88-97, 1998.
- 3) 김상섭, 최강식, "현가장치의 준정적 해석을 이용한 효율적인 차량동역학 해석기법", 한국자동차공학회 1997년도 춘계학술대회논문집, pp.249-256, 1997.
- 4) 정홍규, 김상섭, "현가장치의 기구학적 특성을 고려한 효율적인 차량동역학 해석기법", 한국자동차공학회 1998년도 춘계학술대회논문집, pp.666-673, 1998.
- 5) 김상섭, 정홍규, "차량동역학 해석을 위한 효율적인 현가장치 모델링 기법", 한국자동차공학회 1998년도 춘계학술대회논문집, pp.674-679, 1998.
- 6) L. Meirovitch, "ANALYSIS METHODS IN VIBRATIONS", Macmillian Publishing Co. Inc..