

고무 부싱의 주파수 의존 복소 강성을 고려한 차량 현가 장치에서의 전달력 분석

이준화*, 김광준**

Consideration of Frequency Dependent Complex Stiffness of Rubber Bushings in Transmission Force Analysis of a Vehicle Suspension System

Jun-Hwa Lee, Kwang-Joon Kim

ABSTRACT

In order to compute the forces which are transmitted through rubber bushings with a commercial multibody dynamic analysis (MBDA) program, a rubber bushing model is needed. The rubber bushing model of MBDA programs such as DADS or ADAMS is the Voigt model which is simply a parallel spring-viscous damper system, meaning that the damping force of the Voigt model is proportional to the frequency. However, experiments do not necessarily support this proportionality. Alternatively, the viscoelastic characteristics of rubber bushings can be better represented by the complex stiffness. The purpose of this paper is to develop a viscoelastic rubber bushing model for the MBDA programs. Firstly, a methodology is proposed to calculate the complex stiffness of rubber bushings considering static and dynamic load conditions. Secondly, a viscoelastic rubber bushing model is developed which utilizes standard elements provided by DADS. The proposed methods are applied to the rubber bushings of the lower control arms of a rear suspension of a 1994 Ford Taurus model. Then, the forces computed for the rubber bushing model are analyzed and compared with the Voigt model in time and frequency domains.

1. 서론

주행 중인 차량의 차실 내 진동 및 불편한 승차감(ride comfort)의 주원인 중의 하나는 지면-타이어-차축을 통하여 전달되는 진동이 현가 장치, 고

무 부싱 등의 진동 절연부를 거쳐 차체로 전달되는 가진력이라 할 수 있다. 차체로 전달되는 전달력의 특성을 규명하기 위해서는 여러 진동 절연부를 적절하게 모형화하는 것이 필요하게 되는데, 본 연구에서는 이 중 고무 부싱을 다물체 동역학 해석 프로그램 내에서 모형화하는 방법에 대해 연구하였다.

* 한국과학기술원 기계공학과

** 한국과학기술원 기계공학과

고무 부상은 탄성 거동이나 점성 거동이 아닌 점탄성 거동을 보이는데, 이러한 고무 부상의 강성 및 감쇠 특성을 나타내기 위하여 복소 강성 계수가 도입되게 된다. 기존의 문헌들에서 고무 부상은 대부분 선형 강성 요소와 선형 점성 감쇠 요소의 병렬 조합 모형인 보이트(Voigt)모형으로 모형화되어 해석되고 있다. 그러나 보이트 모형을 복소 강성 계수의 형태로 나타내면 감쇠 특성을 나타내는 허수부가 주파수에 비례하는 특성을 보이는데, 실제 고무 부상의 복소 강성 계수는 이러한 거동을 보이지 않는다. 따라서 고무 부상의 강성 및 감쇠 특성이 중요한 역할을 하는 고무 부상을 통한 전달력을 계산할 때에는 보이트 모형으로 고무 부상을 모형화하는 것이 타당하지 않을 것이다.

따라서, 본 연구에서는 고무 부상의 복소 강성 계수를 다물체 동역학 해석 프로그램 내에서 모형화하기 위한 방법에 대해 연구를 수행하고, 연구한 모형을 사용하여 계산한 고무 부상을 통한 전달력을 분석하였다.

2. 고무 부상의 복소 강성 계수 추출

2.1 고무 부상의 물성치 및 기하학적 형상

고무 부상의 복소 강성 계수는 유한 요소 해석을 통하여 구하였다. 물성치는 재질이 천연 고무 70%, BR(Polybutadiene) 30%인 원통형 고무 시편을 대상으로 물성치 실험을 하여 구하였다. 고무 부상의 일반적인 하중 상태가 차량의 자중에 의한 정적 변형이 있는 상태에서 다시 동하중을 받는 것이므로, 물성치 실험시 정적 압축 변형율을 가한 상태에서 다시 동적 하중을 주면서 동강성 계수 및 손실율을 측정하였다. 정적 압축 변형율과 진폭을 모두 2%로 하여 실험시 고무 시편이 압축 상태에 있도록 하였다. 주파수 범위와 관련하여, 통상적인 승차감 영역인 3 ~ 30Hz에서 5Hz 이하는

코일 스프링과 속 업소버(shock absorber)에 의해 지배된다고 보고, 고무 부상을 통한 전달력의 관심 주파수 영역을 5 ~ 30Hz로 제한하여 실험을 하였다. 동강성 계수로부터의 영계수 추출시 압축 하의 실험 조건에서의 bulging 효과를 고려하기 위해 형상 인자[1]를 사용하여 보정하였다.

현재 시판되고 있는 특정차의 듀얼 링크형(dual link type) 후륜 현가 장치의 포워드 로워 컨트롤 암(forward lower control arm), 리어워드 로워 컨트롤 암(rearward lower control arm), 트레일링 암(trailing arm) 고무 부상의 도면 치수를 참고하여 유한 요소 모형의 기하학적 형상을 만들었다.

2.2 고무 부상의 정하중

고무 부상의 일반적인 하중 상태는 차량 자중에 의한 정하중이 걸린 상태에서 다시 동하중을 받는 것이므로, 고무 부상의 복소 강성 계수를 추출하기 위한 유한 요소 해석을 할 때 이 정하중에 의한 고무 부상의 변형을 고려하는 것이 필요하다. 고무 부상의 정하중은, 고무 부상으로 연결된 부분을 다물체 동역학 해석 프로그램의 부싱 요소로 모형화한 차량 모형을 대상으로, 차량 자중에 의해 차체가 평형 상태에 이른 후 부싱 요소에 가해지는 정하중으로써 구할 수 있다. 본 연구에서 사용한 차량 모형은 Ford사의 94년형 Taurus를 대상으로 구성하였다. 다물체 동역학 해석 프로그램의 부싱 요소를 정의하기 위해서는 3병진 방향과 3회전 방향의 강성 계수 및 손실 계수를 알아야 한다. 이 중 6방향 강성 계수를 구하기 위하여는 유한 요소 해석을 수행하였고, 감쇠 계수는 문헌[2]을 참고하여 가정하였다. 정하중 해석 결과 구성한 차량 모형의 경우 고무 부상에 가해지는 정하중은 그 크기가 작아 고무 부상의 복소 강성 계수를 구할 때 정하중에 의한 변형은 고려하지 않는다.

2.3 고무 부싱의 주요 자유도

본 연구에서는 포워드 로워 컨트롤 암, 리어워드 로워 컨트롤 암, 트레일링 암 고무 부싱 12 개를 대상으로 연구를 수행하였는데, 세 종류 고무 부싱의 각 자유도로의 복소 강성 계수와 12 개 고무 부싱의 6 방향 자유도를 모두 고려한 고무 부싱 모형을 만드는 것은 많은 시간을 필요로 하므로, 고무 부싱의 주요 자유도를 선정하여 유한 요소 해석과 고무 부싱 모형의 수를 줄였다.

주요 자유도 선정은 Fig.1의 싱글 팻홀(single pothole)을 18km/h로 주행시 부싱 요소에 걸리는 동하중의 제곱평균제곱근(root mean square)을 기준으로 하여 선정하였다. 회전 방향 전달력과 병진 방향 전달력은 차원이 달라 절대적인 비교가 가능하지 않으므로 본 연구에서는 회전 방향 전달력과 병진 방향 전달력을 각 전달력의 크기 만큼의 정하중을 받는 보의 처짐량을 기준으로 비교하여 주요 자유도를 선정하였다. 비교 결과 회전 방향 전달력은 그 크기가 작아 주요 자유도에서 제외하였다.

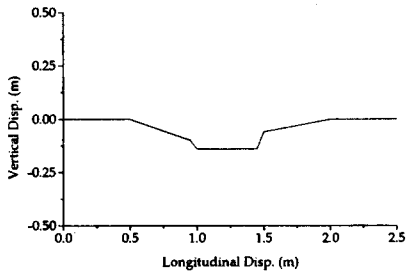


Fig.1 Road model

Fig.2에 고무 부싱의 좌표계를 나타내었고, Table 1에는 선정된 고무 부싱의 주요 자유도를 나타내었다.

2.4 고무 부싱의 복소 강성 계수

선정된 고무 부싱의 주요 자유도에 대해 유한 요소 조화 해석을 수행하여 고무 부싱의 복소 강성

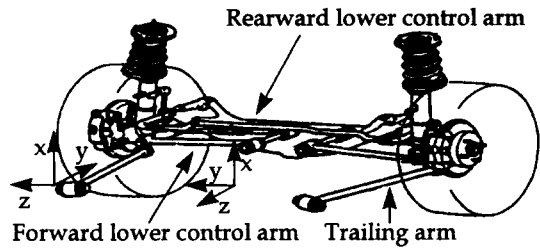


Fig2. Coordinate systems of rubber bushings

Table 1. Dominant DOF of rubber bushings

	Inner bushing	Outer bushing
Forward arm	y-dir.	x-dir.
Rearward arm	y-dir.	x, y-dir.
	Front bushing	Rear bushing
Trailing arm	y-dir.	x, y, and z-dir.

계수를 구하였다. 유한 요소 해석시 고무는 점탄성 재료로 정의하여 시편 실험을 통해 얻은 주파수에 따른 물성치의 변화가 유한 요소 조화 해석시 반영되도록 하였다.

3. 고무 부싱 모형

3.1 DADS의 제어 요소

다물체 동역학 해석 프로그램에서 힘 요소의 하나로 부싱 요소를 제공하고 있으나, 이것은 선형/비선형 강성 요소와 선형 점성 감쇠 요소의 보이트 모형이 6 방향 자유도에 대해 있는 힘 요소이므로 이것을 사용하여 고무 부싱을 모형화하면 위에서 설명한 이유로 점탄성 거동을 보이는 고무 부싱을 통한 전달력을 해석하는데는 어려움이 있을 것이다.

고무 부싱은 주파수의 함수인 강성 계수와 손실율로 표현되는 복소 강성 계수로 나타낼 수 있다. 그러나 다물체 동역학 해석 프로그램에서 제공하고 있는 힘 요소로는 이러한 복소 강성 계수를 모형화할 수 없다. 고무 부싱의 복소 강성 계수를 고려하기 위한 방법으로 3개 이상의 선형 강성 요

소와 선형 점성 감쇠 요소를 사용한 여러 동적 모형들이 사용될 수 있고 이러한 기계적 모형으로부터 복소 강성 계수를 이끌어 낼 수 있으나, 고무 부상으로 연결된 두 강체의 상대 변위와 이에 대한 전달력의 향으로 방정식을 유도하여 보면 전달력의 1차 미분항이나 2차 미분항이 식에 나타나기 때문에[1] 다물체 동역학 해석 프로그램에서 제공하는 사용자 정의 힘 요소로도 고무 부상의 복소 강성 계수를 모형화할 수 없다.

본 연구에서는 고무 부상의 복소 강성 계수의 다물체 동역학 해석 프로그램 내 모형으로 DADS의 2차 제어 요소를 사용하였다. DADS의 2차 제어 요소는 다음과 같은 전달 함수와 두 개의 초기 조건으로 정의된다.

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{N.Ss^2 + N.Fs + N.C}{D.Ss^2 + D.Fs + D.C} \quad (1)$$

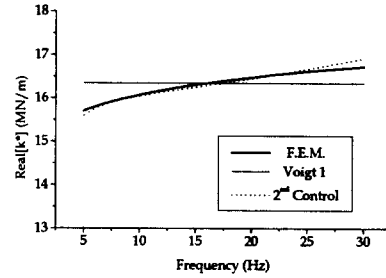
여기서, Y(s)는 출력, X(s)는 입력, s는 라플라스(Laplace) 변수, N.S, N.F, N.C, D.S, D.F, D.C는 상수이다. DADS 2차 제어 요소를 정의하는 여러 상수들은 추출된 고무 부상의 복소 강성 계수를 곡선 접합(curve fitting)하여 선정하였다. 예로 Fig.3에 포워드 로워 컨트롤 암의 반경 방향 복소 강성 계수와 이를 보이트 모형과 제어 요소 모형으로 접합한 결과를 나타내었다

DADS의 2차 제어 요소는 Fig.4의 등가 기계 모형으로서의 물리적인 의미를 가지고 있다.

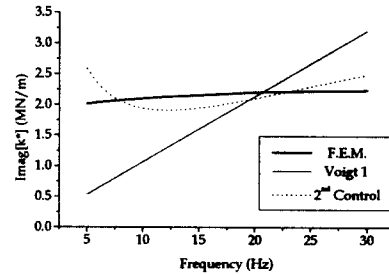
개념적으로 설명하면 일반적인 고무 부상 모형인 보이트 모형은 한 주파수에서 고무 부상을 모형화한다는 의미를 가지고 있고, 제어 요소 모형은 관심 주파수 영역 전체에서 고무 부상을 모형화한다는 의미를 가지고 있다.

3.2 DADS 내에서의 고무 부상 모형

DADS의 제어 요소가 고무 부상 모형으로서의 역할을 하기 위해서는 제어 시스템에 고무 부상으로



a) Real part of complex stiffness



b) Imaginary part of complex stiffness

Fig.3 Complex stiffness of forward lower control arm rubber bushing in a radial direction

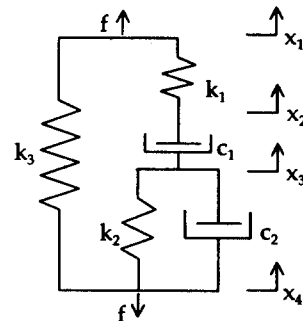


Fig.4 Equivalent mechanical model

연결된 두 강체의 상대 변위를 고무 부상의 좌표계를 기준으로 입력할 수 있어야 하고, 제어 시스템의 출력인 고무 부상을 통한 전달력을 고무 부상의 좌표계를 기준으로 각 강체에 가할 수 있어야 한다. 그러나 DADS 제어 요소의 표준 입력력 방법으로는 고무 부상 좌표계를 입력력의 좌표계로 사용할 수 없으므로 DADS의 유틸리티 서브루

틴(utility subroutine)과 함수를 사용하여 실제로는 각 강체의 무게 중심 좌표계를 사용하나 고무 부싱의 좌표계를 사용하는 의미를 가지게 하여 제어 요소의 입출력 문제를 해결하였다. 그러나 이 방법으로는 트레일링 암 고무 부싱은 모형화할 수 없어 로워 컨트롤 암 고무 부싱들은 제어 요소로 모형화하였으나, 트레일링 암 고무 부싱은 부싱 요소로 모형화하였다.

4. 전달력 분석

주요 자유도 선정을 위한 모의 시험시 주행 조건과 동일한 조건하에서 모의 주행 시험을 하여 고무 부싱을 통한 전달력을 구하였다. 일반적인 고무 부싱 모형인 보이트 모형과 비교를 하기 위하여 모든 고무 부싱을 보이트 모형으로 모형화하고 같은 주행 조건 하에서 모의 주행 시험을 수행하여 보이트 모형을 통한 전달력을 구하였다. 2개의 보이트 모형을 사용하였는데, 보이트 모형(1)은 추출된 복소 강성 계수를 관심 주파수 영역 전체에서 최소 자승 오차가 최소화되도록 접합하여 구성한 모형이고, 보이트 모형(2)는 제어 요소 모형을 통한 전달력이 극대값을 갖는 주파수에서 모형화한 모형이다. 본 연구에서는 고무 부싱을 통해 차체로 전달되는 전달력에 관심을 가지고 있으므로 로워 컨트롤 암 안쪽 고무 부싱을 통한 전달력에 대해 분석을 하였다. 로워 컨트롤 암 안쪽 고무 부싱의 주요 자유도는 y 방향이므로 분석 대상을 y 방향 전달력으로 제한하였다.

4.1 시간 영역 해석

Fig.5와 Fig.6에 각각 포워드와 리어워드 로워 컨트롤 암 고무 부싱의 전달력을 나타내었다. 왼쪽 암과 오른쪽 암의 결과는 대칭이므로 왼쪽 암에 대한 결과만을 나타내었다.

제곱평균제곱근으로 비교한 결과를 Table 2에

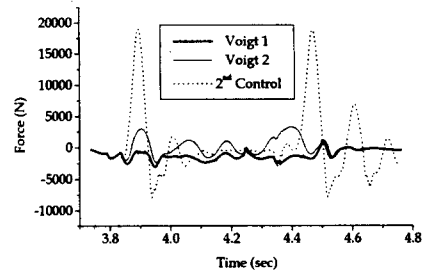


Fig.5 Forces transmitted through forward lower control arm rubber bushing

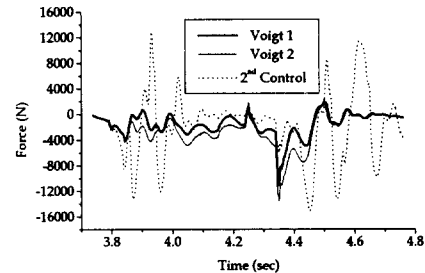


Fig.6 Forces transmitted through rearward lower control arm rubber bushing

Table 2. Comparison between Voigt model and 2nd control model in time domain in terms of rms

	Control/Voigt1	Control/Voigt2
Forward arm	5	4
Rearward arm	2.5	1.5

나타내었다. 보이트 모형(2)는 보이트 모형(1)에 비해 적은 오차를 보였으나, 절대적인 값으로서는 보이트 모형(2) 역시 적지 않은 오차를 나타내었다.

4.2 주파수 영역 해석

고무 부싱을 통한 전달력은 전륜이 Fig.1의 싱클 팻홀을 지나는 것에 의해 가진되는 구간과 후륜에 의해 가진되는 구간으로 나누어지므로, 주파수 영역 해석시 전반부와 후반부 전달력에 대해 각각 선형 스펙트럼(linear spectrum)을 구하였다. Fig.7과 Fig.8에 각각 포워드와 리어워드 로워 컨트롤

압 고무 부상 전달력의 선형 스펙트럼을 나타내었다. 비교적 큰 차이를 보이는 주파수 구간에서 제곱평균제곱근으로 비교한 결과를 Table 3에 나타내었다.

Table 3. Comparison between Voigt model and 2nd control model in frequency domain in terms of rms

		C/V1	C/V2
Forward arm	1 st part (5~15Hz)	10	4
	2 nd part (5~15Hz)	13	7
Rearward arm	1 st part (5~15,20~30Hz)	5	5
	2 nd part (5~12Hz)	4	3

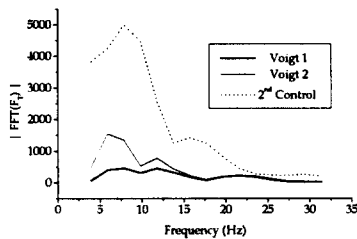
5. 결론

보이트 모형을 통한 전달력과 제어 요소 모형을 통한 전달력은 시간 영역에서는 제곱평균제곱근으로 대략 1.5~5 배의 차이를 보였고, 주파수 영역에서는 주파수 구간에 따라 3~13 배의 차이를 보였다.

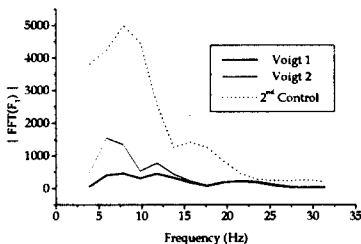
따라서, 고유 진동수 이외의 가진에 의한 전달력 역시 중요한 차질 내 진동/소음 문제를 다루기 위해서는 특정 주파수에서 고무 부상을 모형화하는 보이트 모형보다는 관심 주파수 영역 전체에서 고무 부상을 모형화하는 제어 요소 고무 부상 모형을 사용하는 것이 타당할 것으로 사료된다.

참고문헌

- [1] Moore, D. F., *Viscoelastic machine elements : elastomers and lubricants in machine systems*, Butterworths-Heinemann, 1993, pp. 24~32, 72~73
- [2] 전동기, "차량 듀얼 링크 현가장치의 진동전달 특성 연구", 기계공학과, 한국과학기술원, 1996, p. 36
- [3] 이준화, "다물체 동역학 해석을 위한 고무 부상 진동 절연부의 모형화 및 전달력 분석", 기계공학과, 한국과학기술원, 1998

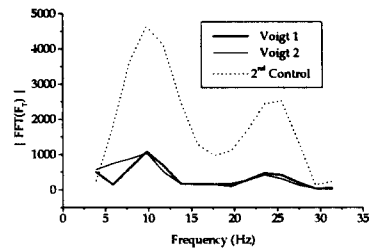


a) The first half part

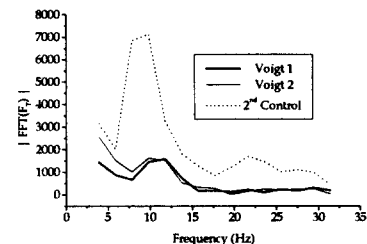


b) The second half part

Fig.7 Linear spectrum of forces transmitted through forward lower control arm bushing



a) The first half part



b) The second half part

Fig.8 Linear spectrum of forces transmitted through rearward lower control arm bushing