

프레임 차량의 주행 진동 저감을 위한 프레임 부시 복소동강성계수 크기 결정에 관한 연구

A Study on Determination of Complex Stiffness of Frame Bush for Ride-comfort Improvement of Body-on-frame Vehicle

정 먼 규** · 김 기 선* · 김 광 준†

Myeon-Gyu Jeong, Ki-Sun Kim and Kwang-Joon Kim

(2006년 2월 17일 접수 ; 2006년 5월 10일 심사완료)

Key Words : Body-on-frame(프레임 구조), Frame Bush(프레임 부시), Complex Stiffness(복소동강성), Frequency Response Function(주파수응답함수), Sub-structure Synthesis(부분구조 합성법), Genetic Algorithm(유전자 알고리즘)

ABSTRACT

Body-on-frame type vehicle has a set of frame bushes between body and frame for vibration isolation. Such frame bushes are important vibration transmission paths to passenger space for excitations during driving. In order to reduce the vibration level of passenger space, therefore, change of complex stiffness of the frame bushes is more efficient than modification of other parts of the vehicle such as body, frame and suspension. The purpose of this study is to reduce the vibration level for ride comfort by optimization of complex stiffness of frame bushes. In order to do this, a simple finite element vehicle model was constructed and complex stiffness of the frame bushes was set to be design variables. The objective function was defined to reflect frequency dependence of passenger ride comfort. Genetic algorithm and sub-structure synthesis were applied for minimization of the objective function. After optimization level at a position of interest on the car body was reduced by about 43.7% in RMS value. Causes for optimization results are discussed.

1. 서 론

자동차의 차체(body structure)는 엔진, 동력 전달계, 현가장치 등의 부품을 장착함과 동시에 승객 또는 화물수납을 위한 공간을 확보하는 등의 중요한 기능을 담당한다. 이러한 차체구조는 차량의 용도 및 목적에 따라 여러가지 형태가 존재하는데,

승용차 등에 널리 쓰이는 일체형 구조 차량(mono-coque body type)과 트럭이나 버스 등의 상용차량 또는 SUV(sports utility vehicle)와 같은 다목적 차량 등에 주로 쓰이는 프레임구조 차량(body on frame)으로 나눌 수 있다. 여기서 프레임 차량은 엔진, 동력 전달계, 현가장치 등 차량의 주행에 필요한 부품들이 장착된 프레임(frame)과, 차량 외형을 구성함과 동시에 승객을 태우거나 화물을 적재할 수 있는 공간을 확보하는 차체(body)로 구성이 되고, 이러한 프레임과 바디 사이에 프레임 부시(frame bush)가 장착되어 결합 및 진동절연 요소로서의 역할을 담당한다. 차량의 주행 시 차실내

† 책임저자; 정희원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : kjkim@kaist.ac.kr

Tel : (042) 869-3024, Fax : (042) 869-8220

* 한국과학기술원 기계공학과

** 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

로 전달되는 진동성분은 동력 발생/전달장치에 의한 것과, 노면 요철에 의해 가진 되는 것으로 크게 나눌 수 있는데, 프레임 차량의 경우 위의 두 가지 주요 진동성분 모두 부시를 경유하여 승객이 탑승하고 있는 차실 내로 전달된다. 따라서 주요 진동 전달경로인 부시의 복소동강성계수 크기를 적절히 결정함으로써 차량의 주행 시 차실 내로 전달되는 진동수준을 효과적으로 줄일 수 있으며, 이와 같은 부시의 변경을 통한 진동 저감 방법은 현가장치나 차체 구조를 변경하는 것에 비하여 보다 나은 효과를 기대할 수 있을 뿐만 아니라, 비용 측면에서도 효율적이다.

이 연구에서는 대표적인 프레임 차량인 프레임구조-SUV에 대한 승차감 개선요구가 꾸준히 증가하는 추세를 반영하여, 프레임 차량의 주행 시 노면 가진에 의해 차실 내로 전달되는 진동수준의 저감을 목표로 부시의 최적 복소동강성계수를 결정하고, 그에 따른 결과를 분석하고자 하였다. 이를 위하여 프레임구조-SUV를 대상으로 실제 SUV의 진동특성을 대변할 수 있는 단순 유한요소 반차량 모형을 구성하고, 이를 바탕으로 부분구조 합성법 및 유전자 알고리즘을 이용하여 부시 복소동강성계수 크기를 결정하고자 하였다. 이 때, 차량에 탑승한 인체의 진동에 대한 민감도를 나타내는 가중함수를 최적화의 목적함수에 반영함으로써, 단순한 진동수준의 수치적 저감뿐만 아니라, 인체가 느끼는 진동에 대한 감성적 불편함을 줄이고자 하였다.

2. 반차량 유한요소 모형 구성

부시의 복소동강성계수 크기를 결정하기 위한 도구로써 전체 차량모형을 구성하고 해석하는 것은 많은 시간과 노력이 소모될 뿐만 아니라, 관심 주파수 범위 내에 다수의 모드를 포함하고 있기 때문에 최적화 결과의 원인을 고찰하기 쉽지 않다. 따라서 실제 차량의 진동특성 즉, 고유진동수(natural frequency)와 모드 형상(mode shape)을 대변할 수 있는 단순 차량모형을 구성하여 이용하고자 하였다.

2.1 반차량 모형의 설계

실제 차량은 좌우 대칭이 아니지만 부시를 설계하는데 있어 엄밀한 의미에서의 비대칭성은 무시할 수

있으므로, 차량을 좌우 대칭으로 간주하여 반차량(half-car)모형을 구성하기로 하였다. 설계 대상으로 삼은 실제 SUV의 제원은 Table 1에 나타내었다.

실제 차량의 주행 시 수직방향의 진동에너지 성분은 40 Hz 이하에 95 % 이상 존재하고 있기 때문에, 0.5 ~ 40 Hz를 관심 주파수 범위로 정하고, 이 범위 내에서 실제 차량과 유사한 진동특성을 갖도록 반차량 모형을 설계하고자 하였다. 실제 차량의 바디와 프레임 구조는 반차량 모형에서 각각 4.5 m의 단면이 균일한 보 구조물로 모사하였고, 보의 단면은 실제 차량의 바디와 프레임의 무게를 유지하는 범위 내에서 1, 2차 굽힘 모드 형상 및 고유진동수가 유사하도록 설계하였다. 바디와 프레임 사이에 장착되는 부시는 감쇠를 갖는 1차원 스프링 요소로 모사하였으며, 복소동강성계수 크기는 실제 차량의 값을 사용하였다. 설계 대상으로 삼은 실제 SUV에 장착된 부시는 좌우 대칭으로 총 5쌍이 적용되므로, 반차량 모형에는 5개의 부시를 적용하였다. 또한 실제 차량에서의 현가장치의 기구학적 구조는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 전·후륜 공히 1/4차량 모형(quarter

Table 1 Specification of reference SUV

Body weight (kg)	712.7
Frame weight (kg)	1777.4
Wheel base (mm)	2710
Overall length (mm)	4570
Wheel rate (front/rear) (N/m)	30590 / 30950
Tire rate (front/rear) (N/m)	246390 / 24835
Complex stiffness of bushes (No.1~5) (kN/m)	1407/1077/496/ 1334/130
Natural frequency of 1st ~ 4th bending modes [Hz]	17.68 / 19.29/ 23.29 / 31.5

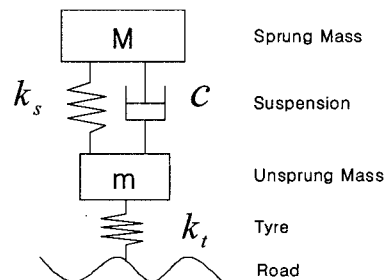


Fig. 1 Quarter car mode

- car model)으로 단순화하여 모사하였고, 현가장치의 각 부 또한 실제 차량의 수치를 그대로 사용하였다.

2.2 단순 유한요소 차량 모형 구성

위에서 설명한 단순 차량모형을 바탕으로 Fig. 2와 같은 단순 유한요소 반차량 모형을 구성하였다. 단순 모형이 실제 차량의 진동특성을 유사하게 반영하고 있는가를 판단하기 위하여 상용유한요소 해석 프로그램인 MSC/Nastran⁽¹⁾을 이용하여 complex eigenvalue analysis (solution sequence 110)을 수행하였고, 그 결과인 반차량 모형의 고유진동수와 모드 형상을 Fig. 3에 나타내었다. 관심 주파수 범위 내에 4개의 차체 탄성모드가 존재하고 있으며, 각 모드의 고유진동수는 실제 차량과 비교하여 각각 1.3%, 5.75%, 6.01%, 9.32%의 오차를 보

이고 있다. 따라서 단순 유한요소 차량 모형이 실제 차량의 진동특성을 잘 모사하고 있다고 판단할 수 있다.

그림에 나타난 아래방향 화살표는 모형에서 진동을 줄이고자 하는 관심 3지점(front, middle, rear)을 나타낸다.

3. 부분구조 합성법의 적용 및 최적화

3.1 최적화 설계변수 및 구속조건

(1) 최적화 설계변수

부시의 복소동강성계수 크기 결정을 위한 최적화 과정에 앞서, 최적화 설계 변수인 부시의 복소동강성계수를 정의하고자 한다. 부시의 복소동강성계수는 식 (1)과 같이 정의된다.

$$k^* = k(1 + j\eta) \quad (1)$$

여기서 η 는 손실인자(loss factor)로서, 진동에너지를 열에너지로 소산시키는 정도를 의미하며, 고무의 종류와 배합조건에 따라 다양한 값을 갖는다. 이 연구에서 고려한 실제 차량에 장착된 부시의 손실인자는 약 0.1의 값을 갖는다.

(2) 설계변수의 제한조건

부시는 진동절연과 더불어 바디의 정하중을 지지하는 역할도 하기 때문에, 복소동강성계수 크기 변경에 대한 하한을 설정해야 한다. 정하중 지지는 부시의 정강성에 의해 결정이 되고, 복소동강성계수의 실수부는 정강성에 비례한다. 따라서 정하중에 의한 부시의 변형이 10% 이상이 되지 않도록 복소동강성계수 크기 변경의 하한은 기존 값의 0.3배로 정하였다. 복소동강성계수 크기 변경의 상한은 부시의 직경을 기존 크기 대비 약 1.5배로 증가시킬 수 있다는 가정하에서, 최대 3배로 설정하였다.

$$k_i^* = k_i \times \alpha_i (1 + j0.1) \quad (2)$$

$0.3 < \alpha_i < 3$: 복소동강성계수 변경인자

여기서 복소동강성계수의 실수부는 고무재료의 특성에 기하학적 형상이 반영되어 결정이 되고, 손실인자는 고무재료의 감쇠 특성에 의해 결정되는 것으로 단순화하였다.

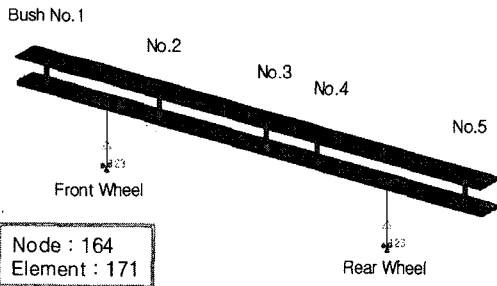
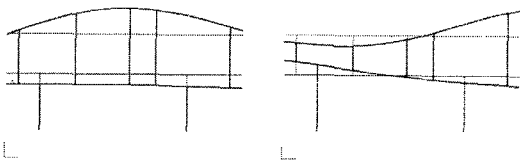
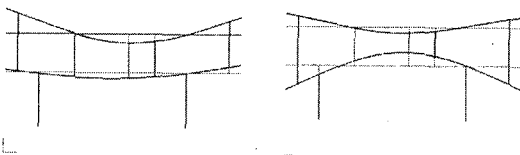


Fig. 2 FE model of simplified half-car



(a) 1st mode (17.5 Hz) (b) 2nd mode (20.4 Hz)



(c) 3rd mode (21.9 Hz) (d) 4th mode (34.5 Hz)

Fig. 3 Mode shape and natural frequency of FE half-car model

3.2 차량에 대한 부분구조 합성법 적용

(1) 부분구조 합성법

이 연구에서는 설계변수인 부시의 복소동강성계수 크기 변화에 따른 전체 모형의 반복적 수정이나 재해석이 불필요하도록 부분구조 합성법을 이용하여 보다 효율적으로 최적화를 시도하고자 하였다.⁽²⁾ 따라서 차량 모형을 [차체-부시-프레임]의 3개 부분구조로 나누고, 각각에 대하여 부분구조 합성법을 적용하기 위한 주파수응답함수를 얻는 과정을 아래에 언급하였다.

먼저, 바디 만에 대하여 부시와 바디가 연결된 지점과 차실 내를 대표하는 관심 진동응답 3지점에 대한 관계를 얻기 위하여, 5개 부시가 설치된 지점에 대하여 차례로 힘 가진을 하고, 부시 설치 지점과 관심 3지점에서의 주파수응답함수를 구한다. 따라서 바디 만에 대하여 얻은 주파수 응답함수는 총 40개 (5개 입력 × 8개 응답)가 되고, 이를 식 (3)에 나타내었다.

$$\mathbf{H}_{\text{BODY},(8 \times 5)} = \begin{bmatrix} \mathbf{H}_{\text{B}_{\text{bush}},f,(5 \times 5)} \\ \mathbf{H}_{\text{B}_{\text{,}f_1},(3 \times 5)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{B_1 f_1} & \cdots & H_{B_1 f_5} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{B_5 f_1} & \cdots & H_{B_5 f_5} \\ H_{v_1 f_1} & \cdots & H_{v_1 f_5} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{v_3 f_1} & \cdots & H_{v_3 f_5} \end{bmatrix} \quad (3)$$

- f : 수직 방향 힘 가진
- B : 수직 방향 변위 응답(바디)
- 1~5 : 바디와 1~5번 부시와의 연결지점
- $v_1 \sim v_3$: 관심 3지점

이어서 프레임 구조에 대하여 전·후륜 노면 가진 및 부시 연결 지점에서의 힘 가진(노면 가진 2개 + 부시 연결 지점에서의 힘 가진 5개)에 대한 5개의 응답(부시 연결지점에서의 변위 응답 5개)이 필요하므로, 얻어야 할 모든 주파수응답함수는 35개가 된다. 이를 식 (4)에 나타내었다.

$$\mathbf{H}_{\text{FRAME},(5 \times 7)} = \begin{bmatrix} \mathbf{H}_{\text{F}_{\text{bush}},z,(5 \times 2)} & -\mathbf{H}_{\text{F}_{\text{bush}},f,(5 \times 5)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기서,

$$\mathbf{H}_{\text{F}_{\text{bush}},z,(5 \times 2)} = \begin{bmatrix} H_{F_1 z_1} & H_{F_1 z_2} \\ \vdots & \vdots \\ H_{F_5 z_1} & H_{F_5 z_2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\mathbf{H}_{\text{F}_{\text{bush}},f,(5 \times 5)} = \begin{bmatrix} H_{F_1 f_1} & \cdots & H_{F_1 f_5} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{F_5 f_1} & \cdots & H_{F_5 f_5} \end{bmatrix} \quad (6)$$

- z : 노면 입력(road profile)
- F : 수직 방향 변위 응답(프레임)
- 1~5 : 프레임과 1~5번 부시와의 연결지점

바디와 프레임 사이에 총 5쌍의 부시가 장착되므로, 식 (7)과 같은 부시의 복소동강성계수 행렬을 정의할 수 있다.

$$\mathbf{k}_{\text{bush},(5 \times 5)} = \begin{bmatrix} k_1^* & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & k_5^* \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서, 부시 번호는 차량의 앞쪽에 연결된 것부터 1~5번의 순서가 부여된다. [바디-부시] 연결점의 변위와 힘은 식 (8)과 식 (10)에 나타내었고, 프레임-부시 연결점의 변위와 힘은 식 (9)와 식 (10)에 나타내었다. 식 (11)은 차체 바닥에서 정의된 변위 출력을 의미하고, 노면 요철에 의한 변위 입력은 식 (12)에 나타내었다.

$$\mathbf{B}_{\text{bush},(5 \times 1)} = [B_1 \ \cdots \ B_5]^T \quad (8)$$

$$\mathbf{F}_{\text{bush},(5 \times 1)} = [F_1 \ \cdots \ F_5]^T \quad (9)$$

$$\mathbf{f}_{\text{bush},(5 \times 1)} = [f_1 \ \cdots \ f_5]^T \quad (10)$$

$$\mathbf{B}_{v,(3 \times 1)} = [v_1 \ v_2 \ v_3]^T \quad (11)$$

$$\mathbf{z}_{\text{sus},(2 \times 1)} = [z_1 \ z_2]^T \quad (12)$$

위와 같이 정의된 각 부분구조의 전달함수 행렬을 연성시키기 위하여, 각 부분 구조물의 입/출력 관계 식들에 대해 식 (13) ~ 식 (14)에 나타낸 변형의 기하학적 적합성과 식 (15)에 나타낸 힘의 작용-반작용의 원리를 적용하면 식 (16)을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{H}_{B_{bush},f} \\ \mathbf{H}_{B_v,f} \end{bmatrix} \mathbf{f}_{bush} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{bush} \\ \mathbf{B}_v \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{H}_{F_{bush},f} & \mathbf{H}_{F_{bush},f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_{bush} \\ \mathbf{z}_{sus} \end{bmatrix} = \mathbf{F}_{bush} \quad (14)$$

$$\mathbf{f}_{bush} = \mathbf{k}_{bush} [\mathbf{B}_{bush} - \mathbf{F}_{bush}] \quad (15)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}_{bush} \\ \mathbf{B}_{bush} \\ \mathbf{B}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{H}_{k_{bush},f} & -\mathbf{H}_{k_{bush},f} & -\mathbf{I} & 0 \\ \mathbf{H}_{B_v,f} & -\mathbf{H}_{B_v,f} & -\mathbf{I} & 0 \\ -\mathbf{H}_{F_{bush},f} & \mathbf{H}_{F_{bush},f} & 0 & -\mathbf{H}_{F_{bush},z} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\mathbf{H}_{F_{bush},z} \end{bmatrix} \mathbf{z}_{sus} \triangleq \mathbf{H}_{sus to v} \mathbf{z}_{sus} \quad (16)$$

식 (16)은 노면 가진 \mathbf{z}_{sus} 에 대한 관심지점 사이의 관계로서, 설계 변수 \mathbf{k}_{bush} 의 변화에 따른 전체 차량의 진동특성을 쉽게 살펴볼 수 있다.

(2) 목적함수의 정의

승차감 개선을 위한 최적화의 목적함수는 관심지점에서의 가속도 수준에, 인체가 느끼는 진동에 대한 불편함의 척도를 반영하고자 하였다. 따라서 관심 진동응답 3지점에서의 응답 가속도 파워스펙트럼 밀도에, 진동 응답에 대한 불편함의 민감도를 나타내는 가중함수를 적용하여 얻은 RMS값의 최소화를 목적함수로 정의하였다. 또한 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 ISO⁽³⁾에서 정의하고 있는 일반적 아스팔트 도로 수준의 파워스펙트럼 밀도(degree of roughness - C(average))를 갖도록 노면 입력을 구성하여 단순 유한요소 차량모형에 적용하였다.

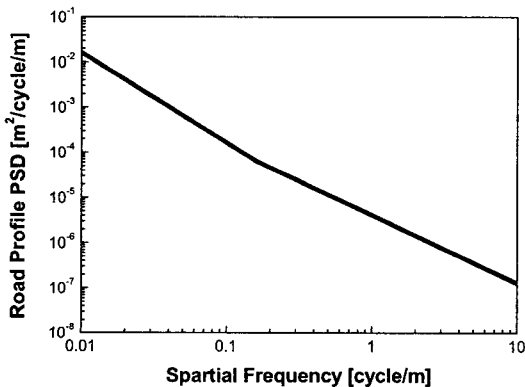


Fig. 4 Power spectral density of asphalt road

위와 같은 노면 가진은 전·후륜에 축간 거리에 따른 시간지연을 두고 입력된다. 이러한 입력에 대한 운전석 위치에서의 응답 관계를 Fig. 5에 나타내었고, 이를 식 (17)에 표현하였다

$$\mathbf{G}_v = \left| \mathbf{H}_{vz_1} + \mathbf{H}_{vz_2} \mathbf{H}_{delay} \right|^2 \mathbf{G}_{z_1} \quad (17)$$

식 (17)의 변위 응답을 식 (18)과 같이 가속도의 파워스펙트럼 밀도로 변환하고, 마찬가지로 차량 내 나머지 3지점에 대해서도 가속도 응답을 구하여 식 (19)와 같이 목적함수를 정의하였다.

$$\mathbf{G}_{a_i} = \omega^4 \times \mathbf{G}_v \quad (18)$$

$$w_{RMS} = \sqrt{\sum_i w_i \mathbf{G}_{a_i}(f_i) \Delta f} \quad (19)$$

여기서,

$$w_i \mathbf{G}_{a_i}(f_i) = W_b(f_i) \mathbf{G}_{a_i}(f_i) \quad (20)$$

가중함수 $W_b(f)$ 는 착석 자세 인체에 가해지는 수직 방향 진동에 대해 정의된 것으로, Fig. 6과 같이 정의된다.⁽⁴⁾

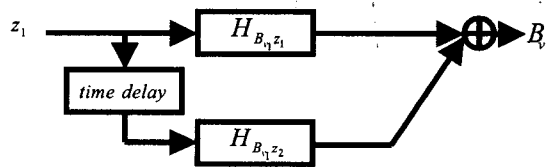


Fig. 5 Road input - floor response relation

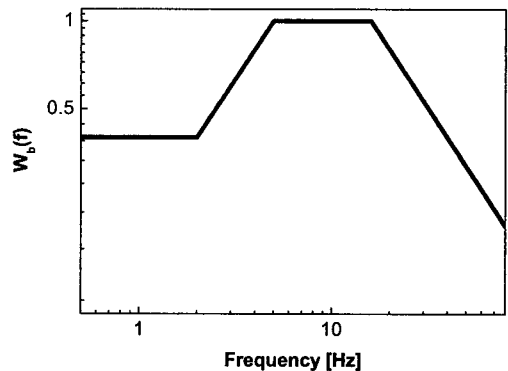


Fig. 6 Weighting function for human vibration

3.3 최적화 알고리즘

최적의 부시 복소동강성계수 크기를 결정하기 위한 방법으로 유전자 알고리즘을 사용하였다. 유전자 알고리즘은 확률론적 방법에 의해 발생된 다수의 설계변수 값들을 이용해 최적화를 수행하여, 설계변수가 많은 경우에도 전역 최적해 수렴 확률이 다른 최적화 기법에 비하여 높다는 장점을 갖기 때문에 이 연구에서 유전자 알고리즘을 이용하고자 하였다.⁽⁵⁾

4. 최적화 결과

차량이 60 km/h의 속도로 주행하는 경우에 대한 복소동강성계수 크기 최적화 결과를 Fig. 7에 나타내었다.

또한 최적화 전·후의 차실 내를 대표하는 관심 3 지점에서의 진동수준 w_{RMS} 변화를 Table 2에 나타내었다.

관심 3지점 각각의 응답 가속도 파워스펙트럼 밀도를 Fig. 8에 나타내었다.

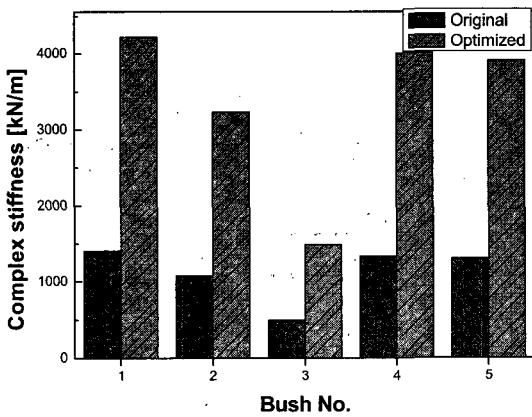
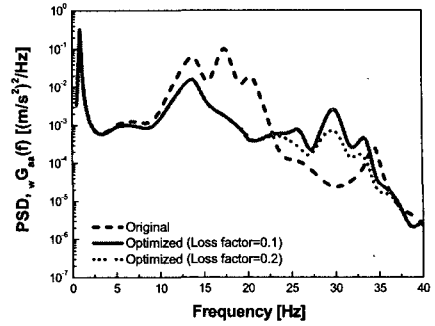


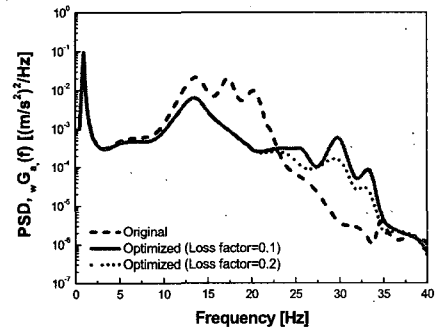
Fig. 7 Real part of complex stiffness before/after optimization

Table 2 Results of optimization

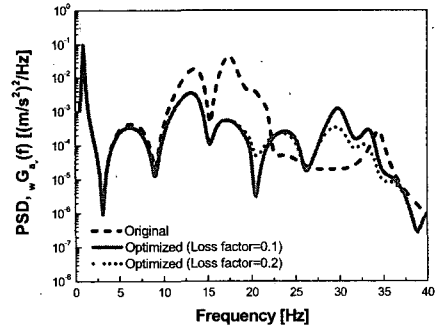
RMS	Original	Optimized	%
Front	0.3787	0.2327	-38.55
Middle	0.3856	0.1908	-50.52
Rear	0.3815	0.2215	-41.94
Total	1.1458	0.6451	-43.70



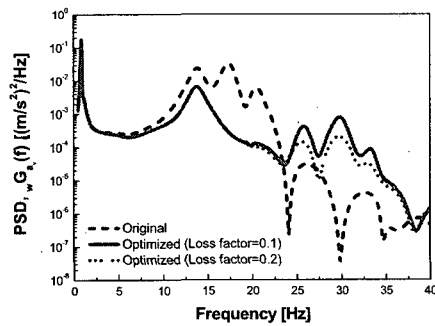
(a) Total



(b) Front



(c) Middle



(d) Rear

Fig. 8 Power spectral density at points of interest on car body

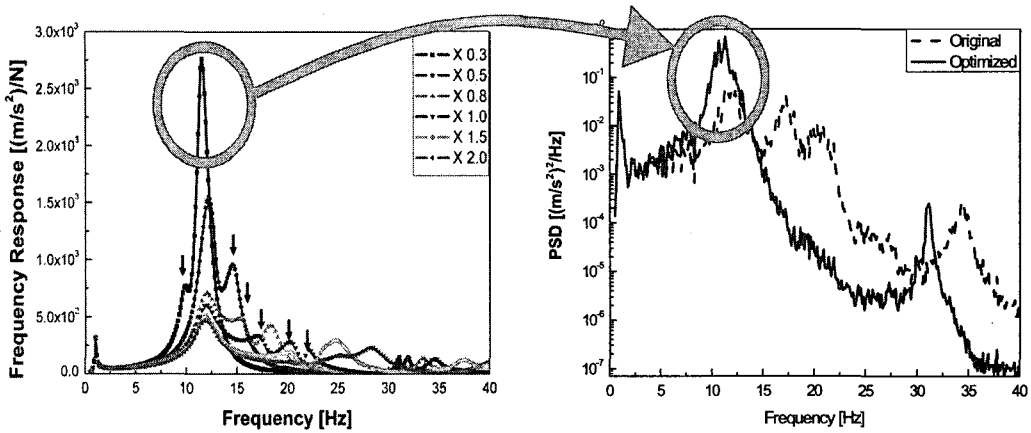


Fig. 9 Frequency response analysis results by change of complex stiffness

최적화 결과를 살펴보면, 모든 부시의 복소동강성계수 크기가 설계 제약조건의 상한인 최대 3배로 증가하였고, 그 결과 5 ~ 22 Hz 주파수 구간의 진동성분이 저감되었다. 관심 3지점에서의 진동수준이 RMS값 기준으로 약 43.7% 감소하였다.

Fig. 8을 살펴보면 최적화 이전의 서스펜션 모드와 차체의 1, 2차 탄성 모드 부근의 진동응답이 매우 높게 나타나고 있으며, 최적화 후 복소동강성계수 크기가 증가한 결과, 차체 1, 2차 탄성 모드 주파수가 약 4 ~ 5 Hz 증가하였고, 그 결과 5 ~ 22 Hz 구간의 진동수준이 현저히 줄어들었다. 즉, 차량의 주행 진동에 가장 많은 영향을 미치는 모드는 서스펜션 모드와 차체의 1, 2차 탄성 모드이고, 이러한 모드가 부시의 복소동강성계수 크기 결정에도 지배적인 영향을 미칠 것이라는 것을 쉽게 예상할 수 있다. 이러한 현상을 좀 더 명확히 관찰하고자, 모든 부시의 복소동강성계수 크기를 임의로 최소 0.3배~최대 2배까지 바꾸어가며 주파수응답해석을 실시하였고, 전륜 힘 입력에 대한 운전석 위치에서의 가속도 응답을 Fig. 9에 나타내었다.

복소동강성계수 크기가 감소할수록 차체의 탄성 모드가 보다 낮은 주파수 대역으로 이동하고 있으며, 이 때 약 12 Hz에 존재하는 서스펜션 모드 근방까지 이동하게 되면 서스펜션 모드 근처 주파수에서의 진동 응답의 크기가 급격히 증가하여 결국 승차감이 악화되는 결과를 초래한다. 즉, 서스펜션 모드와 차체 탄성 모드가 서로 영향을 미치지 않도록 각각의 주파수 대역을 적절히 결정하는 것이 중요한데, 이 때 서스펜션 모드는 승차감뿐만 아니라 핸들

링 성능에도 민감하게 영향을 미치므로, 서스펜션 모드의 주파수 대역을 이동하는 것 보다는 부시 복소동강성계수를 증가시키는 방법을 통하여 차체 강성을 증가시킴으로써 차체 탄성 모드의 주파수 대역을 서스펜션 모드의 주파수 대역으로부터 멀리 이동시키는 것이 승차감 향상 측면에서 적절하다.

5. 결 론

프레임 차량의 주행 시 노면 가진에 의해 차실 내로 전달되는 진동수준의 저감을 목표로 진동의 주요 전달경로인 부시의 복소동강성계수 크기를 최적화하였다.

최적화 결과, 서스펜션 모드와 차체 탄성 모드가 서로 영향을 미치지 않도록 하기 위하여 차체 강성을 증가시킬 필요가 있는 것으로 나타났는데, 프레임 차량의 경우 부시의 복소동강성계수 크기를 증가시킴으로써 차체 강성을 보다 쉽게 높일 수 있다. 따라서 프레임 차량의 주행 진동을 개선하기 위하여 부시의 복소동강성계수 크기는 설계 제약조건 내에서 증가하는 것이 바람직하다.

참 고 문 헌

- (1) MSC/Nastran Basic Dynamic Analysis User's Guide, 1995, The MacNeal-Schwendler Corp., Los Angeles, CA.
- (2) Lee, D. H. and Hwang, W. S., 2004, "Identification of Dynamic Joint Characteristics

Using a Multi-domain FRF-based Substructuring Method,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 6, pp. 536 ~ 545.

(3) ISO/TC108/SC2/WG4 N47, 1982, “Repeating Vehicle Road Surface Irregularities.”

(4) British Standards, BS 6841, 1987, “Measure

ment and Evaluation of Human Exposed to Whole-body Mechanical Vibration and Repeated Shock.”

(5) Lee, J.-B., 1996, “Development of a Global/Multicriteria Optimization Algorithm Based on the Genetic Algorithm,” Doctoral Thesis, Department of Mechanical Engineering, KAIST.