

# 프레임 차량의 주행진동 저감을 위한 프레임 부시 복소 동강성 결정에 관한 연구

## A Study on Determination of Complex Stiffness of Frame Bush for Ride-Vibration Improvement of Body-on-Frame Vehicle

정면규† · 김기선\* · 김광준\* · 황인진\*\*

Myeon-Gyu Jeong, Ki-Sun Kim, Kwang-Joon Kim and In-Jin Hwang

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

### ABSTRACT

Body-on-frame type vehicle has a set of frame bushes which are installed between body and frame for vibration isolation. Such frame bushes are important vibration transmission paths to passenger space. In order to reduce the vibration level of passenger space, therefore, the 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 end, simple finite element vehicle model was constructed and the complex stiffness of frame bushes was set to be design variable. Objective function was defined to reflect passenger ride comfort and genetic algorithm and sub-structure synthesis were applied for minimization of the objective function.

## 1. 서론

차체 구조는 일반적으로 승용차에 주로 사용되는 일체형 구조(Monocoque Body)와, 트럭이나 버스 등의 상용차량 또는 SUV(Sports Utility Vehicle)와 같은 다목적 차량 등에 주로 사용되는 프레임 구조(Body-on-Frame)로 나눌 수 있다.

이 중 프레임 차량은, 탑승이나 화물적재를 위한 공간을 확보하고 차량의 외형을 구성하는 차체와, 동력 발생/전달 장치, 서스펜션 등 주행에 필요한 부품이 장착된 프레임, 차체와 프레임 사이에 장착되어 진동 절연의 기능을 하는 프레임 부시로 구성되어 있다.

이러한 프레임 차량의 주행 시 발생하는 노면 및 동력 발생/전달장치 등에 의한 진동은, 모두 프레임 부시를 경유하여 승객이 탑승하고 있는 차실 내로 전달이 된다. 따라서 진동의 주요 전달경로인 부시의 강성을 적절하게 변경하는 것은, 차체나 프레임의 구조를 변경하는 것에 비하여 보다 나은 효과를 기대할 수 있을 뿐만 아니라, 비용 측면에서도 효율적일 것으로 사료된다.

본 연구에서는, 대표적인 프레임 차량인 SUV

에 대한 승차감 개선요구가 꾸준히 증가하는 추세를 반영하여, 프레임 차량의 주행 시 노면 가진에 의해 차실 내로 전달되는 진동 저감을 목표로 프레임 부시의 최적 복소 동강성을 결정하고자 하였다. 이를 위하여 프레임 부시를 복소 동강성(Complex Stiffness) 요소로 모형화하고, 실제 프레임 차량과 유사한 진동특성을 갖는 단순 유한요소 차량 모형을 구성한 뒤, 이를 바탕으로 부분구조 합성법 및 유전자 알고리즘을 이용한 프레임 부시 복소 동강성 최적화 방법 및 결과에 대하여 논의하고자 한다.

## 2. 유한요소 차량 모형 구성

본 연구의 목적은 프레임 차량의 주행진동 개선을 위한 부시의 최적 강성을 결정하는 것이므로, 실제 프레임 차량의 진동특성, 즉 고유진동수(Natural Frequency)와 모드 형상(Mode Shape)을 모사할 수 있는 보(Beam)와 평판(Plate)으로 이루어진 단순 모형을 구성하는 것이 보다 효율적이다. 그러나 실제 차량의 모든 고유진동수/모드 형상과 일치하도록 단순 유한요소 모형을 구성하는 것은 매우 어렵기 때문에, 실제 차량에 대한 시험 결과를 바탕으로 주행 시 진동 응답에 기여도가 큰 주요 모드를 선정하고, 이를 단순 유한요소 모형 구성에 반영하고자 하였다.

† 한국과학기술원 기계공학과  
E-mail : creator@kaist.ac.kr  
Tel : (042) 869-3064, Fax : (042) 869-8220

\* 한국과학기술원 기계공학과

\*\* ㈜ 현대자동차

## 2.1 실제 차량의 주요 모드 선정

차량의 주행 시 인체가 민감하게 느끼는 주파수 성분은 대부분 40Hz 이하 범위에 존재한다.<sup>(1)</sup> 따라서 0.5~40Hz 를 관심 주파수로 설정하고, 관심 주파수 범위에서의 실제 프레임 차량의 모드 시험 및 운전 중 변형형상(ODS: Operational Deflection Shape) 측정결과를 바탕으로, 단순 유한요소 차량 모형 구성에 반영할 주요 모드를 선정하여 그림 1 에 나타내었다.

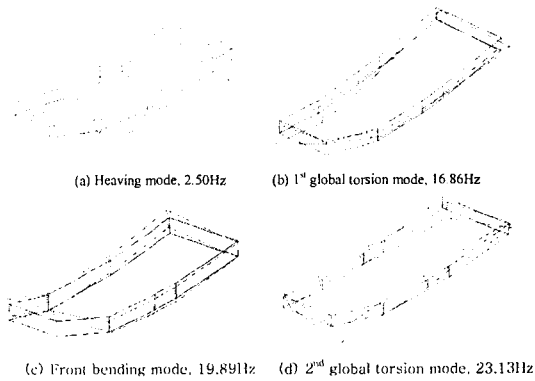


Fig. 1 Important modes of a real SUV

위 그림은 부시와 차체, 또는 프레임과의 연결점에서 측정하여 얻은 결과를 나타낸 것으로, 위쪽에 있는 절점은 차체, 아래쪽의 절점은 프레임에서의 부시 연결위치를 나타낸다.

## 2.2 단순 유한요소 차량 모형 구성

전체 프레임의 골격은 대부분 2 차원 평면요소 (Shell)로 구성하였고, 여기에 엔진, 변속기 등을 집중질량으로 모델링 하였다. 또한 각 프레임 부시의 장착위치를 고려하여 프레임 브래킷을 모델링 하였다. 차체의 경우, 차량의 BIW(Body in White)모형을 바탕으로, 도어, 시트, 내장재를 비롯한 각종 전장품 등의 동적 효과를 모사하고자, 해당 위치에 집중 질량 혹은 분포 질량으로 반영하였다. 마지막으로, 복소 동강성을 갖는 요소로 부시를 모델링 하여 차체와 프레임을 결합시켰다. 부시는 좌우 대칭으로 5 쌍이 설치된다.

위와 같이 구성한 단순 모형이 실제 차량의 동특성을 잘 모사하고 있는지 알아보기 위해, MSC/Nastran<sup>(2)</sup>을 이용하여 모드 해석을 실시하였고, 그 결과를 그림 2 에 나타내었다. 단순 모형의 주요 모드 순서가 실제 차량의 것과 일치하고 있으며, 탄성 모드에 해당하는 고유진동수 또한 10% 오차범위 내의 값을 보이고 있다. 따라서 단순

유한요소 차량 모형이 실제 차량의 진동특성을 잘 모사하고 있다고 판단 할 수 있다.

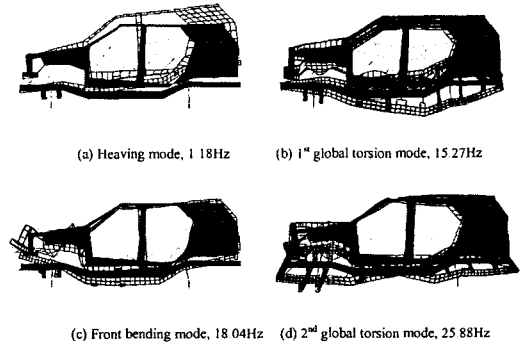


Fig. 2 Tuned modes of simplified FE model

## 3. 부분구조 합성법 적용 및 최적화

### 3.1 최적화 설계변수 및 구속조건

#### (1) 최적화 설계변수

부시의 강성 결정을 위한 최적화 과정에 앞서, 최적화 설계 변수인 부시의 복소 동강성을 정의하고자 한다. 부시의 복소 동강성은 식(1)로 정의할 수 있다.

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

여기서  $\eta$ 는 손실인자(Loss Factor)로서, 진동에너지를 열 에너지로 소산시키는 정도를 의미하며, 천연 고무의 경우 일반적으로 0.1 이하의 값을 갖고, 합성고무의 경우 배합조건에 따라 그 차이가 존재하기는 하나, 대체적으로 0.2 이하의 값을 갖는다. 본 연구에서 고려한 실제 차량에 장착된 부시의 손실인자는 약 0.1의 값을 갖는다.

#### (2) 설계변수의 제한조건

부시는 진동절연과 더불어 차체 정하중을 지지하는 역할도 하기 때문에, 강성에 대한 하한을 설정해야 한다. 정하중 지지는 부시의 정강성에 의해 결정이 되고, 복소 동강성의 실수부는 정강성에 비례하므로, 복소 동강성 하한은 차체 정하중 지지를 고려하여 기존 값의 1/3 배로 정하였다. 부시 강성의 상한은 부시의 제작 가능한 크기와 재질 등을 고려하여 3 배로 정하였고, 손실인자는 천연고무와 합성고무를 사용하는 경우 각각에 대하여 고려하고자 하였다. 즉, 부시의 복소 동강성은 식 (2)와 같은

범위 내에서 최적화가 이루어지도록 하였다.

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

$1/3 < \alpha_i < 3$  : 복소 동강성 실수부 수정인자

$0 < 0.1 \times \beta < 0.1$  : 천연고무 손실인자 범위

$0 < 0.1 \times \beta < 0.2$  : 합성고무 손실인자 범위

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

### 3.2 차량에 대한 부분 구조 합성법 적용

#### (1) 부분 구조 합성법

부분 구조 합성법이란, 각 부분 구조물의 동특성을 알고 있을 때, 부분 구조물 간의 연결 지점에 대해 변형의 기하학적 적합성 및 힘의 작용-반작용 원리를 이용하여 부분 구조물들을 연성 시켜 전체 구조물의 진동특성을 알아내는 방법이다. 여기서, 부분 구조물의 동특성이란, 관심 지점에 대한 점/전달 주파수 응답함수(Point /Transfer FRF) 혹은 진동계의 질량/강성/감쇠 행렬을 말한다.<sup>(3)</sup> 부시의 복소 동강성을 설계 변수로 하여 부분 구조 합성법을 이용하면, 강성 값 변화에 따른 전체 차량 모형의 동특성 변화를 반복적으로 계산할 필요가 없으므로 효율적이다. 따라서 본 연구에서는 '차체-부시-프레임'의 3 개 부분 구조를 갖는 차량 모형에 대하여 부분 구조 합성법을 적용하고자 하였다.

먼저, 차체 만에 대하여 부시와 차체가 연결된 지점과 관심 응답지점인 차실 바닥 4 지점(운전석, 보조석, 좌/우측 뒷좌석)에 대한 관계를 얻기 위하여, 각 부시 연결점에 대하여 차례로 힘 가진을 하고, 부시 설치 10 개 지점과 차실 바닥 4 개 지점에서의 주파수 응답함수를 구하였다. 따라서 차체 만에 대하여 얻은 주파수 응답함수는 총 140 개 (10 개 입력 X 14 개 응답)가 되고, 이를 식 (3)에 나타내었다.

$$\mathbf{H}_{\text{BODY},(14 \times 10)} = \begin{bmatrix} \mathbf{H}_{\text{Body},f,(10 \times 10)} \\ \mathbf{H}_{\text{Body},f,(4 \times 10)} \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서,

$$\mathbf{H}_{\text{Body},f,(10 \times 10)} = \begin{bmatrix} H_{B_{11},f_{11}} & \cdots & H_{B_{11},f_{15}} & H_{B_{11},f_{15}} & \cdots & H_{B_{11},f_{15}} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{B_{15},f_{11}} & \cdots & H_{B_{15},f_{15}} & H_{B_{15},f_{15}} & \cdots & H_{B_{15},f_{15}} \\ H_{B_{15},f_{11}} & \cdots & H_{B_{15},f_{15}} & H_{B_{15},f_{15}} & \cdots & H_{B_{15},f_{15}} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{B_{15},f_{11}} & \cdots & H_{B_{15},f_{15}} & H_{B_{15},f_{15}} & \cdots & H_{B_{15},f_{15}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{H}_{\text{Body},f,(4 \times 10)} = \begin{bmatrix} H_{B_{12},f_{11}} & \cdots & H_{B_{12},f_{15}} & H_{B_{12},f_{15}} & \cdots & H_{B_{12},f_{15}} \\ H_{B_{13},f_{11}} & \cdots & H_{B_{13},f_{15}} & H_{B_{13},f_{15}} & \cdots & H_{B_{13},f_{15}} \\ H_{B_{14},f_{11}} & \cdots & H_{B_{14},f_{15}} & H_{B_{14},f_{15}} & \cdots & H_{B_{14},f_{15}} \\ H_{B_{16},f_{11}} & \cdots & H_{B_{16},f_{15}} & H_{B_{16},f_{15}} & \cdots & H_{B_{16},f_{15}} \end{bmatrix}$$

$f$  : 수직 방향 힘 가진

$B$  : 수직 방향 변위 응답(차체)

$r$  : 차체 좌측

$l$  : 차체 우측

$1 \sim 5$  : 부시 번호

$dr$  : 운전석(Driver)

$as$  : 보조석(Assistant)

$rl$  : 좌측 뒷좌석

$rr$  : 우측 뒷좌석

이어서 프레임 구조에 대하여, 네 바퀴 노면 가진 및 부시 연결 지점에서의 힘 가진(노면 가진 4 개 + 부시 연결 지점에서의 힘 가진 10 개)에 대한 10 개의 응답(부시 연결 지점에서의 변위 응답 10 개)이 필요하므로, 얻어야 할 모든 주파수 응답함수는 140 개가 된다. 이를 식(4)에 나타내었다.

$$\mathbf{H}_{\text{FRAME},(10 \times 14)} = \begin{bmatrix} -\mathbf{H}_{\text{Frame},f,(10 \times 10)} & \mathbf{H}_{\text{Frame},x,(10 \times 4)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기서,

$$\mathbf{H}_{\text{Frame},f,(10 \times 10)} = \begin{bmatrix} H_{F_{11},f_{11}} & \cdots & H_{F_{11},f_{15}} & H_{F_{11},f_{15}} & \cdots & H_{F_{11},f_{15}} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{F_{15},f_{11}} & \cdots & H_{F_{15},f_{15}} & H_{F_{15},f_{15}} & \cdots & H_{F_{15},f_{15}} \\ H_{F_{15},f_{11}} & \cdots & H_{F_{15},f_{15}} & H_{F_{15},f_{15}} & \cdots & H_{F_{15},f_{15}} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{F_{15},f_{11}} & \cdots & H_{F_{15},f_{15}} & H_{F_{15},f_{15}} & \cdots & H_{F_{15},f_{15}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{H}_{\text{Frame},x,(10 \times 4)} = \begin{bmatrix} H_{F_{11},x_{1r}} & H_{F_{11},x_{1l}} & H_{F_{11},x_{1r}} & H_{F_{11},x_{1l}} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{F_{15},x_{1r}} & H_{F_{15},x_{1l}} & H_{F_{15},x_{1r}} & H_{F_{15},x_{1l}} \\ H_{F_{15},x_{1r}} & H_{F_{15},x_{1l}} & H_{F_{15},x_{1r}} & H_{F_{15},x_{1l}} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{F_{15},x_{1r}} & H_{F_{15},x_{1l}} & H_{F_{15},x_{1r}} & H_{F_{15},x_{1l}} \end{bmatrix}$$

$x$  : 노면 입력(Road Profile)

$F$  : 수직 방향 변위 응답(프레임)



$$G_{B_b, B_b} = \left| H_{B_b, v_r} + H_{B_b, v_r} H_{del(v_r)} \right|^2 G_{v_r, v_r} + \left| H_{B_b, v_p} + H_{B_b, v_p} H_{del(v_p)} \right|^2 G_{v_p, v_p} \quad (13)$$

식(13)의 변위 응답을 식(14)와 같이 가속도의 파워 스펙트럼 밀도(PSD: Power spectral density)로 변환하고, 마찬가지로 방법으로 차실 내 나머지 3 지점에 대해서도 가속도 응답을 구하여 식(15)와 같이 목적 함수를 정의하였다.

$$G_{a_{u, a_{dr}}} = \omega^4 G_{B_b, B_b} \quad (14)$$

$$w_{RMS_{all}} = \sqrt{\sum_i W_b(f_i) G_{a_i} \Delta f} \quad (15)$$

여기서,

$$G_{a_i}(f_i) = G_{a_{u, a_{u_2}}}(f_i) + G_{a_{u, a_{w}}}(f_i) + G_{a_{r, a_{r}}}(f_i) + G_{a_{r, a_{r}}}(f_i)$$

가중함수  $W_b(f)$ 는 착석 자세 인체에 가해지는 수직 방향 진동에 대해 정의된 것으로, 그림 5 와 같은 형상을 갖는다.<sup>(5)</sup>

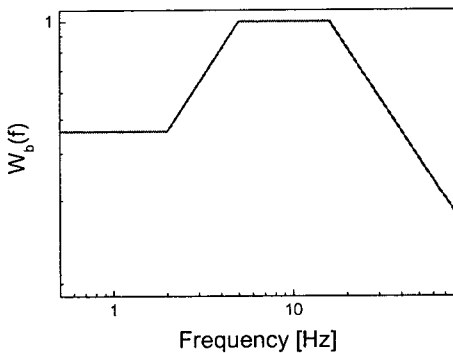


Fig. 5 Weighting function for human vibration

인체가 가장 민감하게 진동을 느끼는 주파수 구간인 5~16Hz 구간에 가장 많은 가중을 부여하고, 그 이후 구간에서는 가중이 점점 줄어들게 된다.

### 3.3 최적화 알고리즘

최적의 부시 복소 동강성을 결정하기 위한 방법으로, 자연계의 유전자 진화원리를 모방한 기법인 유전자 알고리즘(Genetic Algorithm)을 사용하였다. 유전자 알고리즘은 최적의 설계변수 값을 찾는 탐색공간 내에 다수의 개체를 생성시키고, 목적함수 값의 위반 정도에 따라 개체에 적합성을 부여한 뒤, 적합성이 클수록 교배와 변종의 과정에 참여할 확률을 크게 하여, 보다 좋은 개체가 다음 단계에 많이 형성되도록 하는 과정을 반복하며 최적의 해를 찾는 방법이다.<sup>(6)</sup> 유전자 알고리즘은 기존의 최

적화 알고리즘과는 달리, 확률론적 방법에 의해 발생된 다수의 설계변수 값들을 이용해 최적화를 수행함으로써, 국소 최적해를 벗어나 전역 최적해로 수렴할 가능성이 높다는 장점이 있기 때문에, 본 연구에서 유전자 알고리즘을 이용하였다.

## 4. 최적화 결과

일반적인 아스팔트 도로를 80km/h 와 120km/h 로 직진 주행하는 경우, 손실인자의 상한을 0.1 과 0.2 로 변경시키며 최적화를 수행한 결과를 표 1 에 요약하였다.

Table.1 Results of optimization

Velocity / Loss factor	80km/h $w_{RMS_{all}}$ [m/s <sup>2</sup> ]	120km/h $w_{RMS_{all}}$ [m/s <sup>2</sup> ]
0.1	0.8930 (21.8% reduced)	1.2733 (7.7% reduced)
0.2	0.7830 (31.5% reduced)	1.1335 (17.8 reduced)

Before optimization : 1.1423[m/s<sup>2</sup>] at 80km/h  
1.3796[m/s<sup>2</sup>] at 120km/h

표 안의 수치는 최적화 후 관심 응답 지점에서의  $w_{RMS_{all}}$  와 진동 저감율을 나타낸 것이다.

각 속도조건에 대해 최적화 된 강성 값 크기 변화를 그림 6 에 나타내었다.

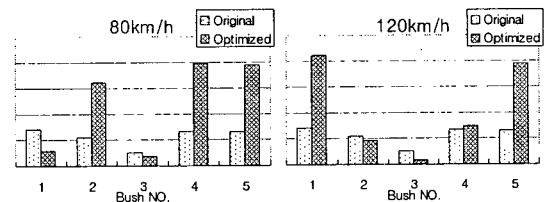


Fig. 6 Real part of complex stiffness before/after optimization

각 속도조건에서의 응답 가속도 파워스펙트럼 밀도를 그림 7 에 나타내었다.

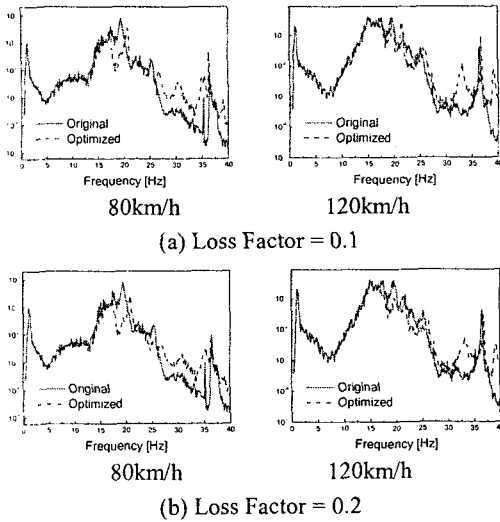


Fig. 7 Sum of weighted PSD,  $G_{aa}(f)$

최적화 결과, 주로 15~25Hz 주파수 구간의 진동 성분이 저감되었다. 최적 강성은 속도 조건에 따라 다르게 결정이 되는 반면, 손실인자의 증가에 따른 강성 변화는 나타나지 않았다. 또한 손실인자는 천연고무와 합성고무를 사용하였을 경우 모두 상한 (0.1 또는 0.2)을 갖는 것이 진동 저감에 유리함을 알 수 있다. 같은 속도 조건 하에서 손실인자가 증가할수록 주요 피크의 높이가 낮아져 효과적인 진동저감을 이루고 있는 것을 볼 수 있다.

80km/h 로 주행 할 경우 1,3 번 부시 강성은 작아 지고, 2,4,5 번 부시 강성은 커짐으로써, 21.8%의 높은 진동저감이 이루어졌다.

120km/h 로 주행하는 경우 1,5 번 부시 강성은 크게, 3 번 부시 강성은 작게 하는 것이 진동 저감에 유리한 것으로 나타났으나, 그 효과는 7.7%로써 80km/h 의 경우에 비하여 미약한 수준이다. 그러나 손실인자를 0.2 로 증가시킴으로써 17.8%의 진동저감을 이룰 수 있었다.

## 5. 결론

프레임 차량의 주행 시 노면 입력으로부터 차실 내로 전달되는 진동수준의 저감을 목표로, 진동의 주요 전달경로인 부시의 복소 동강성을 최적화하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 손실인자의 증가는 모든 속도 조건에서 진동 저감에 효과적이다. 특히 120km/h 주행 조건과 같이 넓은 주파수 범위가 가진 되는 경우, 강성 최적화와 손실인자의 증가가 함께 이루어져야 높은 진동 저감을 이룰 수 있다.
- 최적 부시 강성은 차량의 주행 속도에 따라 다른 값을 갖는다. 따라서 차량에 적용할 최적 부시 강성은 속도 조건과 더불어, 설계 초기단계에서 정해진 차량의 용도/주행 특성 등을 고려하여 결정해야 한다.

## 참고문헌

- (1) ISO 2631-1:1997(E) Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole body vibration - Part1:General requirements.
- (2) MSC/Nastran Basic Dynamic Analysis User's Guide, 1995, The MacNeal-Schwendler Corp., Los Angeles, CA
- (3) D. J.Ewins, 2000, "Modal Testing, theory, practice and application", Research Studies Press Ltd.,
- (4) ISO/TC108/SC2/WG4 N47, 1982, "Repeating Vehicle Road Surface Irregularities".
- (5) British Standards, BS 6841, 1987, "Measurement and Evaluation of Human Exposed to Whole-Body Mechanical Vibration and Repeated Shock".
- (6) 이준배, 1996, "유전자 알고리즘을 이용한 전체/다목적 최적화 알고리즘의 개발", 박사학위 논문, 기계공학과, 한국과학기술원.