

# 발포스펀지 의자시트의 진동전달 특성 Vibration transfer characteristic of foaming sponge chair seat

김성환 · 강화중 · 김태균 · 문덕홍  
S. H. Kim, H. J. Kang, T. K. Kim and D. H. Moon

(접수일 : 2011년 10월 21일, 수정일 : 2012년 01월 27일, 채택확정 : 2012년 01월 30일)

**Key Words** : Experimental modal analysis(실험모드해석), Foaming sponge(발포스펀지), Global curve fitting(전역 곡선맞춤), Viscous damping(점성감쇠), Vibration transfer function(진동전달함수), Frequency response(주파수 응답)

**Abstract** : Recently, in the movie theater, the special chair is installed to maximize the viewing effect of movies. It is structured to convey a vibrational stimulus to a specially-designated parts of human body by attaching a vibration transducer to a existing theater chair. This paper describes the analysis of the vibration transfer characteristic of a foaming sponge seat for the design of the special chair. We could not apply the structural analysis S/W because it is difficult to obtain the mechanical properties and damping coefficients of the various type sponges. And then we computed the transfer functions by the global curve fitting program based on experimental modal analysis. The experimental response results comparatively coincide with those by the global curve fitting program. We also could obtain the natural frequencies, the modal damping coefficient ratio, the modal vectors and the whole transfer functions. Therefore we could analyze the dynamic characteristic for design of foaming sponge seat.

## 1. 서 론

각종 영상 체험관의 등장과 영화산업의 급성장에 의한 영화상영관의 증가와 더불어 영상물 상영관에 대한 시설 또는 설비의 개선으로 관객의 영화 관람 효과를 극대화 시키려는 노력이 다양하게 진행되고 있다. 그 중 관람용 의자는 3D영상물의 특정한 장면과 연동시켜 최상의 관람효과를 꾀하고 있다. 현재 설비된 의자는 공·유압제어에 의한 병진 또는 회전 의자, 안개상(狀)의 분무장치, 간헐적으로 진동하는 의자 등을 들 수 있다.

이들 중 진동의자는 CGV의 일부 영화관에 시험적으로 사용하고 있으나 제품의 설계시 의자의 동특성 해석, 인체로의 전달진동 및 관객의 관람효과 등의 면밀한 연구 검토를 거치지 않고 경험에 의한 설계로 제작된 제품이다.

진동의자는 시트와 등받이로 구분되어 있지만 진동에 대한 감응은 대부분 시트에서 느끼기 때문에 본 연구에서는 의자시트의 동특성을 해석 하였다. 시트는 주 재질이 발포스펀지(foaming sponge)로 감쇠 효과가 크고, 제조시 첨가되는 경화제(hardner)와 밀도에 따라 그 물성이 변화한다. 이런 이유로 의자시트의 동특성해석에 필수요소인 발포스펀지의 기계적 성질과 감쇠상수 등의 표준적인 물성치의 파악이 어렵다. 따라서 유한요소법 등의 이론해석적인 방법으로 의자의 동특성을 해석하기에는 어려움이 있다.

이 논문에서는 극장용 의자의 발포스펀지시트에 실험모드해석법<sup>1~3)</sup>을 적용하여 실험에 의한 동정의로 진동전달특성을 연구 검토한다.

의자시트의 특정 가진점에 대한 응답점의 진동전달함수를 실험에 의하여 구하고, 전역곡선맞춤(global curve fitting)<sup>4~6)</sup>에 의하여 감쇠최소유진동수와 모드감쇠비(modal damping ratio) 및 모드벡터(modal vector)<sup>7,8)</sup>를 구한다.

모드벡터를 이용하여 임의의 가진점에 대한 전체 전달함수를 산정하고, 설계에 필요한 시트의 진동전

문덕홍(교신저자) : 부경대학교 기계시스템공학과  
E-mail : dhmoon@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6190  
김성환, 강화중 : 부경대학교 대학원  
김태균 : (주) Acouve 대표이사

달 특성을 규명한다.

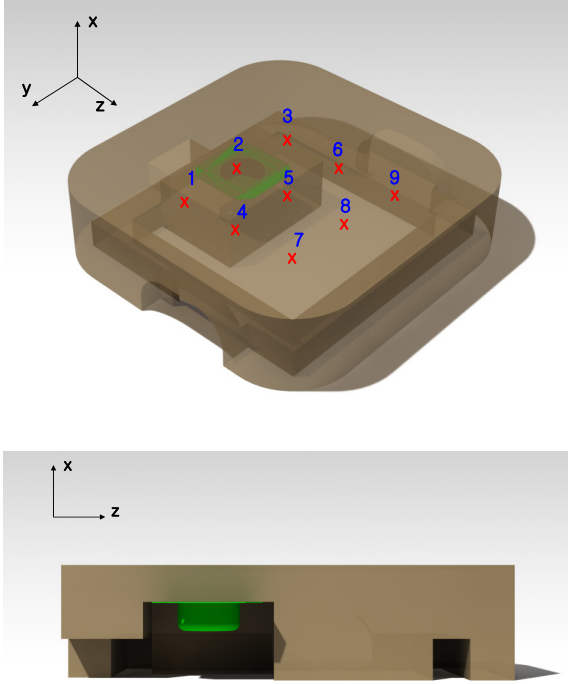


Fig. 1 The schematic diagram of foaming sponge seat

## 2. 이 론

### 2.1 일반점성감쇠계

실제 극장의자의 시트와 유사한 Fig. 1과 같은 진동의자의 발포스펀지 시트를 9개점에 질량이 집중하는 것으로 모델링하여  $x$  방향만의 운동을 가정 할 경우, 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (1)$$

여기서,  $[M]$ 은 질량행렬,  $[C]$ 는 감쇠행렬,  $[K]$ 는 강성행렬,  $\{x\}$ 는 변위벡터,  $\{f\}$ 는 가진력벡터이다. 그리고 발포스펀지는 감쇠가 크기 때문에 감쇠행렬  $[C]$ 의 감쇠요소들을 비례감쇠계로 모델링하는 것은 타당치 않아 일반점성감쇠계로 모델링하였다.

일반점성감쇠계의 경우 비감쇠진동의 고유모드로 운동방정식 (1)을 비연성화 할 수 없으므로 다음 식 (2)를 이용하여 새로운 운동방정식 (3)을 도입한다.

$$[M]\{\ddot{x}\} - [M]\{\dot{x}\} = \{0\} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ x \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

식(3)에서,

$$[D] = \begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix}, \quad [E] = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\{q\} = \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ x \end{Bmatrix}, \quad \{p\} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix}$$

식(4)와 같이 정의하면,

$$[D]\{\dot{q}\} + [E]\{q\} = \{p\} \quad (5)$$

식(5)의 일반고유치 문제를 풀면, 전달함수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_{ij}(\omega) = \frac{x_i}{F_j}(\omega) \quad (6)$$

$$= \sum_{r=1}^N \left( \frac{\phi_{ri} \cdot \phi_{rj}}{d_r(j\omega - \lambda_r)} + \frac{\overline{\phi_{ri}} \cdot \overline{\phi_{rj}}}{d_r(j\omega - \overline{\lambda_r})} \right)$$

$[d_r] = [U]^T [D] [U]$ ,  $[U] = \begin{bmatrix} [\phi] & [\overline{\phi}] \\ [\phi] [\lambda] & [\overline{\phi}] [\overline{\lambda}] \end{bmatrix}$ ,  $[\phi]$ 는 모드행렬,  $[\lambda]$ 는 고유진동수 행렬,  $\lambda_r = -\omega_{nr}\zeta_r + j\omega_{nr}\sqrt{1-\zeta_r^2}$  여기서  $\omega_{nr}$ 는 비감쇠고유진동수,  $\zeta_r$ 은 모드감쇠비이다.

곡선맞춤의 효율성을 위하여  $A_{rij} = \frac{\phi_{ri} \cdot \phi_{rj}}{d_r}$ ,  $\sigma_r = \omega_{nr}\zeta_r$ ,  $\omega_{dr} = \omega_{nr}\sqrt{1-\zeta_r^2}$ 로 두고 잉여질량 ( $R_m$ )과 잉여강성 ( $R_k$ )을 고려하면 식(6)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$h_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N \left( \frac{A_{rij}}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{\overline{A_{rij}}}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} \right) \quad (7)$$

$$- \frac{1}{\omega^2 R_m} + \frac{1}{R_k}$$

### 2.2 실험모드해석에 의한 전체전달함수 산정

N자유도의 전달함수는  $N \times N$ 의 행렬로 나타낼 수 있으며, 이 중 임의의 가진점(j)에 대한 N개의 응답을 선택하고 식(7)의 전달함수( $\{h_{1j}, h_{2j}, \dots, h_{Nj}\}^T$ )에 있는 계수를 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} A_{11j} & A_{21j} & \dots & A_{j1j} & \dots & A_{M1j} \\ A_{12j} & A_{22j} & \dots & A_{j2j} & \dots & A_{M2j} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{1jj} & A_{2jj} & \dots & A_{jjj} & \dots & A_{Mjj} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{1Nj} & A_{2Nj} & \dots & A_{jNj} & \dots & A_{MNj} \end{bmatrix} = [A], \quad (M \leq N) \quad (8)$$

측정된 전달함수와 곡선맞춤에 의하여  $\omega_{dr}$ 과  $\sigma_r$ 이 결정되면 식(8)과 식(9)를 이용하여 모달매트릭스  $[\phi^\dagger]$ 를 구할 수 있다.

$$[d^\dagger] = \text{diag} \left( \left[ \frac{1}{A_{1jj}}, \frac{1}{A_{2jj}}, \dots, \frac{1}{A_{Mjj}} \right] \right) \quad (9)$$

$$[\phi^\dagger] = [[A][d^\dagger]]^T$$

가진점(j)를 변경한 경우의 전달함수는  $[\phi^\dagger]$ ,  $[d^\dagger]$ 와 식(10)을 이용하여 구할 수 있다.

$$h_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^M \left( \frac{\phi_{ri}^\dagger \cdot \phi_{rj}^\dagger}{d_r^\dagger(j\omega - \lambda_r)} + \frac{\overline{\phi_{ri}^\dagger} \cdot \overline{\phi_{rj}^\dagger}}{\overline{d_r^\dagger}(j\omega - \overline{\lambda_r})} \right) - \frac{1}{\omega^2 R_m} + \frac{1}{R_k} \quad (10)$$

### 2.3 곡선맞춤(curve fitting)

곡선맞춤 프로그램은 MATLAB을 이용하여 작성되었으며, 라이브러리로 제공되는 fminsearch함수를 이용하였다. 상기 함수는 Nelder-mead method<sup>9)</sup>를 기반으로 설계되었고 오차함수만을 정하면 쉽게 이용할 수 있다는 장점이 있다.

Nelder-mead method는 초기값과 오차함수에 의해 수렴정도가 달라지는 특성을 가지고 있기 때문에 초기값과 오차함수의 결정이 매우 중요하다. 그러므로 유전알고리즘<sup>10)</sup>을 사용하여 초기값을 선정하였으며, 각 점의 기여도를 일정하게 하기위하여 오차함수는 식 (11)과 같이 정하였다.

$$e = \frac{\sum |h_{ex} - h_{cf}|}{\sum |h_{ex}|} \quad (11)$$

$h_{ex}$ 는 실험에 의한 전달함수  $h_{cf}$ 는 곡선맞춤으로 생성된 전달함수이다. 곡선맞춤은 총 3단계로 진행된다. 1단계는 한 점의 주파수전달함수곡선을 통해  $[\lambda]$ 의 초기값을 선정하고, 2단계는 1단계에서 얻어진  $[\lambda]$ 를 사용하여  $[A]$ 값을 결정한다. 3단계는 얻어진  $[\lambda]$ 와  $[A]$ 값을 초기값으로 하여 최종  $[\lambda]$ ,  $[A]$ 값을 찾아내도록 하였다.

### 3. 곡선맞춤 프로그램의 검증

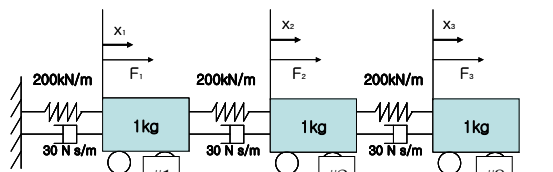


Fig. 2 Free-body diagram for simulation model

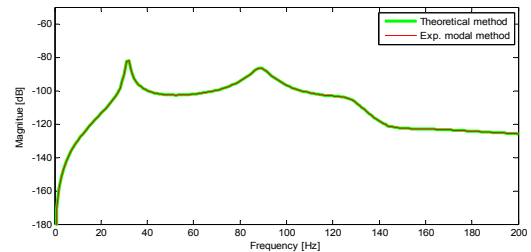
작성된 프로그램의 검증을 위해 Fig. 2와 같은 계를 고유치 해석하여 얻어진 전달함수와 곡선맞춤 프로그램을 통해 얻어진 결과를 비교하였다. 곡선맞춤에는 #2질점에 가진된 경우를 가정하여  $h_{12}(= x_1/F_2)$ ,  $h_{22}(= x_2/F_2)$ ,  $h_{32}(= x_3/F_2)$ 가 사용

되었다.

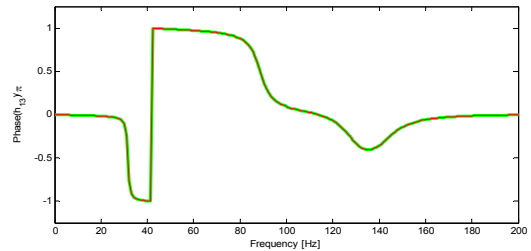
Table 1 Comparison between theoretical value and curve fitting value

	theoretical value	curve fitting value
$\omega_n$ [Hz]	31.7	31.7
	88.8	88.8
	128.3	128.3
$\zeta_n$	0.03	0.03
	0.07	0.07
	0.10	0.10

Table 1은 곡선맞춤 프로그램에 의한 비감쇠고유진동수( $\omega_n$ )와 모드감쇠비( $\zeta_n$ )를 산정한 값과 이론적 계산 결과를 나타낸 것으로 매우 잘 일치함을 보여주고 있다.



(a) Absolute amplitude( $|x_1/F_3|$ )



(b) Phase angle( $\angle x_1/F_3$ )

Fig. 3 Comparison between theoretical method and experimental modal analysis method

Fig. 3은 식(8)의  $[A]$ 를 곡선맞춤으로 구하고 식(9)를 사용해서  $[\phi^\dagger]$ 와  $[d^\dagger]$ 를 얻었다. 그리고 식(10)을 통해 #3질점의 가진시 #1질점의 응답(변위)을 산정한 결과 즉,  $h_{13}(= x_1/F_3)$ 의 진폭(a)과 위상각(b)을 나타낸 것으로 실험모드해석법에 의한 전달함수 산정 결과가 이론해석 결과와 잘 일치함을 보여주고 있다.

따라서 이 곡선맞춤 프로그램을 사용하면 어떠한 점에 가진 하더라도 전체 전달함수를 문제없이 산정할 수 있음을 확인하였다.

## 4. 실험 및 결과 고찰

### 4.1 실험

진동의 측정은 Fig. 1과 같은 의자시트를 대상으로 #2점에 진동트랜듀서(transducer)를 부착하여 가진시키고, 9자유도의 상하진동만을 고려하여 9개점의 전달함수를 측정하였다.

측정 시스템은 Fig. 4와 같으며, 측정센서는 A사(社)의 4507 B 004 가속도계 3개(측정용)와 B사(社)의 KS95B-100 가속도계 1개(기준용)를, 데이터수집장치는 C사(社)의 PXI 4472B를 사용하였다. 입력신호는 C사(社)의 PXI 6722, Analog out기능을 이용하여 정현파를 만들어 입력시켰으며, 20~210Hz까지 1Hz씩 증가(sweep) 시키며 정상상태(steady state)에서 응답을 측정하였다.

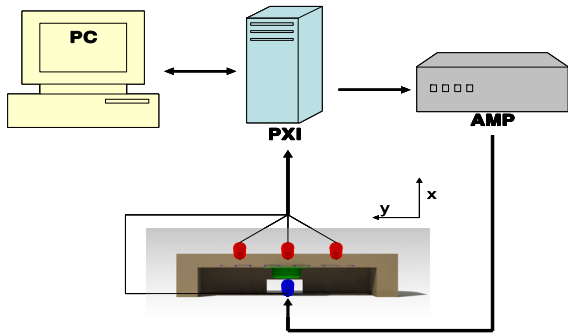


Fig. 4 The schematic of experimental apparatus

### 4.2 실험결과 고찰

#### 4.2.1 시트의 물성에 따른 진동전달 특성

실험에 사용된 발포스펀지는 폴리우레탄(polyurethane)이 주성분이며, 제조시 첨가되는 경화제(hardner)와 밀도(density)에 의해 그 특성이 변화한다.

Table 2 The properties of seat samples

	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
Hardener	M50	M50	M47	M47
Mass	1.35kg	1.25kg	1.35kg	1.25kg

Table 2는 시트의 경화정도와 질량을 나타낸다. 경화의 정도는 M47 < M50 순으로 크며, 진동시트의 정확한 체적을 산출하기 어려워 밀도를 질량으로 대체하였다.

Table 2에서 제시된 4가지 형태의 발포스펀지 시트를 Fig. 1과 같이 #2점 하부에 진동트랜듀서를 부착하여 가진한 다음 9개점의 주파수 전달함수 응답을 측정하였다.

Table 3은 실험모드해석법에 의한 모드인자(mode parameter) 중 비감쇠고유진동수( $\omega_n$ ), 모드감쇠비( $\zeta_n$ )를 나타낸다.

Table 3 Modal parameters of foaming sponge samples by curve fitting

	Order	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
$\omega_n$ [Hz]	1	31.4	32.6	25.9	30.5
	2	34.8	40.8	29.0	37.3
	3	52.2	50.3	42.2	43.7
	4	80.2	54.1	80.9	51.9
$\zeta_n$	1	0.10	0.11	0.09	0.09
	2	0.12	0.16	0.09	0.11
	3	0.10	0.14	0.15	0.20
	4	0.15	0.17	0.40	0.13

영화 관람용 의자 시트는 관객이 착석했을 때 #4, #6, #7, #9점에 압력이 집중되며<sup>10)</sup>, 이 점들의 전달률을 평가해야 한다고 판단하였다. 정량적 표현을 위해 상기 점들의 ESD(Energy Spectral Density)를 합하여 대푯값으로 정하였다. 각 점의 ESD는 식(12)로 산출할 수 있으며, f는 주파수를 의미한다.

$$ESD = \sum |H_{ex}(f)|^2 \quad (12)$$

Table 4 The values of total ESD of foaming sponge seat samples  
Unit : mm<sup>2</sup>/N<sup>2</sup>·sec

	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
Total ESD	0.2263	0.1559	0.3694	0.2464

Table 4는 진동전달 효과가 커지기를 기대하는 #4, #6, #7, #9점들의 Total ESD값을 나타내며 Type 3이 가장 큰 값을 갖는 것으로 평가되었다. 따라서 Type 3의 전달률이 가장 높은 것으로 판단하였다.

#### 4.2.2 가진점에 따른 전달 특성

Fig. 5는 경화정도 M47, 질량 1.35kg의 Type 3 발포스펀지로 구성된 진동시트 샘플에 대하여 #2점을 가진한 경우, 각 응답점(9개점)의 주파수응답을 측정 후 곡선맞춤 하여 전달함수  $\{h_{i2}\}$ , ( $i = 1 \sim 9$ )를

구한 각 응답점들의 결과이다. 이 때 4차고유진동수를 고려한 고유진동수, 모드감쇠비, 모드벡터를 구하였다. 또한 이 모드벡터를 이용하여, #5와 #8점을 가진 경우의 전달함수  $\{h_{i5}, h_{i8}\}$ , ( $i = 1 \sim 9$ )도 산정하여 같이 나타내고 있다.

Fig. 5에서 굵은 실선(Exp. #2)은 실험치로써 #2점에 가진하여 실측한 결과이다. #2의 가는 실선은 계측 데이터를 4차 고유진동수까지 곡선맞춤한 결과이며, 비교적 실제 추정 값과 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 점선(#5)과 일점쇄선(#8)은 각각 #5점과 #8점을 가진했을 때 응답전달 함수를 산정한 결과이다.

#2점을 가진 한 결과와 비교하여 #5점 가지는 #1, #2, #3점에서는 고유진동수 부근에서 진폭이 줄어든 응답을 보이고 그 외의 점에서는 증가된 응답을 확인할 수 있었다. #8점 가지는 경우 #7, #8, #9점의 응

답은 증가하였으나 그 이외의 점들은 모두 감소함을 확인할 수 있었다. #5점 가지는 경우 관객이 의자에 앉게 되면 인체의 국부 부근이 가장 큰 응답점이 되고, 만약 가진력이 커지면 불쾌감을 유발할 수 있다. #8점 가지는 경우 진동전달 효과가 커지기를 기대하는 #7, #9의 전달률은 증가했지만 관객의 자세여하에 따라 인체의 전하중이 #8점에 집중될 수 있어 내구성면에서 가진점으로서는 적합하지 않다고 생각된다. 따라서 진동의 체감과 구조적인 면에서 #2점을 선택하는 것이 가장 적합하다고 판단된다. 그러나 이 경우 Fig. 5에서 알 수 있듯이 가진점(#2)과 그 주변점(#1, #3, #5)에 진동이 전달되며 나머지점 즉, #4, #6, #7, 및 #9점의 진동전달이 상대적으로 낮음을 알 수 있다. 이는 진동전달 보조재의 사용으로 해소가 가능 하리라 생각되고, 이에 관한 더욱 상세한 연구 검토

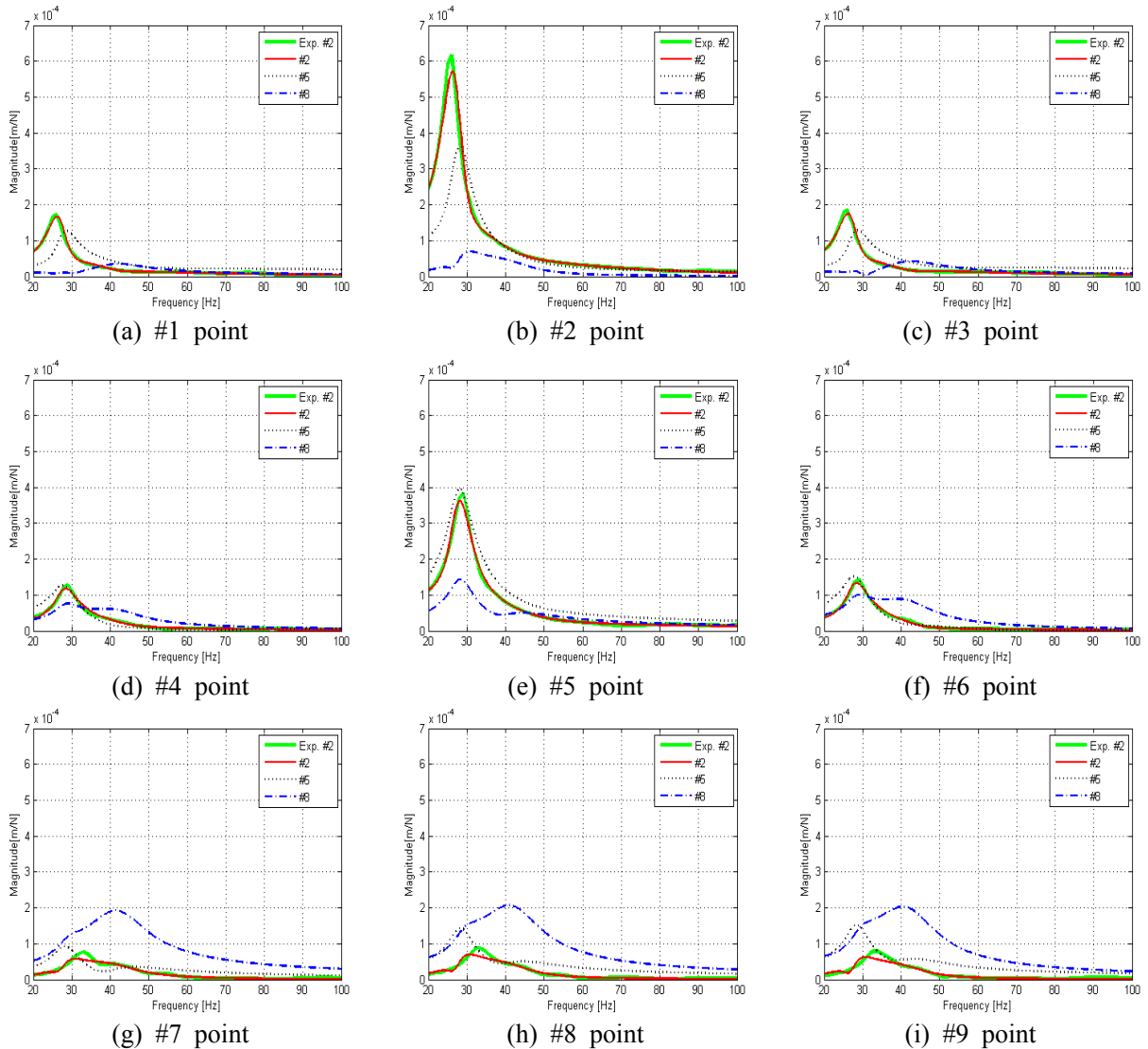


Fig. 5 Transfer functions of type 3 by excitations of #2, #5 and #8 point

가 필요 할 것이다.

## 5. 결 론

극장용 관람의자의 발포스펀지시트를 해석하기 위하여 실험모드해석법을 적용하여 진동전달특성을 연구 검토한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 발포스펀지 시트에 대하여 실험모드해석법을 적용한 곡선맞춤법으로 문제없이 가진점에 따른 진동전달특성을 해석할 수 있음을 확인하였다.
2. 최적의 가진점은 Fig. 1의 #2점이라 판단되며, 최적의 경화정도와 질량은 M47, 1.35kg의 Type 3으로 나타났다.
3. 양호한 진동전달 효과를 기대하는 #4, #6, #7, #9의 점은 가진점에 비해 상대적으로 낮은 진동전달을 보이고 있는데, 구조변경 또는, 진동전달 보조재를 사용한 후속 연구가 필요하다.

## 참고 문헌

1. 安田仁彦, 1993, “モード解析と動的設計”, コロナ社, Japan, pp. 161-171.
2. D. J. Ewins, 1980, “Modal testing : Theory and practice”, Research studies press LTD, England, pp. 174-189.
3. Jimin He and Zhi-Fang Fu, 2001, “Modal analysis”, India, Butterworth heinemann, pp. 123-179.
4. Mark H. Richardson and Dabid L. Formenti, 1985, “Global curve fitting of frequency response measurements using the rational fraction polynomial method”, 3rd IMAC conference, Orlando, FL. pp. 1-8.
5. 민천홍, 박한일, 배수룡, 전재진, 2009, “주파수 전달함수를 이용한 신 포괄 곡선맞춤법”, 한국해양 공학회지 제23권 6호, pp. 82-86.
6. T.Chalko and N.Haritos, 1995, “Curve fitting algorithms for modal analysis”, Modelling and Simulation Society of Australia and New Zealand Inc, pp. 226-231.
7. Ron Potter and Mark Richardson, 1974, “Mass, stiffness, and damping matrices from measured modal parameters”, ISA 74 International

- Instrumentation-Automation Conference & Exhibit, pp. 1-5.
8. Mark H. Richardson, 2000, “Modal mass, stiffness and damping”, Vibrant Technology, Inc, pp. 1-6.
9. Lagarias, J.C., J. A. Reeds, M. H. Wright, P. E. Wright, 1998, “Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions”, SIAM Journal of Optimization, Vol. 9 Number 1, pp. 112-147.
10. 박석주, 박영범, 박경일, 제해광, 이금주, 2011, “유전알고리즘에 의한 강봉의 감쇠행렬 산출법”, 한국마린엔지니어링학회지, 제35권, 제2호, pp. 271-277.
11. 사성진, 황대현, 최형연, 김영은, 이현철, 2003, “수직진동 하에서 인체동특성과 체압분포의 비교 분석을 통한 유한요소 인체 모델의 검증”, 한국자동차공학회 2002년 심포지움(기계관련산학연), pp. 411-416.