영화관 의자용 음향진동자극 시트의 개발

Development of Vibroacoustic Stimulation Seat for a Movie Theater Chair

문 덕 홍

Deok-Hong Moon

(접수일 : 2012년 10월 2일, 수정일 : 2012년 11월 26일, 채택확정 : 2012년 11월 28일)

Abstract: The global movie industry is continuing rapid growth through application of the latest technology. 3D movies are being produced and shown for a more effective viewing experience. Special chairs for audiences are being experimentally manufactured and installed for the greatest viewing effect. This special chair has a structure that applies vibrating stimuli to specific parts of the body by attaching vibration transducers to theater chairs and synchronizing it with each scene of the movie. In a previous study, it has been confirmed that we can analyze the vibration transfer characteristics of sponge seats through the application of an experimental modal analysis method and obtain design variables easily. In this paper, we examine the major design parameters needed in the development of a foaming sponge seat in which auxiliary springs are inserted to improve the vibration transfer effect of a chair seat. Through analyzing several prototypes by applying experimentation as well as the experimental modal analysis method, it was confirmed that the effect of vibration transfer can be improved through the use of an auxiliary member.

Key Words : Experimental Modal Analysis, Foaming Sponge Seat, Global Curve Fitting, General Viscous Damping, Transfer Function, Frequency Response

1. 서 론

국내·외 영화산업은 영화의 제작과 상영, 관객의 호응이 잘 조화되어 지속적이고 비약적인 발전과 괄목할만한 성장을 보이고 있다. 최근 최신 기술을 이용한 3D입체영화의 제작, 시·청각음향시설의 고성능화, 관람용 특수의자의 개발로 시·청각 이외 인체의 다른 감각기능을 영화의 장면과 동기화시켜 자극시키는 등 관객의 관람효과를 극대화 시키려는 노력이 영화의 흥행에 상당한 영

향을 미치고 있는 실정이다.

이 중 음악이나 음향신호를 이용한 관람의자의 진동시트는 현재 시험적으로 일부 영화관에 부분적으로 보급되고 있으나, 시트의 재료로 특성 값을 파악하기 어려운 발포스펀지 소재를 사용하고 있어, 시트의 설계·제작이 해석적이기보다는 경험에 의존하고 있는 실정이다. 이와 관련된 연구 또한 저자들의 이전 연구^{1,2)}를 제외하고는 국내·외를 막론하고 거의 찾아볼 수 없다.

이 진동시트는 음악 또는 영화의 음향신호를

문덕홍(교신저자) : 부경대학교 기계시스템공학과
E-mail : dhmoon@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6190

Deok-Hong Moon(corresponding author) : Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University.
E-mail : dhmoon@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6190

기본 입력신호로 동작하는 진동트랜듀서가 부착되어 있고 의자와 신체피부의 접촉부에 접촉진동을 가하는 구조로 설계되어 있다. 이 때 인체에 인가되는 진동은 주파수대역에 따라서는 불쾌하거나 유해하기도 하지만, 20~130 Hz 대역의 특정 주파수에 의한 접촉진동은 오히려 인체에 매우 유익하다고 하는 연구들이 다수 보고되고 있다.³⁻⁵⁾ 따라서 이런 진동의 적극적인 이용을 이 장치의 설계에 반영하고 있다.

Fig. 1 The auxiliary member

Fig. 2 The schematic diagram of foaming sponge seat with spring

의자 시트의 주된 소재인 발포스펀지는 비례감쇠가 아닌 일반점성감쇠의 성질을 갖고 있고 비교적 감쇠가 큰 특징이 있다. 이러한 이유로 이전 연구에서는 발포스펀지 진동시트 해석에 실험적 모드해석법⁶⁻⁸⁾을 활용하여 진동전달 특성을 평가하였으며, 진동트랜듀서의 적절한 부착위치를 제안했다.

그리고 트랜듀서의 부착점, 즉 가진점에 집중되는 진동진폭을 분산시키고 원하는 위치에 양호한 진동전달을 위하여 보조재의 사용을 제안했다.

이 논문에서는 몇 종류의 발포스펀지에 양호한 진동전달을 위한 보조재로서 강재스프링을 삽입한 구조의 의자시트에 대하여 진동전달특성을 실험적으로 해석하고 연구 검토하여 주요 설계 파라메터를 구하고자 한다.

2. 이 론

2.1 일반 점성감쇠계

Fig. 1의 강재스프링을 의자 시트 스펀지 발포시 Fig. 2의 그림과 같은 형태로 삽입하여 발포한다. 시트를 해석하기 위하여, Fig. 2와 같이 스프링을 갖는 발포스펀지 시트를 9개점에 질량이 집중하는 것으로 모델링한다. x 방향만의 운동을 가정할 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 가진력 벡터이다. 그리고 스프링이 삽입된 발포스펀지 시트는 감쇠가 크기 때문에 감쇠행렬 $[C]$ 의 감쇠요소들을 비례감쇠계로 모델링하는 것은 타당치 않아 일반 점성감쇠계로 모델링하였다.

일반 점성감쇠계의 경우 비감쇠진동의 고유모드로 운동방정식 (1)을 비연성화할 수 없으므로, 다음 식 (2)를 이용하여 새로운 운동방정식(3)을 도입한다.

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

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

식(3)에서,

$$\begin{aligned} [D] &= \begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix}, & [E] &= \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \\ \{q\} &= \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix}, & \{p\} &= \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

식(4)와 같이 정의하면,

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

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

$$\begin{aligned} h_{ij}(\omega) &= \frac{x_i}{F_j}(\omega) \\ &= \sum_{r=1}^N \left(\frac{\phi_{ri} \cdot \phi_{rj}}{d_r(j\omega - \lambda_r)} + \frac{\overline{\phi_{ri}} \cdot \overline{\phi_{rj}}}{d_r(j\omega - \overline{\lambda_r})} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

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

$$\begin{aligned} h_{ij}(\omega) &= \sum_{r=1}^N \left(\frac{A_{rij}}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{\overline{A_{rij}}}{j(\omega - \overline{\omega_{dr}}) + \overline{\sigma_r}} \right) \\ &\quad - \frac{1}{\omega^2 R_m} + \frac{1}{R_k} \end{aligned} \quad (7)$$

2.2 실험모드해석에 의한 전체전달함수 산정

N자유도의 전달함수는 $N \times N$ 의 행렬으로 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.

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

j점을 가진하여 측정된 전달함수와 이전 연구의 곡선맞춤 프로그램¹⁾을 적용하여 ω_{dr} 과 σ_r 이 결정 되면, 식(8)과 식(9)를 이용하여 모달매트릭스 $[\phi^\dagger]$ 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} [d^\dagger] &= \text{diag} \left(\left[\frac{1}{A_{1jj}} \quad \frac{1}{A_{2jj}} \quad \dots \quad \frac{1}{A_{Mjj}} \right] \right) \\ [\phi^\dagger] &= [A][d^\dagger]^T \end{aligned} \quad (9)$$

가진점 j 이외의 점들을 가진하였을 경우의 전달함수들은 j점 가진시에 구한 식(9)의 $[\phi^\dagger]$, $[d^\dagger]$ 와 식(10)만을 이용하여, 나머지 전달함수 $N \times N - 1$ 개 모두 구할 수 있다.

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

3. 실험 및 결과 고찰

3.1 실험

진동의 측정은 Fig. 2와 같은 의자 시트를 대상으로 #2점에 트랜듀서(transducer)를 부착하여 가진 시키고, 9자유도의 상하진동만을 고려하여 9개점의 전달함수를 측정하였다.

측정 시스템은 Fig. 3과 같으며, 측정센서는 A사(社)의 4507 B 004 가속도계 3개(측정용)와 B사(社)의 KS95B-100 가속도계 1개(기준용)를, 데이터 수집 장치는 C사(社)의 PXI-4472B를 사용하였다. 입력신호는 C사(社)의 PXI-6722, Analog out기능을 이용해서 정현파를 만들어 입력시켰으며, 20~

210Hz 까지 1Hz 씩 증가(sweep)시키며 정상상태(steady state)에서 응답을 측정하였다.

의자 시트의 샘플은 모두 8종으로 Fig. 2와 같이 형상은 동일하고, 스펀지의 제조에 사용된 경화도와 밀도의 차이가 있다. Table 1에 샘플의 경화도, 질량과 스프링의 유무에 따른 8종류를 나타내었다.

Fig. 3 The schematic of experimental apparatus

Table 1 The properties of sponge seat samples with and without spring

Type	Hardener	Mass	Spring
1n	M50	1.35 kg	×
1s			○
2n		1.25 kg	×
2s			○
3n	M47	1.35 kg	×
3s			○
4n		1.25 kg	×
4s			○

3.2 실험결과 및 고찰

3.2.1 보조재(스프링)의 진동전달 특성

진동시트는 진동에 사용되는 전용 트랜듀서가 있다. 이 트랜듀서는 Fig. 4와 같은 주파수 특성을 가지고 있으며, 40 Hz 이하에서 가진력이 가장 약함을 알 수 있다. 이를 보상하기 위해서 20~40 Hz 부근에 보조재의 고유진동수가 위치하도록 제작했다.

보조재는 Fig. 1과 같은 형상으로 주재료는 스

프링강(Ni-Co 경강선, KS D3510C종)이며, 질량은 0.50 kg 이다. 보조스프링에 대하여 상용 유한요소 프로그램인 CATIA V5로 고유진동수를 계산한 결과는 Table 2와 같으며, 스프링의 #2점에 충격해머(Impact hammer)를 사용하여 전달함수를 측정 한 결과는 Fig. 5와 같다.

Fig. 4 The frequency output characteristic of seat transducer

Table 2와 Fig. 5로부터 보조재의 저차 고유진동수가 20~40Hz 사이에 상당수 존재하고 있음을 알 수 있다. 이 보조재는 전술한 가진기의 가진력이 약한 특성(40Hz 이하의 저주파수 대역)을 상당 부분 보상할 수 있도록 설계, 제작된 것임을 알 수 있다.

Table 2 Natural frequency of spring which calculated by CATIA V5

Order	Natural frequency[Hz]
1	10.49
2	14.40
3	20.30
4	24.08
5	27.77
6	30.95
7	32.65
8	33.79
9	94.94

(a) Point #1, #2, #3

(b) Point #4, #5, #6

(c) Point #7, #8, #9

Fig. 5 Impulse response of auxiliary spring

3.2.2 보조재 삽입에 따른 시트의 진동 전달 특성

Fig. 6은 #2점을 가진기로 가진시킬 경우 스프링이 없는 샘플(Type 1n, 2n, 3n, 4n)과 스프링이 있는 샘플(Type 1s, 2s, 3s, 4s)의 주파수 전달함수 응답을 나타낸 것으로, 9개점의 분포를 비교하기 위해 응답을 하나의 그래프에 나타낸 것이다.

그리고 100 Hz 이상의 응답은 진폭이 미미하여 관심의 주파수 대역인 20~100 Hz에 대한 응답만을 나타내었다.

진동의자 시트의 설계목표는 내구성이 있고 각 부에 고른 진동의 전달에 있다. Fig. 6에서 발포스펀지만의 시트인 Type 1n~4n의 진동 응답결과를 보면, #2의 가진점과 가진점 주위(#5, #3, #1점)의 응답이 크고, 그 외의 점들에의 진동 전달이 미약한 것을 알 수 있다.

반면, 보조재를 삽입한 시트는 진동이 고르게 전달되어 각 점의 진동 진폭의 차가 작은 것을 알 수 있다.

Table 3은 각 점들의 ESD($= \sum |X(f)|^2$, Energy spectrum density)를 구하여 #2점의 ESD에 대한 각 점의 ESD비율을 나타낸 것이다. Table 3에서 알 수 있듯이 보조재가 없는 경우, #2점과 #5점 외에는 진동이 상대적으로 잘 전달되지 않고 있음을 알 수 있다. 또한 보조재가 사용된 시트는 가진점 부근의 에너지집중 문제가 개선됨을 알 수 있다. 그중에서도 Type 1s와 같이 경화제의 비율이 높은 경우 그 진동집중의 균등 분산 전달 효과가 더 커짐을 알 수 있었다.

3.2.3 모드 인자

Table 4는 9점에 대한 전달함수를 곡선 맞춤한 결과를 나타낸다. 곡선맞춤 결과 고유진동수가 변화됨을 알 수 있으며 Type 1을 제외한 Type 2, 3, 4의 경우 스프링의 삽입한 뒤 고유진동수가 증가했음을 알 수 있다.

고유진동수가 증가함은 스프링의 추가에 의한 효과 중 질량 추가 효과 보다 강성 증가에 의한 효과가 상대적으로 크게 작용했다고 판단된다. 반면 Type 1의 경우는 경화도가 높고 밀도가 가

Table 3 The ESD ratios of each points to excitation point

Type	Point #1	Point #2	Point #3	Point #4	Point #5	Point #6	Point #7	Point #8	Point #9
1n	8.19%	100.00%	27.08%	8.96%	49.24%	18.26%	3.97%	9.03%	8.04%
1s	43.25%	100.00%	86.35%	28.24%	51.66%	41.32%	45.67%	74.94%	66.27%
2n	14.19%	100.00%	26.35%	13.43%	46.78%	10.94%	2.53%	2.34%	1.08%
2s	30.47%	100.00%	43.87%	23.83%	49.63%	22.70%	17.64%	22.77%	15.25%
3n	7.99%	100.00%	9.04%	5.23%	46.37%	6.49%	2.66%	3.37%	2.73%
3s	43.52%	100.00%	24.13%	17.28%	49.76%	15.06%	2.64%	6.94%	2.17%
4n	13.37%	100.00%	22.37%	6.57%	40.59%	13.80%	1.81%	4.70%	5.27%
4s	21.86%	100.00%	42.59%	10.82%	41.32%	18.07%	4.71%	11.08%	5.19%

Fig. 6 Comparison between foaming sponge seats without and with spring

Table 4 The modal parameters of 8 samples which were curve fitted to 4th order

Type	Parameter	Order			
		1	2	3	4
1n	ω_n [Hz]	31.4	34.8	52.2	80.2
	ζ_n	0.10	0.12	0.10	0.15
1s	ω_n [Hz]	23.7	25.3	42.1	59.3
	ζ_n	0.09	0.08	0.06	0.25
2n	ω_n [Hz]	32.6	40.8	50.3	54.1
	ζ_n	0.11	0.15	0.14	0.17
2s	ω_n [Hz]	34.0	49.9	67.8	93.8
	ζ_n	0.09	0.08	0.02	0.08
3n	ω_n [Hz]	25.9	29.0	42.2	80.9
	ζ_n	0.09	0.09	0.15	0.40
3s	ω_n [Hz]	33.5	58.6	62.8	80.9
	ζ_n	0.09	0.37	0.06	0.10
4n	ω_n [Hz]	30.5	37.3	43.7	51.9
	ζ_n	0.09	0.11	0.20	0.13
4s	ω_n [Hz]	34.3	51.2	65.5	86.3
	ζ_n	0.08	0.11	0.04	0.08

장 높은 경우이기에 스프링의 질량 추가 효과가 더 크게 작용했다고 생각된다.

3.3 영상물 관람효과

발포스펀지에 진동 트랜듀서만 부착한 시트와 보조스프링을 삽입한 시트의 시작품을 두 개의 실제 영화관 의자에 장착하였다. 그리고 피실험 대상자는 20~30세의 남녀 대학생으로 피실험자 수는 47명이다. 영상물은 영화의 일부 장면을 편집하고, 저음역의 음향신호를 편집하여, 진동이 삽입되어야 할 장면과 동기시켜 진동트랜듀서의 신호로 사용하였다.

설문에 의하면 특정장면에 연동된 진동자극 선호도에서 전 피실험자의 96%가 호감을 나타내었고, 전피실험자의 77%는 스프링 보조재가 삽입된 시트에 더 호감을 나타내었다.

4. 결 론

발포스펀지시트의 진동 전달 분포를 개선하기 위해 보조재로써 강제로 이루어진 스프링을 삽입했다. 이에 실험적모드해석법을 활용하여 진동전달특성을 분석하고 설계에 필요한 주요 파라메타를 고찰한 결과는 다음과 같다.

1. 보조스프링이 삽입된 스펜지시트는 진동전달효과가 개선되어 발포스펀지만으로 구성된 시트에 비하여 특정점에 진동진폭의 집중현상이 상당히 평균화됨을 알 수 있다.
2. 보조재의 삽입은 Type 1s 에서 질량추가 효과로, 그 외 3종(Type 2s, 3s, 4s)에서는 강성증가 효과로 나타나고, 진동집중의 균등 분산효과는 Type 1s 경우가 가장 좋다.
3. 발포스펀지만의 시트와 보조스프링이 삽입된 시트의 시작품에 대하여 관람효과의 호감도에서 전체 피실험자의 76%가 보조스프링을 삽입한 경우에 더 호감을 나타내었다.

후 기

이 논문은 2010학년도 부경대학교의 지원을 받아 수행된 연구임(PK-C-D-2010-0271).

참고 문헌

1. S. H. Kim, H. J. Kang, T. G. Kim and D. H. Moon, 2012, "Vibration transfer characteristic of foaming sponge chair seat", Journal of Korean Society For Power System Engineering, 16 (1), pp. 24-29.
2. T. G. Kim and D. H. Moon, 2012, "Development of vibroacoustic stimulation seat for a movie theatre chair", 19th International Congress on Sound and Vibration, Vilnius, Lithuania, July 8-12, pp. 1-8.
3. O. Skile, 1989, "Vibroacoustic therapy", Music therapy. 8, pp. 61-77.

4. Maranto, C. D., 1993, "Music therapy and stress management, Guilford press, pp. 407-443.
5. D. H. Moon and Y. W. Kim, 2007, "The effect of stress reduction of human body by the vibroacoustic equipment", Journal of korean society for power system engineering Vol. 11, No. 2, pp. 32-37.
6. K. Yasuda, 1993, "Modal analysis and dynamic design, CORONA PUBLISH CO. LTD, Japan, pp. 161-171.
7. D. J. Ewins, 1980, "Modal testing : Theory and practice", Research studies press.
8. J. He and Z. F. Fu, 2001, "Modal analysis", Butterworth heinemann.