

자동차 시트 및 마네킹 시스템의 강제 진동

김 성 결*

Forced Vibration of Car Seat and Mannequin System

Seong Keol Kim*

ABSTRACT

A simplified modeling approach of forced vibration for occupied car seats was demonstrated by using a mathematical model presented in 'Free Vibration of Car seat and Mannequin System'. Nonlinear and linear equations of motions were rederived for forced vibration, and the transfer function was used to calculate the frequency response function. The experimental apparatus were set up and hydraulic shaker was used to obtain the system responses. Through the tests, mannequin's head had a lot of problems, and the responses with a head and without a head were measured. To explore the effects of linear dampings and friction moments at the joints, linear analyses were performed. New sets of linear spring and damping coefficients, and torsional dampings at the joints were calculated through parameter study to match up with experimental results. Good agreement between experimental and simulation frequency response estimates were obtained both in terms of locations of resonances and system deflection shapes at resonance, indicating that this is a feasible method of modeling seated occupants.

Key Words : Forced Vibration Analysis(강제 진동 해석), Frequency Response Function (주파수 응답 함수), Transfer Function(전달 함수), Resonance Frequency(공진 주파수), Torsional Damping(비틀림 감쇠)

1. 서론

자동차 시트와 탑승자 시스템에 대한 Nishiyama^[1,3]의 시뮬레이션 모델은 모델 파라미터와 탑승자의 앉는 자세에 대한 효과를 연구하기 위해 사용하였으며, 모델 파라미터는 시트 쿠션의 스프링과 감쇠 계수이다. 정현과 가진을 받는 탑승자에 대한 응답 해석은 Muskian과 Nash^[4]에 의해서 수행되었는데, 질량과 스프링 그리고 감쇠로 이루어진 다 자유도 계를 제안하였다. 또한 정현과 가진과 충격에 대한 탑승자의 응답 해석은 Poe 등^[5]에 의해, 다양한 크기의 충격에 대한 탑승자의

응답 해석은 Wang 등^[6]에 의해 수행되었다. 최근에는 사람 대신 마네킹을 사용하여 사람의 진동 응답을 예측하는 연구^[7,8]가 활발히 진행되고 있다.

일반적으로 정상 주행 상태에 있는 차량에서 탑승자가 받는 진동량은 시트 베이스의 그것보다 상대적으로 작게 되며, 탑승자에 따라 그리고 탑승자의 앉는 자세에 따라 고 정밀도의 선형 모델로 구성되어야만 진동 거동의 예측이 가능하다. 또한 자동차 시트의 재료인 폼(foam)이 받는 압축 정도는 탑승자의 무게와 앉는 자세에 따라 변하게 되며, 이로 인해 점탄성 폼이 비선형 거동을 하여 선형 모델의 수정을 요구한다.

* 국민대학교 자동차 공학 전문대학원

본 논문에서는 ‘자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동’ 논문에서 제시한 수학적 모델과 모델 파라미터를 이용하여 강제 진동을 위한 모델을 재구성한다. 제작한 마네킹과 자동차 시트로 이루어진 시스템의 주파수 응답 함수를 구하기 위해, 실험 장치를 제작 및 설치 한다. 시스템의 주파수 응답에 중요한 영향을 미치는 모델 파라미터인, 선형 감쇠 및 각 조인트에서의 비틀림 감쇠에 해당하는 마찰 모멘트 등의 효과를 알아보기 위해 전달 함수를 이용한 선형 해석을 수행한다. 마지막으로 실험 결과와 맞추기 위한 파라미터 연구를 수행한다.

2. 강제진동 해석을 위한 자동차 시트 및 마네킹 시스템의 수학적 모델

2.1 운동 방정식 유도 및 선형화

시스템의 강제 진동을 위한 운동 방정식은 ‘자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동’ 논문에서 유도된 운동 방정식에 감쇠에 의한 에너지 손실, D , 외력에 의한 일, Q_r , 등을 삽입하여 시스템의 강제진동을 위한 운동 방정식을 유도한다 또한, 마네킹의 각 부위와 시트에서의 주파수 응답을 구하기 위해 Fig. 1 과 같이 시트 레일에 수직 방향으로 가속도 가진을 하였다

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 m_i \dot{z}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 I_i \dot{\Theta}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 m_i \dot{x}_i^2 \\
 &\quad + \frac{1}{2} J_s \dot{\Theta}_s^2 + \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_s \dot{x}_s^2, \\
 U &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 k_i \delta_i^2 + \frac{1}{2} k_4 \delta_{4c}^2 + \frac{1}{2} k_5 \delta_5^2 + \frac{1}{2} k_s \Theta_s^2, \\
 D &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 c_i \delta_i^2 + \frac{1}{2} c_4 \delta_{4c}^2 + \frac{1}{2} c_5 \delta_5^2,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

강제진동을 위한 본 시스템의 비선형성은 마네킹 및 자동차 시트의 기하학적 특성과 조인트의 비틀림 댐퍼로부터 기인된다. 본 모델에서 사용된 모든 모델 파라미터는 ‘자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동’ 논문에서 사용한 것과 동일하다. 자동차 시트 및 마네킹 시스템은 7 자유도계로 구성되며, 각각의 운동에 대한 동적 변수로: ξ , 둔부 조인트의 절대 수평 변위; ζ , 둔부 조인트의 절대 수직 변위; Θ_1 , 목의 절대 각 변위; Θ_2 , 흉부의 절대 각 변위; Θ_3 , 허벅지의 절대 각 변위; Θ_4 ,

무릎의 절대 각 변위; Θ_s , 등받이의 절대 각 변위, 등받이의 절대 각 변위; \dot{z} , 시트 레일의 수직 방향 입력 가속도 등이 사용되었다.

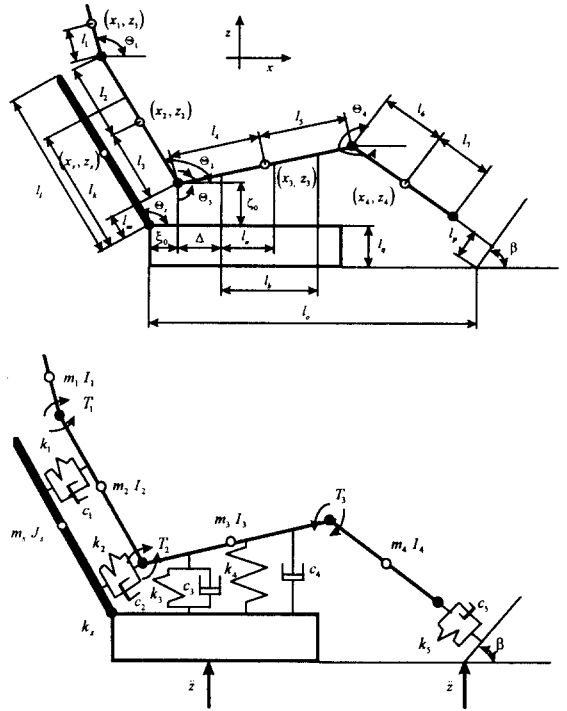


Fig. 1 Schematic of 7 DOF model of the car seat and mannequin system

강제 진동을 위한 전체 시스템의 비선형 운동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} -M_1 & 0 & A_1 & A_2 & A_3 & A_4 & 0 \\ 0 & -M_1 & B_1 & B_2 & B_3 & B_4 & 0 \\ D_2 & D_3 & -M_{10} & D_1 & 0 & 0 & 0 \\ E_2 & E_3 & E_1 & -M_{11} & 0 & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & 0 & -M_{12} & G_1 & 0 \\ H_2 & H_3 & 0 & 0 & H_1 & -M_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -S_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\Theta}_1 \\ \ddot{\Theta}_2 \\ \ddot{\Theta}_3 \\ \ddot{\Theta}_4 \\ \ddot{\Theta}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_5 \\ -B_5 \\ -D_4 \\ -E_4 \\ -G_4 \\ -H_4 \\ -S_2 \end{bmatrix} \tag{2}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 A_1 &= M_2 \sin \Theta_1, \quad A_2 = (M_3 + M_6) \sin \Theta_2, \\
 A_3 &= (M_4 + M_7) \sin \Theta_3, \quad A_4 = M_5 \sin \Theta_4, \\
 A_5 &= M_2 \cos \Theta_1 \dot{\Theta}_1^2 + (M_3 + M_6) \cos \Theta_2 \dot{\Theta}_2^2 \\
 &\quad + (M_4 + M_7) \cos \Theta_3 \dot{\Theta}_3^2 + M_5 \cos \Theta_4 \dot{\Theta}_4^2 - \Delta(\xi), \\
 B_1 &= -M_2 \cos \Theta_1, \quad B_2 = -(M_3 + M_6) \cos \Theta_2,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_3 &= -(M_4 + M_7) \cos \Theta_3, \quad B_4 = -M_5 \cos \Theta_4, \\
 B_5 &= M_2 \sin \Theta_1 \dot{\Theta}_1^2 + (M_3 + M_6) \sin \Theta_2 \dot{\Theta}_2^2 \\
 &\quad + (M_4 + M_7) \sin \Theta_3 \dot{\Theta}_3^2 + M_5 \sin \Theta_4 \dot{\Theta}_4^2 - \Delta(\zeta) - M_1 \ddot{\zeta}, \\
 D_1 &= -M_8 \cos(\Theta_1 - \Theta_2), \quad D_2 = A_1, \quad D_3 = B_1, \\
 D_4 &= -M_8 \sin(\Theta_1 - \Theta_2) \dot{\Theta}_2^2 - M_2 \ddot{z} \cos \Theta_1 - \Delta(\Theta_1) - T_1, \\
 E_1 &= D_1, \quad E = \quad, \quad E = \quad, \\
 E_4 &= M_8 \sin(\Theta_1 - \Theta_2) \dot{\Theta}_2^2 - (M_3 + M_6) \ddot{z} \cos \Theta_2 - \Delta(\Theta_2) + T_1 - T_2, \\
 G_1 &= -M_9 \cos(\Theta_3 - \Theta_4), \quad G = \quad, \quad G_3 = \quad, \\
 G_4 &= -M_9 \sin(\Theta_3 - \Theta_4) \dot{\Theta}_4^2 - (M_4 + M_7) \ddot{z} \cos \Theta_3 \\
 &\quad - \Delta(\Theta_3) + T_2 - T_3, \\
 H_1 &= -M_9 \cos(\Theta_4 - \Theta_3), \quad H_2 = M_5 \sin \Theta_4, \\
 H_3 &= -M_5 \cos \Theta_4, \\
 H_4 &= -M_9 \sin(\Theta_4 - \Theta_3) \dot{\Theta}_3^2 - M_5 \ddot{z} \cos \Theta_4 - \Delta(\Theta_4) + T_3, \\
 S_1 &= J_s + \frac{m_s l_s^2}{4}, \quad S_2 = -k_s(\Theta_s - \Theta_{s0}) - \Delta(\Theta_s) - \frac{1}{2} m_s l_s \ddot{z} \cos \Theta_s,
 \end{aligned}$$

각각의 조인트에서의 비틀림 댐퍼는 식 (3)과 같이 Nishiyama^[1-3]의 실험식을 사용하였다.

$$T_i = T_{\max,i} \tanh\left(\frac{2\omega_i}{\omega_{i,0}}\right) \quad (i=1,2,3)$$

$$\omega_i = \dot{\Theta}_i - \dot{\Theta}_{i+1}, \quad (3)$$

$$T_{\max,1} = 3.920 \text{N} \cdot \text{m}, \quad T_{\max,2} = 35.280 \text{N} \cdot \text{m},$$

$$T_{\max,3} = 14.112 \text{N} \cdot \text{m}, \quad \omega_{i,0} = 0.349 \text{rad/sec}.$$

위 식에서, 마네킹의 각 조인트는 각각, 목과 둔부 그리고 무릎을 나타내며, 방정식에서는 회전하는 각 변수(Θ_i)로 정의하였다.

시스템의 비선형 및 선형 운동 방정식에 대한 강제 진동 해석을 수행하기 위하여, 앞에서 유도된 비선형 운동 방정식의 비선형 항들은 미소 운동을 가정하고 Taylor 급수로 전개하여 새로운 선형 운동 방정식을 유도하였으며, 최종적으로 구해진 시스템의 선형 운동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix}
 M_1 & 0 & -A_1 & -A_2 & -A_3 & -A_4 & 0 \\
 0 & M_1 & -B_1 & -B_2 & -B_3 & -B_4 & 0 \\
 -D_2 & -D_3 & M_{10} & -D_1 & 0 & 0 & 0 \\
 -E_2 & -E_3 & -E_1 & M_{11} & 0 & 0 & 0 \\
 -G_2 & -G_3 & 0 & 0 & M_{12} & -G_1 & 0 \\
 -H_2 & -H_3 & 0 & 0 & -H_1 & M_{13} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_1
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \ddot{\xi}' \\
 \ddot{\zeta}' \\
 \ddot{\Theta}'_1 \\
 \ddot{\Theta}'_2 \\
 \ddot{\Theta}'_3 \\
 \ddot{\Theta}'_4 \\
 \ddot{\Theta}'_s
 \end{bmatrix}
 +$$

$$\begin{bmatrix}
 K_{411} & K_{412} & K_{413} & K_{414} & K_{415} & K_{416} & K_{417} \\
 K_{421} & K_{422} & K_{423} & K_{424} & K_{425} & K_{426} & K_{427} \\
 K_{431} & K_{432} & K_{433} & K_{434} & K_{435} & K_{436} & K_{437} \\
 K_{441} & K_{442} & K_{443} & K_{444} & K_{445} & K_{446} & K_{447} \\
 K_{451} & K_{452} & K_{453} & K_{454} & K_{455} & K_{456} & K_{457} \\
 K_{461} & K_{462} & K_{463} & K_{464} & K_{465} & K_{466} & K_{467} \\
 K_{471} & K_{472} & K_{473} & K_{474} & K_{475} & K_{476} & K_{477}
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \xi' \\
 \zeta' \\
 \Theta'_1 \\
 \Theta'_2 \\
 \Theta'_3 \\
 \Theta'_4 \\
 \Theta'_s
 \end{bmatrix}
 + \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix}
 C_{411} & C_{412} & C_{413} & C_{414} & C_{415} & C_{416} & C_{417} \\
 C_{421} & C_{422} & C_{423} & C_{424} & C_{425} & C_{426} & C_{427} \\
 C_{431} & C_{432} & C_{433} & C_{434} & C_{435} & C_{436} & C_{437} \\
 C_{441} & C_{442} & C_{443} & C_{444} & C_{445} & C_{446} & C_{447} \\
 C_{451} & C_{452} & C_{453} & C_{454} & C_{455} & C_{456} & C_{457} \\
 C_{461} & C_{462} & C_{463} & C_{464} & C_{465} & C_{466} & C_{467} \\
 C_{471} & C_{472} & C_{473} & C_{474} & C_{475} & C_{476} & C_{477}
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \dot{\xi}' \\
 \dot{\zeta}' \\
 \dot{\Theta}'_1 \\
 \dot{\Theta}'_2 \\
 \dot{\Theta}'_3 \\
 \dot{\Theta}'_4 \\
 \dot{\Theta}'_s
 \end{bmatrix}$$

$$= \ddot{z} \begin{bmatrix}
 0 \\
 -M_1 \\
 -M_2 \cos \Theta_{10} \\
 -(M_3 + M_6) \cos \Theta_{20} \\
 -(M_4 + M_7) \cos \Theta_{30} \\
 -M_5 \cos \Theta_{40} \\
 -0.5 m_s l_s \cos \Theta_{s0}
 \end{bmatrix}$$

위의 행렬식에서 사용된 하첨자 0 은 각 파라미터의 정적 상태의 초기 값을 표시하며, 예를 들어 Θ_{10} 은 Θ_1 의 초기 값이다.

2.2 전달 함수

자동차 시트와 마네킹으로 이루어진 시스템의 주파수 응답을 구하기 위하여, 그리고 비선형 방정식을 이용한 수치 해석 방법의 타당성을 검증하기 위하여 전달 함수를 사용하였다. 전달 함수는 시간 영역에서의 동적 변위를 구하여 후리에 변환을 한 후 주파수 응답을 구하는 앞의 방법과 비교해서, 가진력의 크기와 형태에 상관 없이, 짧은 시간에 시스템의 고유한 주파수 응답을 구할 수 있어, 다양한 모델 파라미터 변화에 따른 주파수 응답 해석을 위해 도입하였다.

행렬식 (4)를 간단하게 표현하면:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \ddot{\mathbf{z}} \mathbf{P} \quad (5)$$

이다. 행렬 $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}$ 의 고유치(l_i)를 결정하고, $\omega_i = (l_i)^{0.5}$ 식을 이용하여 시스템의 비감쇠 고유 진동수

를 계산하기 위해 식 (5)를 사용하였다. 위의 행렬에서 결정된 고유치 벡터는 시스템의 모드 형상을 발생시키기 위해 사용되었다.

시스템의 모드들이 서로 근접하고, 감쇠 값이 클 때에는 주파수 응답 곡선의 피크의 모양은 한 개 이상의 모드들에 의해 영향을 받는다. 이러한 이유로, 임의의 주파수 영역에서 모델의 응답을 예측하기 위해서는 정현파 가진에 대한 응답을 구하는 것이 유용하다.

감쇠를 포함하는 선형 운동 방정식에서 입력과 출력 사이의 관계를 나타내는 전달 함수를 구하기 위해 Laplace 변환을 수행한다. 식 (5)를 Laplace 변환을 하고, 초기 조건을 0으로 하면:

$$\mathbf{X}(s) = [\mathbf{M}s^2 + \mathbf{C}s + \mathbf{K}]^{-1} \mathbf{F}(s), \quad (6)$$

된다. 여기서 $\mathbf{X}(s)^T$ 는 $\{\zeta(s), \xi(s), \Theta_1(s), \Theta_2(s), \Theta_3(s), \Theta_4(s), \Theta_5(s)\}$ 이고, $\mathbf{F}(s)^T$ 는 $[s^2Z(s)P]$ 이다. 입력 가속도와 계의 응답 $\{\zeta, \xi, \Theta_1, \Theta_2, \Theta_3, \Theta_4, \Theta_5\}$ 의 2차 미분 값인 가속도의 상관 관계를 나타내는 주파수 응답 함수는 위 식에서 $s = j\omega$ 를 대입하여 구할 수 있으며, 주파수 응답 함수 벡터는 식 (7)과 같이 표현된다.

$$H(j\omega) = [-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C} + \mathbf{K}]^{-1} \{-\omega^2 \mathbf{P}\}. \quad (7)$$

실험을 통해서 둔부 조인트의 수직 방향의 절대 가속도, $\ddot{z} + \dot{z}$ 를 측정 하였다.

3. 주파수 응답의 실험적 고찰

3.1 실험 장치 및 계측 방법

자동차 시트의 재료인 폼(foam)의 거동은 일반적으로 복잡하며, 감쇠가 크기 때문에 매우 어려운 비선형 성질을 갖고 있다⁹⁻¹⁰⁾. 이러한 특성으로 인하여 실험을 수행할 때 재현성이 어려워 주위를 특히 요구하고 있으며, 자동차 시트 및 마네킹의 초기 앉는 자세에 따라 시스템의 응답이 영향을 받는다¹²⁾. Fig. 2는 본 논문에서 사용한 실험 장치를 도식적으로 나타내고 있으며, 마네킹 각 부위의 주파수 응답을 측정하기 위해, 저 주파수 대역의 특성이 좋은 Kistler, 8303과 Neuwghent SAA-100 가속도 계가 사용되었다. 주파수 응답 함수를 구하기 위해 2,048 개의 데이터를 획득하였고, 50%가 겹쳐진 Hanning 윈도우를 사용하였다. 그리고 초당 512 개의 샘플을 0.25 Hz의 분해능으로 측정하였다. 전체 시스템을 가진 하기 위하여 자

동차 시트를 하이드로릭 가진기 위에 고정을 하였으며, 마네킹은 Fig. 2와 같은 자세로, 초기 앉는 자세를 결정하였다. 본 실험에서 사용된 가진력은 랜덤 가속도이며, 필터를 사용하여 본 논문의 관심 주파수 영역인 5 Hz에서 50 Hz 사이만 주파수 특성이 발생하도록 장치를 하였다. 가진 방향은 수직 상하 방향으로 고정하였다.

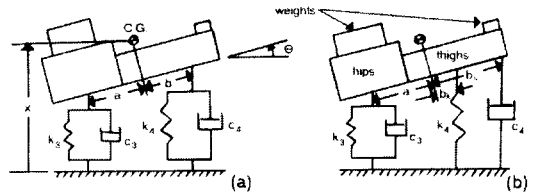


Fig. 2 Experimental set-up of the Herrick car-seat and mannequin system

자동차 시트 및 마네킹으로 이루어진 시스템의 주파수 응답 함수를 측정할 때, 마네킹의 목 조인트로 인해 여러 가지 문제가 발생하였다. 시트 위에 있는 마네킹은 가진기로 가진을 하는 동안 머리 부분이 급격하게 앞뒤로 회전을 하여 실제 사람의 머리와 목 운동을 재현할 수가 없었다. 이러한 이유로, 가진 실험에서는 마네킹의 머리와 목이 있을 때와 분리되었을 때, 두 가지로 나누어 시스템의 주파수 응답을 구하였다. Fig. 3은 마네킹의 머리가 있을 때와 없을 때 각각의 경우에 대하여 측정된 주파수 응답 함수를 보여준다.

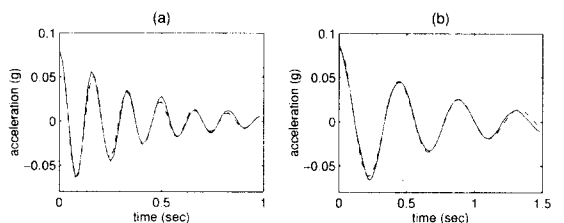


Fig. 3 Estimated frequency responses magnitude of the seated mannequin with and without head attached (a) rail to bottom, (b) rail to back, and (c) rail to knee frequency response functions. Solid line: with head, dashed line: without head

마네킹의 머리 부분이 제거되었을 때의 가장 큰 주파수 응답 함수의 피크는 Fig. 3과 같이 모든 경우에서 크기가 증가하였다. 크기가 가장 큰 피크의 진동수는 8 Hz에서 7.5 Hz로 감소하였으

나 피크의 크기는 증가하였고, 두 번째 크기의 피크에서의 진동수는 6.5 Hz 에서 5.5 Hz 로 감소하였고, 그 크기도 감소하였다. 마네킹의 머리가 제거되었을 때, 각 피크의 진동수가 감소한 것은 마네킹의 머리와 목이 단순히 질량 요소로 작용을 한 것이 아니라 전체 시스템에 상당히 복잡하게 영향을 주는 시스템으로 작용을 하여 일어난 현상이다. 마네킹의 머리와 목으로 이루어진 시스템은 질량뿐만 아니라 목 조인트의 존재로 인해 회전 강성과 감쇠를 가지고 있으며, 이들의 영향이 전체 시스템에 영향을 주어 예측을 어렵게 하는 요인으로 작용을 한 것이다.

3.2 실험을 통한 시스템의 주파수 응답 함수

앞에서 구한 마네킹 각 부위에서의 피크 주파수인 공진 주파수에서의 실제 거동을 구현하기 위하여, 스트로보스코프(stroboscope)가 자동차 시트 및 마네킹으로 이루어진 시스템의 거동을 시각화하기 위해 사용되었다. 자동차 시트 위에 앉아 있는 마네킹을, 가진기를 이용하여 공진 주파수와 근접하게 가진을 하였으며, 마네킹의 머리가 있을 때와 없을 때, 양 쪽의 경우 모두에 대하여 수행을 하였다. 두개의 공진 주파수에서 측정된 시스템의 거동이 Fig. 4 와 Fig. 5 에서 각각 도식적으로 나타내고 있다.

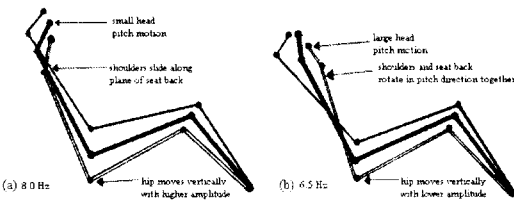


Fig. 4 Deflection shapes at (a) 8.0 Hz "bounce mode" and (b) 6.5 Hz "pitch mode" for the mannequin with head attached

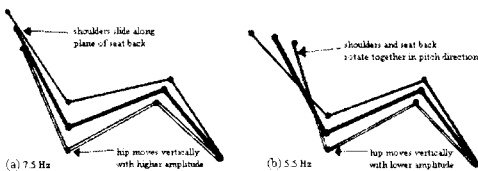


Fig. 5 Deflection shapes at (a) 7.5 Hz "bounce mode" and (b) 5.5 Hz "pitch mode" for the mannequin without head attached

마네킹의 머리가 있는 경우에서, 공진 주파수 8 Hz 의 모드(bounce mode)는 마네킹이 상하로 움직이는 형상이며, 마네킹은 등받이의 기울어진 각도를 따라 위 아래로 미끄러지는 운동을 한다. 또한 마네킹의 양쪽 어깨는 등받이의 초기 상태와 동일하게 접촉을 유지하고 있으나, 둔부 조인트는 확실하게 수직 방향으로 움직인다. 이러한 이유로 마네킹의 흉부에 미소하게 각 운동이 발생된다. 마네킹의 머리는 대부분 등받이가 기울어진 면을 상하로 움직임에 따라 미소하게 각 운동도 한다. 마네킹 머리의 각 운동은 흉부의 각 운동과 반대의 위상을 보여준다. 무릎의 운동은 둔부의 움직임으로 인해 미소 변위를 나타내고 있고, 마네킹의 팔은 둔부의 움직임과 함께 시트 쿠션 위에서 상하로 움직인다. 마네킹의 발은 마네킹이 상하로 움직임에 따라 시트 레일과 접촉하는 발 바닥 부분이 압축이 된다.

공진 주파수 6.5 Hz 의 모드는 피치모드를 나타내고 있는데, 이 모드는 피치 방향으로 움직이는 마네킹과 등받이의 각 운동이 큰 것으로 특징지어진다. 이 모드에서 마네킹의 흉부는 8.0 Hz 의 모드와 같이 등받이를 따라 위 아래로 미끄러지며, 둔부도 상하로 움직이고, 흉부와 등받이는 함께 피치 방향으로 움직인다. 이러한 이유로 마네킹의 머리는 8.0 Hz 의 모드보다 훨씬 더 큰 각 운동을 나타내며, 흉부와 반대의 위상으로 움직인다.

머리 부분이 제거된 경우의 공진 주파수와 주파수 응답의 크기는 변하게 되지만 전체적인 거동의 특성은 머리가 있는 마네킹의 실험 결과와 동일하다. Fig. 5 에서 보여준 것 같이 두개의 마네킹의 모드는 등받이와 마네킹의 각 운동을 나타내며, 5.5 Hz 에서의 마네킹 운동이 등받이와 마네킹의 각 운동을 확실하게 표현한다. 본 실험을 통해 자동차 등받이의 운동이 양쪽 모드에서 발생됨을 알 수 있었고, 이를 근거로 수학적 모델에서 등받이의 각 운동을 구현하기 위해 회전 자유도와 비틀림 스프링을 추가하였다.

4. 수치 해석

‘자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동’ 논문에서 제시한 모델 파라미터를 마네킹의 머리가 제거된 6 자유도 계의 선형 및 비선형 운동 방정식에 대입하여 시스템의 주파수 응답 함수를 계산하였다. 마네킹의 머리 부분은 전술한 바와 같

이 실험을 수행하는데 있어서 많은 문제를 발생시켜 본 수치 해석에서는 머리 부분이 제거된 6 자유도 계에 대하여 강제 진동 해석을 수행하여 실험 결과와 비교하였다. 식 (8)은 마네킹 머리가 제거된 6 자유도 계의 비선형 운동 방정식을, 식 (9)은 선형 운동 방정식을 나타내고 있다.

$$\begin{bmatrix} -M_1 & 0 & A_2 & A_3 & A_4 & 0 \\ 0 & -M_1 & B_2 & B_3 & B_4 & 0 \\ E_2 & E_3 & -M_{11} & 0 & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & -M_{12} & G_1 & 0 \\ H_2 & H_3 & 0 & H_1 & -M_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -S_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\Theta}_2 \\ \ddot{\Theta}_3 \\ \ddot{\Theta}_4 \\ \ddot{\Theta}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_5 \\ -B_5 \\ -E_4 \\ -G_4 \\ -H_4 \\ -S_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{bmatrix} -M_1 & 0 & A_2 & A_3 & A_4 & 0 \\ 0 & -M_1 & B_2 & B_3 & B_4 & 0 \\ E_2 & E_3 & -M_{11} & 0 & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & -M_{12} & G_1 & 0 \\ H_2 & H_3 & 0 & H_1 & -M_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -S_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi' \\ \zeta' \\ \dot{\Theta}_2' \\ \dot{\Theta}_3' \\ \dot{\Theta}_4' \\ \dot{\Theta}_5' \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} K_{411} & K_{412} & K_{414} & K_{415} & K_{416} & K_{417} \\ K_{421} & K_{422} & K_{424} & K_{425} & K_{426} & K_{427} \\ K_{441} & K_{442} & K_{444} & K_{445} & K_{446} & K_{447} \\ K_{451} & K_{452} & K_{454} & K_{455} & K_{456} & K_{457} \\ K_{461} & K_{462} & K_{464} & K_{465} & K_{466} & K_{467} \\ K_{471} & K_{472} & K_{474} & K_{475} & K_{476} & K_{477} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi' \\ \zeta' \\ \dot{\Theta}_2' \\ \dot{\Theta}_3' \\ \dot{\Theta}_4' \\ \dot{\Theta}_5' \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} C_{411} & C_{412} & C_{414} & C_{415} & C_{416} & C_{417} \\ C_{421} & C_{422} & C_{424} & C_{425} & C_{426} & C_{427} \\ C_{441} & C_{442} & C_{444} & C_{445} & C_{446} & C_{447} \\ C_{451} & C_{452} & C_{454} & C_{455} & C_{456} & C_{457} \\ C_{461} & C_{462} & C_{464} & C_{465} & C_{466} & C_{467} \\ C_{471} & C_{472} & C_{474} & C_{475} & C_{476} & C_{477} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi' \\ \zeta' \\ \dot{\Theta}_2' \\ \dot{\Theta}_3' \\ \dot{\Theta}_4' \\ \dot{\Theta}_5' \end{bmatrix}$$

$$= \ddot{z} \begin{bmatrix} 0 \\ -M_1 \\ -M_3 \cos \Theta_{20} \\ -(M_4 + M_7) \cos \Theta_{30} \\ -M_5 \cos \Theta_{40} \\ -0.5m_s l_1 \cos \Theta_{50} \end{bmatrix} \quad (9)$$

자동차 시트와 마네킹을 연결하는 선형 감쇠와 둔부 및 무릎 조인트의 비틀림 감쇠 등의 변화에 대한 시스템의 주파수 응답 함수를 구하기 위해 전달 함수 법을 사용하였고, 프로그램은

MATLAB 상용 프로그램을 사용하여 작성 및 해석을 하였다. Table 1은 실험을 통해 계산된 모델 파라미터의 값들을 나타낸다.

Table 1 Spring stiffness and damping coefficient values determined experimentally. c_5 was chosen to be 80 c_1 based on the ratios used by Nishiyama

Spring Stiffness (N/m)		Damping Coefficient (Ns/m)	
k_1	23,059	c_1	70.48
k_2	0	c_2	0.00
k_3	16,239	c_3	151.38
k_4	64,648	c_4	157.16
k_5	15,279	c_5	5,638.40
k_s	7,194		

4.1 선형 및 비틀림 감쇠의 동시 변화 효과 (c_i 와 T_i)

각각의 선형 감쇠 계수와 둔부 및 무릎 조인트의 마찰 모멘트 변화에 따른 효과를 알아보기 위해, 전체 시스템의 주파수 응답 함수는 식 (9)를 사용하여 계산되었다. 해석에서 사용한 스프링 및 감쇠의 계수는 Table 1에서 제시하였고, 자동차 시트와 마네킹의 아래 부분을 연결하는 스프링, k_2 는 k_1 의 12 배 값으로 정하였다. 또한 둔부 조인트의 마찰 계수인, $T_2 = 202.18$ Ns/rad 로, 무릎 조인트의 마찰 계수인, $T_3 = 80.87$ Ns/rad 로 사용하였다. Fig. 6과 Fig. 7은, 각각 c_i 와 T_i 값이 동시에 변할 때의 주파수 응답 함수를 나타낸다. 그림에서 굵은 실선은 실험에서 구한 모델 파라미터로 구성된 시스템의 주파수 응답을 보여준다.

선형 감쇠 값들의 변화에 대한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 선형 점성 감쇠의 값들이 증가함에 따라 피크의 크기가 감소하는 일반적인 감쇠의 성질을 보여준다. 그러나 조인트에서의 감쇠 값들의 변화를 나타내는 Fig. 7에서는, 감쇠 값들이 증가함에 따라 공진 주파수와 피크의 크기가 증가하기도 한다. Fig. 7의 둔부 조인트의 수직 변위를 나타내는 (b)와 둔부 조인트의 흉부 각 운동을 나타내는 (c)에서 잘 표현이 된다. 이러한 현상은 '자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동' 논문에서 k_2 가 임의의 값을 갖는 시스템의 자유 진동 해석에서 제시한 두 개의 모드(마네킹의 상하 운동 모드와 전후 운동 모드)가 서로 복합되었기 때문이다. 각 조인트의 감쇠 값이 증가함에 따라, 공진 주파수가 높은 마네킹의 전후 운동 모드가 점차로 사라지고, 공진 주파수가 낮은 마네킹의

상하 운동 모드는 피크의 크기와 주파수가 증가하게 되어 하나의 피크로 형성이 되었다.

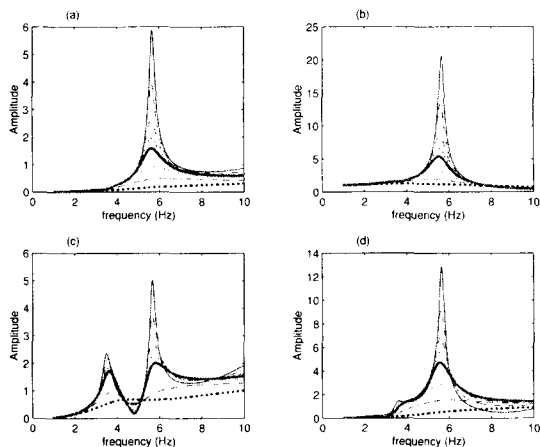


Fig. 6 The effect of varying viscous damping parameters $\{c'_i = (0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 2.0, 4.0, 10.0) \times c_i, i=1,3,4,5\}$ on the frequency response functions, generated from the linearized model relating (a) horizontal displacement (ξ), (b) vertical displacement (ζ), (c) angular displacements of hip joint(Θ_2) and (d) angular displacements of knee joint(Θ_4) to base acceleration

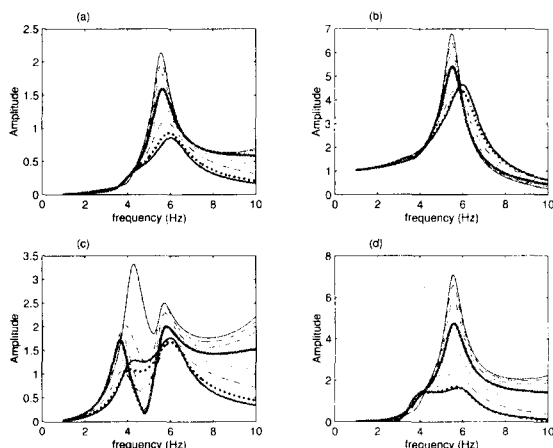


Fig. 7 The effect of varying joint damping parameters $\{T'_j = (0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 2.0, 4.0, 10.0, 20.0) \times T_j, j=2,3\}$ on the frequency response functions, generated from the linearized model relating (a) horizontal displacement (ξ), (b) vertical displacement (ζ), (c) angular displacements of hip joint(Θ_2) and (d) angular displacements of knee joint(Θ_4) to base acceleration

4.2 선형 감쇠의 개별 변화 효과

: c_1, c_3, c_4, c_5

각각의 선형 감쇠를 개별적으로 변화시켰을 때, 주파수 응답 함수의 결과를 Fig. 8에서 제시하였고, 실험에서 습득한 시스템의 주파수 응답 함수가 둔부 조인트의 수직 상하 운동 방향에서의 값이므로, 본 해석에서도 둔부 조인트의 수직 상하 운동 방향에 대해서만 나타내었다.

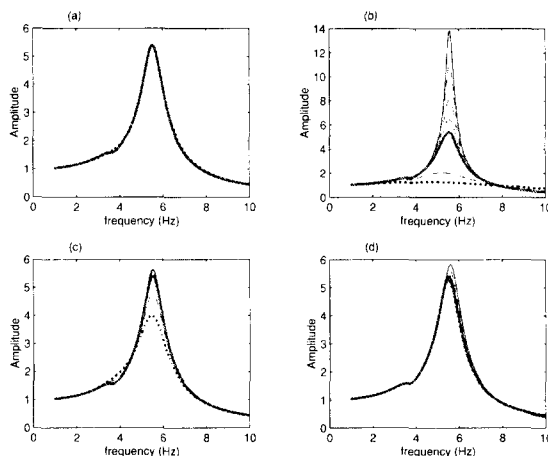


Fig. 8 Frequency response function relating vertical displacement (ζ) of hip joint to base acceleration as a function of changing damping value (a) (c_1), (b) (c_3), (c) (c_4) and (d) (c_5) [$c'_i = (0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 2.0, 4.0, 10.0) \times c_i, i=1,3,4,5$]

각각의 선형 감쇠 중에서 둔부 조인트와 가장 근접한 위치에 있는 c_3 가 수직 방향의 주파수 응답 함수에 가장 크게 영향을 준다. 주파수 응답 함수에서 가장 큰 피크는 마네키의 상하 운동 모드를 나타내며, 작은 피크는 등받이와 마네키 흉부의 각 운동 모드를 나타낸다.

4.3 조인트의 마찰 모멘트 계수의 개별 변화 효과 : T_2 와 T_3

조인트에서의 마찰 모멘트 계수가 개별적으로 변화함에 따른 효과가 해석되었고, 그 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 굵은 실선으로 표시되는 주파수 응답 함수에서는, 각 조인트의 마찰 모멘트의 계수로 Nishiyama^[1-3] 값을 사용하였으며, Nishiyama 논문에서 제시한 이 값들은 마네키가 아닌 실제 사람에 대한 실험 값이다. 본 논문을 위해 제작한

마네킹의 각각의 조인트에서, 이 파라미터들을 측정하는 것이 매우 어려워 기준 값으로 Nishiyama 데이터를 사용하였다.

둔부 조인트의 수직 상하 방향의 주파수 응답 함수에서, 무릎 조인트의 마찰 (T_3)이 둔부 조인트의 마찰 (T_2)보다 훨씬 더 큰 영향을 주고 있다. T_3 가 기준 값과 같거나 큰 상태에서 증가를 하면, 가장 큰 피크의 공진 주파수는 증가하나, T_3 가 기준 값보다 작은 상태에서 증가를 하면, 가장 큰 피크의 공진 주파수는 감소를 한다. 또한, T_2 가 증가하고 T_3 가 감소를 함에 따라, 공진 주파수 3.64 Hz의 피크가 확실하게 나타난다(Fig. 9의 (c)와 (d)).

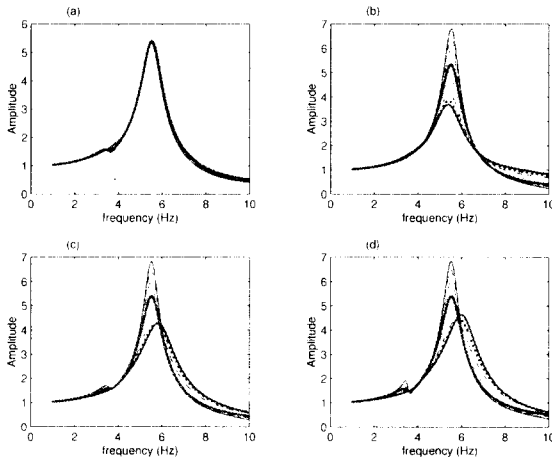


Fig. 9 Frequency responses relating vertical displacement (ζ) of hip joint to base acceleration in linear analysis by changing friction moments at the joints (a) T_2 varies and $T_3 = 80.87$ Ns/rad., (b) T_3 varies and $T_2' = 0.1 \times T_2 = 20.22$ Ns/rad., (c) T_3 varies and $T_2 = 202.18$ Ns/rad., and (d) T_3 varies and $T_2' = 20.0 \times T_2 = 4,043.54$ Ns/rad
 $[T_i' = (0.1, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 2.0, 5.0, 10.0, 20.0) \times T_i, i = 2, 3]$

5. 실험 및 수치 해석 결과의 고찰

머리가 없는 마네킹과 자동차 시트 시스템의 두개의 공진 주파수는 실험을 통하여 5.5 Hz와 7.5 Hz로 측정이 되었다. 5.5 Hz에서의 모드 형상은 주로 자동차 등받이와 마네킹 흉부가 동일한 위상으로 각 운동을 하며, 7.5 Hz의 모드 형상은 주로 마네킹의 흉부가 자동차 시트 위를 위 아래로 미끄러지면서 둔부 조인트가 수직 상하로 운동

을 한다. ‘자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동’ 논문에서 제시된 바와 같이 비록 실험에서는 k_2 값을 구하지 않았으나 마네킹이 시트 위를 앞뒤로 운동하는 모드를 구현하기 위해서는 반드시 이 값을 구해야 하며, k_2 값을 k_1 값의 12 배로 결정을 하였다. 그러나 자유 진동 해석 결과, 실험에서 5.5 Hz에 해당하는 고유 진동수는 4.39 Hz로, 실험에서 7.5 Hz에 해당하는 고유 진동수는 5.39 Hz로 계산이 되었고, 선형 감쇠와 각 조인트에서의 비틀림 감쇠를 적용하여 주파수 응답 함수를 구한 결과에서는 공진 주파수가 각각 3.64 Hz 및 5.53 Hz로 계산이 되었다.

실험 및 수치 해석에 의한 주파수 응답 함수를 서로 맞추기 위해서는 수치 해석에서 구한 공진 주파수의 값들이 증가를 해야 한다. 전술한 바와 같이 주파수 응답 함수는 선형 스프링 강성 및 감쇠 그리고 조인트에서의 마찰 모멘트 등 모델 파라미터에 의해 영향을 받는다. ‘자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동’ 논문과 앞장에서 구한 결과를 적용하여 다음과 같이 실험 해석에서 측정된 주파수 응답 함수에 접근한다. 수치 해석에서 구한 마네킹의 상하 운동을 나타내는 모드의 공진 주파수 5.53 Hz를 실험에서 측정된 7.5 Hz로 증가시키기 위해서는 마네킹의 상하 운동 모드에 가장 큰 영향을 주는 k_3 와 k_4 (Fig. 1)를 증가시켜야 하고, Fig. 7과 Fig. 9의 결과로부터 T_3 를 증가시켜야 한다. 여기에서 스프링 k_3 와 k_4 는 마네킹의 허벅지와 시트 쿠션을 연결하는 요소이다.

자동차 등받이와 마네킹 흉부의 각 운동을 주로 나타내는 수치 해석의 공진 주파수 3.64 Hz를, 실측한 5.5 Hz로 증가시키기 위해, 등받이와 마네킹의 흉부에 가장 영향을 주는 등받이의 비틀림 스프링, k_5 값과 등받이 및 마네킹 흉부의 상부를 연결시켜주는 스프링, k_1 의 값을 증가시켜야 한다. 또한 둔부 및 무릎 조인트의 마찰 모멘트인, T_2 와 T_3 값을 기준 값의 0.25 배보다 작게 하면, 피크의 크기가 증가한다(Fig. 7의 (c)).

다음으로, 마네킹의 상하 운동을 나타내는 공진 주파수에서의 피크의 크기를 작게 하기 위해 Fig. 8의 (b) 및 (c)에서 보여주는 것 같이 c_3 와 c_4 의 값을 증가시켜야 한다. T_2 와 T_3 값은 Fig. 7의 (b) 및 (c)와 같이 특이한 현상을 나타내고 있는데, 임의의 구간에서 이들 값이 증가하면, 피크의 크기가 감소하나, 다른 구간의 값에서 이들 값이 증

가하면, 피크의 크기가 증가를 한다.

마네킹의 흥부와 등받이의 각 운동을 나타내는 공진 주파수의 피크의 크기를 증가시키기 위해, 위와는 반대로 c_3 와 c_4 값들을 감소시켜야 한다. 또한, Fig. 7의 (b) 및 (c)에서 보여준 것 같이 기준 값보다 작은 값에서 T_2 와 T_3 값이 감소하면, 피크의 크기가 급격하게 증가하고, 기준 값보다 큰 값에서 이들 값이 증가를 하면, 피크의 크기는 작아지다가 다시 증가를 한다.

이들 결과로부터 실험에서 구한 주파수 응답 함수와 수치해석 결과를 서로 맞추기 위해 Table 2와 같은 새로운 선형 스프링 및 감쇠 계수와 조인트에서의 마찰 모멘트 값을 구하였다. 이들 값을 적용하여 자유 진동 해석을 수행하였고, 그 결과를 Fig. 10에 나타내었다.

Spring stiffness	Values N/(m or rad.)	Damping coefficient	Values Ns/m	Friction moment	Values Ns/rad.
$k'_1 =$					
$2.65 \times k_1$	61,106.4				
$k_2 =$					
$12 \times k_1$	276,708.0	$c'_1 = 0.25 \times c_1$	17.62		
$k'_3 =$		c_2	0.00	$T'_2 =$	
$2.05 \times k_3$	126,140.6	$c'_3 = 2.1 \times c_3$	598.98	$20 \times T_2$	4,043.55
$k'_4 =$		$c'_4 = 2.1 \times c_4$	48.95	$T'_3 =$	121.31
$2.05 \times k_4$	39,470.7	$c_5 = 20 \times c_1$	1,409.6	$1.5 \times T_3$	
$k_5 =$	15,279.0				
$k'_6 =$					
$3.0 \times k_6$	21,584.8				

Fig. 11은 실험 및 전달 함수를 이용한 선형 해석 그리고 비선형 운동 방정식을 사용한 수치해석의 결과인 주파수 응답 함수들을 보여주고 있다. 여기에서 진하고 가는 실선은 실험에서 측정된 주파수 응답이며, 5Hz 아래에서 응답 곡선이 잘 나타내고 있지 않은데, 이것은 실험에서 사용된 랜덤 입력이, 필터를 사용하여 5 Hz에서 50 Hz 내의 주파수 특성만 발생되도록 했기 때문이다. 굵고 얇은 실선은 전달 함수를 이용한 선형 해석의 주파수 응답 함수이며(식 (9)), x 자 형태의 곡선은 식 (8)을 이용한 비선형 수치 해석의 결과이다. 비선형 수치 해석을 위해 사용한 입력은 실험에서 사용한 랜덤 가속도와 동일하며, 다음의 특성을 갖는다. 첫째, 입력 가속도는 r.m.s. 크기로 0.006 g

m/s^2 이며, 둘째, 입력의 주파수 특성은 실험에서 사용한 랜덤 입력과 유사한 1 Hz에서 50 Hz이다. 비선형 수치 해석 시간은 64 초이며, 해석 시간 간격은 0.0005 초로 초당 2,000 샘플의 샘플링 율 (sampling rate)을 갖는다. 또한 샘플링 주파수, f_s 는 2,000 Hz이고, Δf 는 0.125 Hz이다.

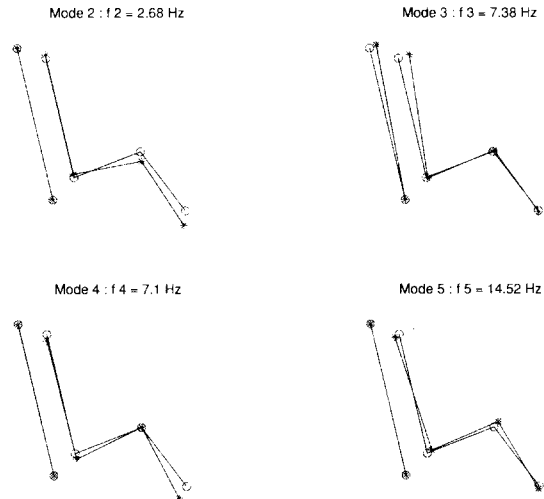


Fig. 10 The undamped natural frequencies and corresponding mode shapes for four of the modes derived from the model with parameters as shown in Table 2

새로운 선형 스프링 및 감쇠 계수 그리고 조인트에서의 마찰 모멘트를 적용하여 선형 및 비선형 해석의 결과는 완벽하게 일치한다. 마네킹의 상하 운동을 나타내는 공진 주파수, 7.5 Hz에서의 피크는 실험을 포함한 모든 해석에서 잘 일치를 한다. 그러나 마네킹의 흥부와 등받이의 각 운동을 나타내는 5.5 Hz에서의 피크는, 공진 주파수는 일치하나 피크의 크기는 실험과 수치 해석에서 일치를 하지 않는다. 이러한 현상이 일어난 이유로, 실험에서 마네킹 및 자동차 시트의 응답을 측정하기 위해 사용한 가속도 계의 부착 방향을 들 수 있다. 실험 및 수치 해석에서 구한 주파수 응답 함수는 둔부 조인트의 수직 상하 운동 방향의 응답인데, 응답 측정을 위해 마네킹과 자동차 시트 각 부위에 장착된 가속도 계 일부는 마네킹과 자동차 시트가 기울어진 각도의 면에 부착이 되어 있어 수직 상하 방향뿐만 아니라 회전 운동 응답도 측정이 되었다. Fig. 11에서, 실험에 의한

주파수 응답 함수는 시스템의 공진 주파수 5.5 Hz 와 7.5 Hz 사이에 미소하게 다른 공진 주파수가 있음을 알 수가 있다. 이것은 낮은 공진 주파수의 피크에 영향을 주어 그 크기를 증가시켰고, 이러한 이유로 수치 해석 결과와 공진 주파수는 일치하나 피크의 크기가 다소 다른 결과를 나타내었다. Fig. 12는 각각의 공진 주파수로 수학적 모델 시스템을 가진 하였을 때의 결과와 자유 진동 해석에서 계산된 모드 형상 결과와의 비교를 나타낸다.

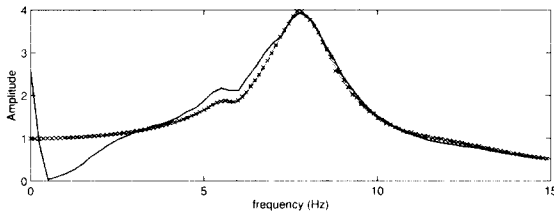


Fig. 11 Frequency responses relating vertical displacement (ζ) of hip joint to base acceleration Dark solid line : experimental results, light solid line : linear model frequency response function, cross line : estimated from simulation using full nonlinear dynamic analysis

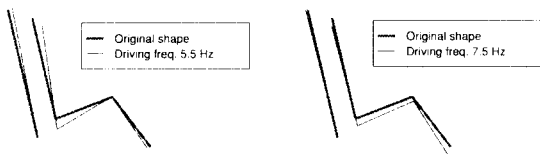


Fig. 12 Operating deflection shapes at resonance (a) 5.5 Hz, and (b) 7.5 Hz. Model parameters shown in Table 2

6. 결 론

‘자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동’ 논문에서 제시한 수학적 모델에 의뢰로 랜덤 가속도를 적용하여 강제 진동 해석을 위한 비선형 수학적 모델을 구성하였다. 이 모델을 선형화 하여 시스템의 선형 운동 방정식을 작성하였고, 이 선형 방정식에 전달 함수 법을 적용하여 시스템의 주파수 응답을 구하였다. 자동차 시트 및 마네킹으로 이루어진 시스템의 주파수 응답을 실험적으

로 구하기 위해 실험 장치를 구성하였다. 마네킹의 머리 부분이 실험 중 여러 가지 문제를 발생시켜 마네킹의 머리가 있을 때와 없을 때 양 쪽의 경우에 대하여 주파수 응답을 측정하였고, 스트로보스코프를 사용하여 각각의 공진 주파수에서의 변형 모드 형상을 시각화 하였다. 또한 마네킹의 머리가 제거된 6 자유도 계에 대하여 비선형 및 선형 운동 방정식을 유도하였다.

선형 감쇠 및 각 조인트에서의 마찰 모멘트인 비틀림 감쇠 등이 시스템의 응답에 미치는 영향을 알아 보기 위해, 각 파라미터들이 동시에 그리고 개별적으로 변하는 경우에 대하여 주파수 응답 함수를 도출하였으며, 각각의 파라미터가 시스템에 어떻게 영향을 미치는가에 대하여 해석을 하였다. 전달 함수를 이용한 해석 방법 이외에도 시스템의 비선형 운동 방정식을 이용하여 비선형 수치 해석을 수행하였고, 선형 및 비선형 해석 결과가 일치함을 알 수 있었다. 또한 ‘자동차 시트 및 마네킹 시스템의 자유 진동’ 논문에서 구한 모델 파라미터를 강제 진동을 위한 수학적 모델에 적용하여 선형 및 비선형 해석을 수행하였으나, 그 결과는 실험에서 구한 주파수 응답 함수와 다소 차이를 나타내었다. 이는 각각의 모델 파라미터를 구하기 위해, 전체 시스템에서 분리한 부 시스템을 구성할 때 발생한 문제로 사료되며, 예를 들어 각각의 조인트에서의 표면 마찰과 자동차 시트의 재료인 폼과의 마찰 및 접촉 등 문제에 기인한다. 실험에서 구한 주파수 응답 결과에 접근하기 위해 파라미터 연구를 수행하였으며, 그 결과 새로운 모델 파라미터를 구성하였고, 실험 결과와 잘 일치함을 알 수 있었다.

본 해석을 통하여 선형 감쇠 및 조인트에서의 비틀림 감쇠가 시스템에 어떻게 영향을 미치고 있는가를 알 수 있었고, 실험 결과와의 비교를 통해 본 논문에서 제시한 수학적 모델이 타당함을 알 수 있었다. 앞으로의 연구는 각 조인트에서의 비틀림 감쇠를 측정하는 실험 방법을 제시하며, 머리 부분이 부착된 마네킹 및 자동차 시트 시스템에 대한 다양한 해석 및 실험을 수행하고자 한다. 또한 자동차 시트의 재료인 점탄성 폼에 대한 연구를 하며, 정확한 모델을 갖기 위해 마찰과 접촉 등을 고려한 모델을 제시하고 개발하고자 한다.

후 기

본 논문은 본 연구자가 1996년 8월부터 1998년 10월까지 미국의 Purdue 대학교 기계공학과 부설 Herrick 연구소의 박사후 과정으로 재직을 하면서 또한 국내에 돌아와 국민대학교 자동차 공학 대학원 연구교수로 현재 있으면서 연구를 한 것이다. 본 연구를 위해 물심양면으로 도와주신 Purdue 대학교 기계공학과 교수이신 Davies 교수와 Bajaj 교수에게 고개 숙여 감사를 드리며, 실험 부분을 도와준 Seth White 에게도 고마움을 전한다. 또한 국내에 돌아와 지속적인 연구를 할 수 있도록 지원해준 2000년도 두뇌한국 21 사업단에 감사를 드린다.

참고문헌

1. S. Nishiyama, "Development of simulation system on vehicle-occupant dynamic interaction (1st Report, Theoretical analysis and system verification)," Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol. 59, No. 568, pp. 3613-3621, 1993.
2. S. Nishiyama, "Development of simulation system on vehicle-occupant dynamic interaction (2nd Report, Influence of sitting posture on human comfort)," Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol. 59, No. 568, pp. 3622-3629, 1993.
3. S. Nishiyama, "Development of simulation system on vehicle-occupant dynamic interaction (3rd Report, influence of parameters of occupant-seat system on human comfort)," Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol. 60, No. 573, pp. 1509-1516, 1994.
4. R. Muksian and C. D. Nash, "A model for the response of seated humans to sinusoidal displacements of the seat," Journal of Biomechanics, Vol. 7, pp. 209-215, 1974.
5. M. H. Pope, D. G. Wilder, L. Jorneus, H. Broman, M. Svensson and G. Anderson, "Response of the seated human to sinusoidal vibration and impact," Journal of Biomechanical Engineering, Vol. 109, No. 4, pp. 279-284 1987.
6. F. Wang, G. You, J. Cui, J. Jiang and J. Fan, "Study on properties of human dynamic response to various levels of impact," Hangtian Yixue Yu Yixue Gongcheng/Space Medicine & Medical Engineering, Vol. 7, No. 4, pp. 266-271, 1994.
7. S. D. Smith, "limitations in predicting human vibration response characteristics from manikins and rigid body masses," Progress with Human factors in Automotive Design : Seating Comfort, Visibility, and Safety SAE Special Publication SAE, Warrendale, PA, USA, Vol. 1242, pp. 169-199, 1997.
8. Y. Gu, "Comparison test of transmissibility response from human occupant and anthropodynamic mannequin," Progress with Human factors in Automotive Design : Driving, Vehicle Seating, and Rear Vision SAE Special Publication SAE, Warrendale, PA, USA, Vol. 1358, pp. 71-73, 1998.
9. F. Gandhi and I. Chopra, "A time-domain non-linear viscoelastic damper model," Smart Materials and Structures, Vol. 5, pp. 517-528, 1996.
10. F. Sidoroff, "Un modele viscoelastique non lineare avec configuration intermediaire," J. de Mechanique, Vol. 13, pp. 679-713, 1974.