

마네킹과 자동차 시트 시스템의 진동 해석

°김성걸*, 이재형*, 박기홍**, 이신영***, P. Davies****, A. K. Bajaj****

Free Vibration of Mannequins and Car Seat System

Seongkeol Kim, Jaehyung Lee, Sin-Young Lee, Kihong Park, Patricia Davies, and Anil K. Bajaj

ABSTRACT

A simplified modeling approach for occupied car seats was demonstrated to be feasible. The model, consisting of interconnected masses, springs and dampers, was initially broken down into subsystems and experiments conducted to determine approximate values for model parameters. A short study of the effect of changing model parameters on natural frequencies, mode shapes and resonance locations in frequency response functions was given, highlighting the influence of particular model parameters on features in the mannequin's vibration response. Good agreement between experimental and simulation frequency response estimates was obtained. Future work should include optimization of parameter estimates, the inclusion of viscoelastic and nonlinear elements in addition to the linear springs and dampers, and finally extensions to a 3D model.

1. 서론

오늘날, 자동차 시트 설계는 주로 경험에 의존을 하고 있으며, 정적 안락성에 대한 고려와 안전성에 영향을 받고 있다. 자동차 시트에 앉아 있는 탑승자의 거동 연구가 현재 다양하게 진행이 되고 있으며, 많은 수의 연구가 실험에 근거를 두고 있다^[1]. 특히, 탑승자의 앉는 자세^[2]에 대한 연구가

각광을 받고 있다.

일반적으로, 자동차 탑승자는 다양한 형태의 진동 원으로부터 가진을 받으며, 탑승자와 탑승자의 앉는 자세 및 시트의 배치에 따라 자동차 시트와 탑승자로 이루어진 시스템의 동적 특성이 변하기 때문에, 모든 조건을 만족시키며, 자동차 시트를 최적화하여 설계하는 것은 거의 불가능하다. 이러한 이유로, 탑승자의 안락성을 최고로 하기 위하여,

* 정회원, 국민대학교 자동차전문대학원 ** 정회원, 국민대학교 기계자동차공학부

*** 정회원, 군산대학교 기계공학부

**** Ray W. Herrick Labs, School of Mechanical Engineering, Purdue University

자동차 시트의 재료인 점탄성 폼에 대한 연구가 자동차 시트 제작 회사를 중심으로 실시되고 있다^[45]. 그리고 현재에는 제 3의 접근 방법으로 유한 요소 법이 컴퓨터 기술의 발달과 더불어 수행되고 있다.

자동차 시트에 앉아 있는 탑승자의 진동 거동을 가장 효과적으로 모델링한 연구방법은 Nishiyama^[6]가 제시를 하였으며, 시스템 파라미터 그리고 탑승자의 앉는 자세 및 시트의 배치 변화에 대한 시스템의 동적 거동을 연구하기 위해 Nishiyama는 시뮬레이션 모델을 제시하였다.

본 논문에서는 Nishiyama가 제시한 모델을 근거로 하여, 미국의 표준 남성에게 해당하는 마네킹을 제작하고, 자동차 시트와 마네킹으로 이루어진 시스템에 대하여 새로운 수학적 모델을 제시한다. 그리고 각각의 시스템 파라미터를 실험적으로 도출하고, 시스템 파라미터 값의 변화에 따른 자유 진동 해석을 수행하고자 한다.

2. 자동차시트와 마네킹 시스템의 해석 모델

본 논문에서 제시한 시스템의 모델링 접근으로 Nishiyama의 방법을 사용하였으나, 운동 방정식을 유도하는 과정에서 Nishiyama의 운동 방정식에 오류가 있어, 자동차 시트와 마네킹에 대한 새로운 수학적 모델을 Figure 1과 같이 구성하였다. 새로

운 수학적 모델에서는 시트의 등받이와 시트 베이스를 비틀림 스프링으로 연결하였는데, Nishiyama 논문에서는 강결합으로 모델링 하였다.

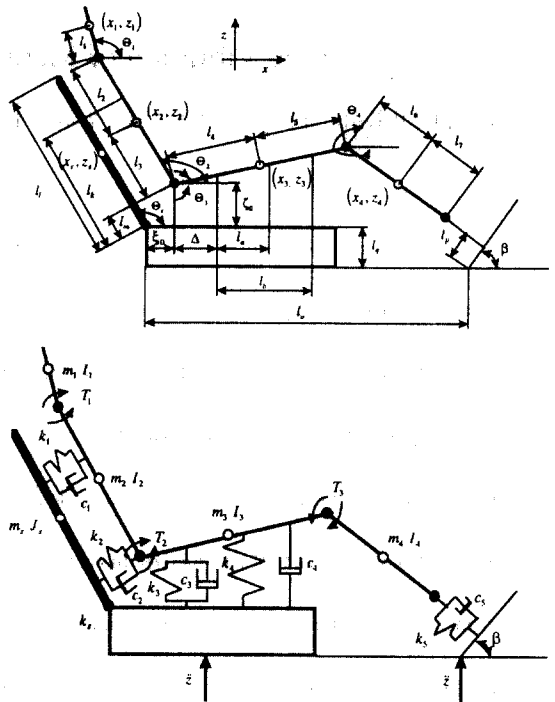


Figure 1: Schematic of 7 DOF model of the car seat and mannequin system.

본 모델에서의 모든 스프링과 댐퍼는 선형이다. 자유 진동을 위한 본 시스템의 비선형성은 마네킹 및 자동차 시트의 기하학적 특성으로 기인된다. 자동차 시트와 마네킹 시스템은 Figure 1과 같이 7 자유도계로 구성된다.

2.1 운동방정식

시스템의 자유진동을 위한 운동 방정식을 유도하기 위해 운동 에너지, T , 위치에너지, U 등이 다음과 같이 정의된다:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^7 m_i \dot{z}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^7 I_i \dot{\theta}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^7 m_i \dot{x}_i^2 + \frac{1}{2} J_i \dot{\phi}_i^2 + \frac{1}{2} m_i \dot{z}_i^2 + \frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2, \quad (1)$$

$$U = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^7 k_i \delta_i^2 + \frac{1}{2} k_i \delta_{ii}^2 + \frac{1}{2} k_i \delta_i^2 + \frac{1}{2} k_i \theta_i^2.$$

식 (1)을 Lagrange 방정식에 대입하면:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_r} + \frac{\partial U}{\partial q_r} = 0, (r=1, \dots, 7), \quad (2)$$

다음의 비선형 미분방정식이 구성된다.

$$\begin{bmatrix} -M_1 & 0 & A_1 & A_2 & A_3 & A_4 & 0 \\ 0 & -M_1 & B_1 & B_2 & B_3 & B_4 & 0 \\ D_2 & D_3 & -M_{10} & D_1 & 0 & 0 & 0 \\ E_2 & E_3 & E_1 & -M_{11} & 0 & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & 0 & -M_{12} & G_1 & 0 \\ H_2 & H_3 & 0 & 0 & H_1 & -M_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -S_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{\theta}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_5 \\ -B_5 \\ -D_4 \\ -E_4 \\ -G_4 \\ -H_4 \\ -S_2 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

유도된 방정식은 비선형 항들을 내포하고 있어, 선형 자유 진동해석을 수행하여 시스템의 고유 진동수와 그와 관련된 모드형상을 구하기 위해서 유도된 운동 방정식의 선형화 과정이 필요하다.

2.2 운동 방정식의 선형화

앞 절에서 유도한 운동 방정식의 비선형 항들은 미소 운동을 가정하고, Taylor 급수로 전개하여 비선형 항들을 선형 항과 관련된 항들로 전환하여 새로운 선형 운동 방정식을 유도하였다. 선형 방정식은, 첫째, 마네킹의 질량과 질량 관성 모멘트에, 둘째, 사용된 모델의 기하학적 파라미터에, 셋째, 마네킹의 초기 앉는 자세 파라미터에, 넷째, 자동차 시트와 마네킹을 연결하는 등가의 선형 스프링 및 감쇠 값에, 다섯째, 각 조인트 부의 마찰 모멘트 파라미터에 각각 의존한다.

3. 모델 파라미터의 실험적 평가

Figure 1에서 보여준 것 같이 수학적 모델에는 많은 파라미터($k_1, c_1, k_3, c_3, k_4, c_4, k_5, c_5$)가 있으며, 이 값들은 실험적으로 결정되어야 한다. 실험에 의해 파라미터 도출하는 과정에서, 마네킹의 머리에 있는 목 조인트가 시스템의 주파수 응답을 측정할 때 많은 문제를 발생시켰다. 마네킹의 머리부위가 목 조인트의 부실함으로 인해 가진기 위에서 가진을 받는 동안 전혀 예측을 할 수 없는 운동을 나타내어 본래의 연구 목적인 마네킹과 자동차 시트의 동적해석을 저해하여 제거한 후 시험 및 해석을 수행하였다. 또한, 탑승자 파라미터 k_2 와 c_2 는 초기에 자동차 등받이와 마네킹의 아래쪽 부분이 서로 접촉을 하지 않아 실험적으로 계산되지 않았으나, 수학적 모델에서 사용한 각각의 스프링 상수들이 등가의 개념으로 사용되었고, 마네킹의 전후 모드가 발생되어 이론해석에서 k_1 의 상수 배로 가정하여 다양하게 값을 변화를 시키면서 시스템의 고유 진동수 및 모드 형상을 계산하였다. Figure 1에서와 같이 자동차 시트와 마네킹의 접촉부의 수학적 모델을 나타내는 각각의 선형 스프링 값은 실험 및 이론해석을 통해 도출되었으며, 향후 연구 과제인 강제 진동해석을 위해 c_2 와 c_3 를 제외한 감쇠 값을 계산하였고, 그 결과를 Table 1에 제시하였다.

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_6	7,194		

4. 시뮬레이션 해석

4.1 k_3, c_3 와 k_4, c_4 위치 변화 효과

실제 자동차 시트에 앉는 자세는 탑승자에 따라 그리고 앉는 시간에 따라 달라진다. 자동차 시트에 앉는 자세의 변화는 본 논문에서 제시한 수학적 모델에서 k_3, c_3 와 k_4, c_4 의 위치의 변화를 일으킨다. k_3, c_3 와 k_4, c_4 를 구하는 방법으로 실험과 이론해석을 이용하여 스프링 및 댐퍼의 위치 변화에 따른 k_3, c_3 와 k_4, c_4 값의 변화의 관계를 도출하였다.

Δ 의 값은 Figure 1과 같이 k_3 와 c_3 의 최초 위치에서 우측으로 이동한 양을 나타내고 있으며, 본 논문에서는 실제적인 자동차 시트에 앉는 탑승자의 자세를 고려하여 0과 0.05 그리고 0.1 m의 값으로 정하여 스프링 및 감쇠 값들을 계산하였으며, 그 결과를 Table 2에 나타내었다. 앞에서 제시한 선형 모델을 이용하여 Δ 변화에 따른 자유 진동 해석을 수행하여 고유 진동수 변화를 계산하였으며, 그 결과를 Table 3에 나타내었고, Figure 2에는 $\Delta = 0.10$ m 일 때의 모드 형상을 보여준다.

Table 2: Stiffness, damping and location parameters as a function of Δ .

Δ (m)	k_3 (N/m)	k_4 (N/m)	c_3 (Ns/m)	c_4 (Ns/m)
0	16,239	64,548	151.38	157.16
0.05	30,722	50,065	216.42	92.11
0.1	61,532	19,254	285.23	23.31

Table 3: Natural frequencies in Hertz as a function of Δ (m).

Mode	1	2	3	4	5	6
$\Delta = 0.00$	0.00	1.92	4.46	5.97	8.91	15.44
$\Delta = 0.05$	0.00	1.97	4.46	5.96	8.93	15.44
$\Delta = 0.10$	0.00	1.92	4.46	5.97	8.91	15.44

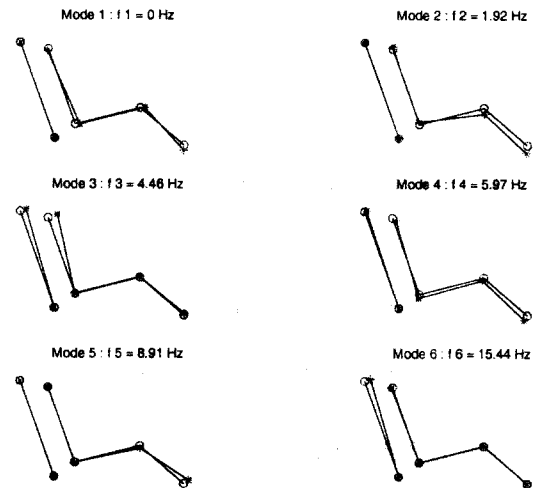


Figure 2: Mode shapes of the mannequin motion for $\Delta = 0.10$ m. The first mode shape is a rigid body motion.

이들 결과로부터, k_3 와 k_4 의 위치 변화에 대한 시스템의 고유 진동수 변화는 거의 없었고, 그에 관련된 모드 형상도 동일하게 계산된다는 사실을 알았다. Figure 2에서 첫번째 고유진동수로 0 Hz의 강체모드가 발생되었는데, 이는 k_2 값을 0으로 넣고 계산한 결과이다.

4.2 k_1 값 변화의 효과

실험에서는 마네킹과 등받이가 서로 접촉을 하지

않아 k_2 값을 측정하지 않았지만, 이 값을 제거하면 마네킹 흉부의 운동을 정확하게 표현할 수 없게 된다. 그리고 Figure 1와 같이 k_2 가 있는 부위에서 마네킹과 시트의 등받이가 서로 접촉은 안 하지만 이론 해석을 위해, 마네킹의 등 부위와 시트 등받이 부위의 접촉부를 선형스프링 k_1 하나만으로는 정확하게 표현할 수가 없다. 이러한 이유로 k_2 를 증가의 강성으로 마네킹과 등받이를 연결하는 두개의 스프링 중 하나의 역할을 하게 하여 본 논문에서는 k_2 값 변화에 따른 자유 진동 해석을 수행하였다. Table 4 와 Figure 3는 모달 해석 결과를 나타낸다.

Table 4: Natural frequencies in Hertz as a function of changing k_2 . ($k_1 = 23,059$ N/m)

Mode	$k_2 = 0$	$k_2 = k_1$	$k_2 = 5 \times k_1$	$k_2 = 12 \times k_1$
1	0	-	-	-
2	1.92	1.88	1.89	1.89
3	4.46	4.52	4.37	4.39
4	6.97	6.30	5.23	5.39
5	-	3.44	9.48	13.06
6	8.91	8.91	8.81	8.89
7	15.44	15.48	15.74	16.95

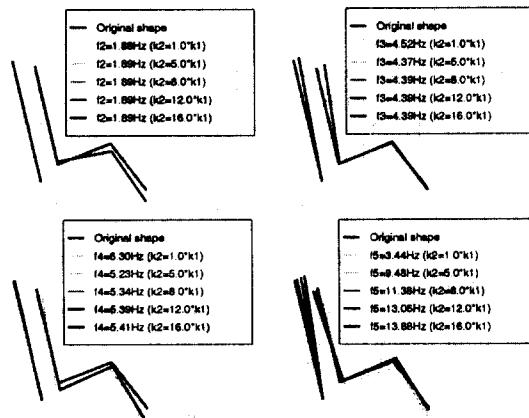


Figure 3: The effect on the 2nd, 3rd, 4th and 5th mode shapes of changing the stiffness of spring 2 (k_2).

해석 결과에서 알 수 있듯이, k_2 의 존재는 새로운 마네킹의 전후 운동 모드(Table 4의 다섯 번째 모드)를 도입한다. 이 모드의 고유 진동수는 k_2 의 값에 크게 영향을 받으며, k_2 값의 증가에 따라 증가한다. 마네킹의 상하 운동 모드의 고유 진동수(Table 4의 네 번째 모드)는 k_2 값의 증가에 따라 처음에는 감소를 하나, k_2 의 값이 k_1 값의 5 배보다 크게 되면서부터 점차로 증가한다.

4.3 k_1 값 변화의 효과

k_1 값의 변화에 대한 해석에서, 시스템의 고유 진동수가 가장 크게 영향을 받는 모드는 마네킹의 전후 운동을 나타내는 다섯 번째와 주로 등받이의 운동을 나타내는 일곱 번째이며, 등받이와 마네킹 흉부의 각 운동을 나타내는 세 번째 모드도 변화를 보여준다.

4.4 k_3 와 k_4 변화의 효과

다음으로 k_3 와 k_4 값이 동시에 변할 때의 효과에 대해서 해석을 수행하였으며, 해석 결과는 Table 6에 나타내었다. 본 해석에서도 이 전 해석과 동일하게 k_2 값은 k_1 의 12 배로 사용하였다. k_3 와 k_4 값이 동시에 증가함에 따라 무릎의 상하 운동을 나타내는 두 번째 모드와 흉부의 상하 운동을 나타내는 네 번째 모드의 고유 진동수가 증가하였고, 다섯 번째 및 여섯 번째 그리고 일곱 번째

제 7모드의 고유 진동수들이 미소하게 증가하였다.

Table 6: Natural frequencies in Hertz as a function of changing k_3 and k_4 . Baseline values: $k_3 = 61,532.0$ N/m and $k_4 = 19,254$ N/m.

Mode	$0.1 \times (k_3, k_4)$	$0.5 \times (k_3, k_4)$	$1 \times (k_3, k_4)$	$2 \times (k_3, k_4)$	$4 \times (k_3, k_4)$
2	0.60	1.34	1.89	2.64	3.64
3	4.39	4.40	4.39	4.40	4.42
4	1.78	3.91	5.39	7.03	10.83
5	12.87	12.95	13.06	13.38	14.54
6	8.58	8.70	8.89	9.47	8.10
7	16.92	16.93	16.95	17.00	17.20

4.5 k_3 값 변화의 효과

등받이와 시트 쿠션을 연결하는 조인트의 등가 비틀림 스프링상수(k_3)는 앞 장의 실험에서 7,194.94 N/radian로 계산되었다. 모드 형상 비교에서, k_3 값 변화에 따라 마네킹의 흉부와 등받이의 각 운동이 다소 영향은 받지만 전체의 모드 형상은 거의 변하지 않았다. 등받이와 마네킹의 흉부의 각 운동을 나타내는 세 번째 모드와 등받이의 각 운동을 나타내는 일곱 번째 모드의 고유 진동수가 k_3 값이 증가함에 따라 같이 증가를 하였다.

5. 결론

본 논문에서는 자동차 시트와 마네킹으로 이루어진 시스템에 대하여 수학적 모델을 제시하였다. 이 수학적 모델은 마네킹의 머리 부분이 있는 7 자유도 계와 머리 부분이 제거된 6 자유도 계이며, 마네킹과 자동차 시트는 질량과 조인트로 모델링하였고, 마네킹과 시트의 접촉 부분은 등가의 스프링과 댐퍼로 모델링 하였다. 본 해석을 위해서,

스프링과 댐퍼 등 모델 파라미터를 측정 및 계산하기 위해 마네킹을 부 시스템(subsystem)으로 나누어 실험 및 해석을 실시하였다.

마네킹의 머리 부분은 목에 있는 조인트로 인해 실험 측정에서 여러 가지 어려움을 발생시켜 머리 부분과 목 조인트를 제거한 6 자유도계 시스템에 대하여 자유 진동 해석을 수행하였다. 자유 진동 해석에서는 각각의 모델 파라미터의 값을 다양하게 변화를 시키면서 해석을 하여, 어떤 모델 파라미터가 어느 고유 진동수와 모드 형상에 영향을 주는 지에 대해서 알아 보았다.

후 기

이 논문은 1999년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) M. J. Griffin 1990 *Handbook of Human Vibration*, Academic Press.
- (2) M. H. Pope, H. Broman and T. Hannsson 1989 *Ergonomics* **32**[10], 1155-1166. The dynamic response of a subject seated on various cushions.
- (3) J. H. Varterasian and R. R. Thompson 1978 SAE Technical Paper Series Published by SAE, Warrendale, PA, 770249. The dynamic characteristics of automobile seats with human occupants.
- (4) S. Hatano, N. Yasuda, S. Hayashida, N. Kunii, H. Takeyasu and S. Kozawa 1991 *Polyurethane World Congress*, 124-26. High molecular weight polyols for automotive HR Foam.
- (5) G. A. Kleiner, T. Pham and R. J. Tenhagen 1984 *Journal of Cellular Plastics*, 49-57. Recent advances in high resilience (HR) foam technologies.
- (6) S. Nishiyama 1993 *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C* **59**[568], 3613-3621. Development of simulation system on vehicle-occupant dynamic interaction (1st Report, Theoretical analysis and system verification).