

실험 계획법 기반의 다이나믹 댐퍼를 이용한 자동차 시트 진동 저감 연구

김 소 울 · 남 재 현 · 고 동 신*

고등기술연구원 지능기계시스템센터 CAE응용기술그룹

Investigation on Vibration Reduction of Automotive Seat Using Dynamic Dampers Based Design of Experiment

Soul Kim · Jaehyeon Nam · Dongshin Ko*

AI&Mechanical System Center, Institute for Advanced Engineering, 175-28 Goan-ro 51beon-gil, Baegam-myeon, Cheoin-gu, Yongin-si, Gyeonggi 17180, Korea

(Received 6 July 2023 / Revised 24 November 2023 / Accepted 1 December 2023)

Abstract : This study aims to mitigate vibrations generated by the seats of autonomous vehicles. Vibration measurements were acquired through experiments, and an analytical model was calibrated using beam elements to accommodate variations in constraints. To assess the efficacy of vibration reduction, a two-degree-of-freedom model was employed to characterize the dynamic damper. Sensitivity analysis of vibration magnitude indicated a significant reduction achievable with the dynamic damper. Configured as a 3D finite element model, the dynamic damper's design factors were determined by mass and Young's modulus. Results from the response surface methodology revealed an approximate 6 % margin of error in optimal parameters. Consequently, it was demonstrated that the vibration amplitude of the sheet could be reduced by approximately 50 %, and optimal parameters corresponding to this reduction were identified.

Key words : Dynamic damper(다이나믹댐퍼), Vibration reduction(진동저감), Automotive seat(자동차 시트), Design of experiment(실험계획법), FRF(주파수 응답)

1. 서론

자율주행 자동차는 성능 및 안전성 외에도 다양한 엔터테인먼트 요소를 포함하기 때문에 인테리어 패러다임은 혁신적으로 변화되고 있다. 특히, 자동차 시트는 자동차 내부 공간의 활용성과 고급화 및 지능화로 단순한 기능 제공을 넘어 안락감, 쾌적함, 정숙성 등의 감성 품질에 대한 성능향상 요구가 증대되고 있다. 따라서 새로운 형태의 시트 개발은 기능적인 측면 외에 인체 공학적 측면과 감성 공학적 측면의 연구도 활발하게 수행되고 있다.^{1,2)} 자동차 시트 진동은 자동차 내부의 엔진에 의한 진동 및 외부의 주행 중 발생하는 진동으로 나눌 수 있다. 최근 자동차 동력원은 전기 모터 기반으로 패러다임이 전환됨에 따라 주행 중 발생하는 저주파 진동 특성이 매우 중요하다.³⁾ 특히, 저주파 진동은 자동차 내부에서 운

전자 또는 동승자가 차량 품질 측면에서 직접적으로 인지할 수 있는 중요한 요소이다. 또한 시트의 진동은 자동차 부품에 기계적인 피로 또는 손상을 유발할 수 있어 진동 저감에 대한 연구는 매우 중요하다.^{4,6)}

BSR 소음은 자동차 품질을 결정하는 요소 중 하나로 자동차에서 빈번하게 발생하는 진동 소음 문제이며, 실험 및 해석적 방법을 통해 연구되고 있다. 김소울 등⁷⁾은 정량적 예측이 어려운 BSR 소음에 대해 외연적 적분 해석 방법 모델을 구성하고, 충격력의 주기를 분석하여 BSR 소음에 대한 해석적 접근 방법에 대해 연구하였다.

반면에 다이나믹 특성은 시스템이 가지는 고유한 특성으로 클리어런스나 마찰 접촉 등에 대한 비선형적인 일부 요소를 제외하면, 상대적으로 명확한 수치를 통해 분석될 수 있다. 시트에서 발생하는 진동은 외부 가진력

*Corresponding author, E-mail: dsko@iae.re.kr

[†]This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

에 의해 시트 자체의 고유 모드와 차량 전체 모드에 기인하여 발생된다. 따라서 자동차의 고유모드 회피 설계는 시트 설계단계에서 반드시 수행되어야 한다. 그러나 차량 개발 시 모든 부품을 새로 개발하는 것은 많은 시간과 비용이 소비되기 때문에 유사한 사양의 차량은 공용 부품으로 대체되어 장착된다. 공용 부품에 대한 공진 회피 설계는 모든 시스템 사양을 만족할 수 없어 능동형/반능동형 및 수동형 댐퍼를 통한 진동 저감 연구가 수행되고 있다.

능동형/반능동형 댐퍼는 MR(Magneto-rheological fluid)/ER(Electro-rheological fluid) 유체 기반으로 전자기장을 이용한 댐핑력을 조절할 수 있기 때문에 반 능동 제어가 가능하여 다양한 구조물의 댐핑 설계에 적용되고 있다. Choi 등⁸⁾은 MR 유체 댐퍼를 이용한 반 능동 시트 서스펜션을 설계하여 진동 제어 알고리즘을 개발하였다. 또한 자동차 모델을 통해 반 능동 시트 서스펜션에 대해 확립하고, 진동 제어 성능에 대해 검증하였다. 최정희와 안채현⁹⁾은 초정밀 장비의 동특성을 개선하기 위해 수동형 다이내믹 댐퍼에 구동기를 적용한 능동형 다이내믹 댐퍼를 설계 및 개발하였다. 또한 제어 시스템을 구성하여 효과적인 제어를 수행할 수 있는 제어기 이득을 보정하고 실험적으로 검증하였다. 위와 같은 시스템은 효과적인 진동제어를 수행하여 목표 수치에 대한 진동 저감을 수행할 수 있지만, 정밀 시스템에 대한 설계 및 제작 비용이 소비된다. 따라서 효율적인 댐퍼 시스템은 실용성 및 제작비용 감소를 위해 단순화된 설계 구성이 필요하다.

반면에 수동형 댐퍼는 주로 다이내믹 댐퍼가 사용되며, 진동 저감에 대한 효율적인 메커니즘을 제공하기 때문에 다양한 부품에서 진동 저감과 공진회피 설계에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다.^{10,11)} 남재현 등¹²⁾은 스티어링 휠에서 발생하는 진동을 감소시킬 수 있는 다이내믹 댐퍼에 대한 실험 연구를 수행하였고, 고무의 강성 변화를 통해 칼럼 샤프트에서 전달되는 진동의 크기를 저감 할 수 있음을 보였다. Bae 등¹³⁾은 고전적 다이내믹 댐퍼와 와전류 댐핑을 통해 다이내믹 댐퍼의 감소 효과를 개선하는 연구 결과를 기술하였다. 우순기 등¹⁴⁾은 아이들 주파수에 상응하는 다이내믹 댐퍼를 설계하고 시트 단품과 차량 시험을 통해 진동 감쇠를 확인하였다. 박형민 등¹⁵⁾은 시트에 적용 가능한 다이내믹 댐퍼 종류에 따라 시트의 강성 및 감쇠력, 고유진동수의 영향도를 연구하였다.

자율주행 자동차에서 질량과 강성은 각각 전기 자동차의 주행거리 및 시스템의 동특성을 결정짓기 때문에 다이내믹 댐퍼 시스템에서 타겟 주파수에 대한 시스템

의 진동 저감을 위한 파라미터를 결정해야한다. 효율적인 최적 파라미터를 찾기 위한 많은 연구가 수행되었다.¹⁶⁻¹⁸⁾ Lee 등¹⁹⁾은 실험계획법을 이용하여 모터 성능 및 소음 저감에 대한 연구를 수행하였고, 몬테카를로 시뮬레이션을 통한 설계 방안에 대해 기술하였다. 김기주²⁰⁾는 차량 경량화를 위해 트랙 로드 에 A356 소재를 적용하고, 실험계획법을 통해 최적의 파라미터 기준 형상을 제안하였다.

본 논문에서는 자율 주행자동차용 시트 개발 중 시스템의 구조가 변경됨에 따라 문제가 발생하는 횡 방향 진동에 대해 진동 크기 저감을 위한 연구를 수행하였다. 진동 저감은 단순화 모델을 통해 진동 크기에 대한 다이내믹 댐퍼 특성을 분석하였고, 설계요구사항을 기반으로 설계 파라미터를 정의하였다. 개발된 해석 모델은 신뢰성 향상을 위해 다이내믹 댐퍼가 부착되지 않은 시트의 진동응답 실험 결과를 기반으로 댐퍼 특성이 구성되었으며, 다이내믹 댐퍼로 인한 진동 저감 특성을 기술하였다. 추가적으로 다이내믹 댐퍼 시스템의 설계 인자의 결정은 실험계획법 기반의 반응 표면법을 통해 수행되었다.

2. 해석모델 및 실험모델

2.1 다이내믹 댐퍼 메커니즘 리뷰

다이내믹 댐퍼의 진동 전달 메커니즘은 다음과 같이 간략한 모델을 통해 설명될 수 있다. 노면을 통해 전달되는 진동은 가진력으로 변환되어 시트에 전달된다. 다이내믹 댐퍼가 시트에 장착되어 있다고 가정할 경우, 단순화된 모델은 Fig. 1과 같이 스프링-질량 2자유도 모델로 단순화 할 수 있고, 2자유도 모델의 운동 방정식은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$m_d \ddot{x}_1 + c_d \dot{x}_1 - c_d \dot{x}_2 + k_d x_1 - k_d x_2 = 0 \tag{1}$$

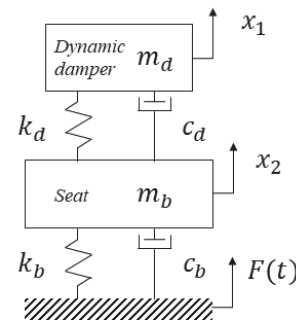


Fig. 1 Spring-mass model for seat system attached dynamic damper

$$m_b \ddot{x}_2 - c_d \dot{x}_1 + (c_d + c_b) \dot{x}_2 - k_d x_1 + (k_d + k_b) x_2 = F(t) \quad (2)$$

$$F(t) = f_0 Re [e^{i w_{ex} t}] \quad (3)$$

여기서 m_d , c_d 그리고 k_d 는 각각 다이내믹 댐퍼의 질량, 댐핑 그리고 강성을 나타내며, m_b , c_b 그리고 k_b 는 각각 시트의 질량, 댐핑 그리고 강성을 나타낸다. 또한 $F(t)$ 는 바닥으로부터 전달되는 바닥 가진력이며, 다음과 같이 행렬 형태로 표현가능하다.

$$[M] \ddot{x} + [C] \dot{x} + [K] x = [F] \quad (4)$$

여기서, 각 행렬과 가진력은 다음과 같다.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_d & 0 \\ 0 & m_b \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_d & -c_d \\ -c_d & (c_d + c_b) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_d & -k_d \\ -k_d & (k_d + k_b) \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ F(t) \end{bmatrix} Re [e^{i w_{ex} t}] \quad (8)$$

여기서, w_{ex} 는 가진 주파수이며, 전이 구간을 무시한 특수해는 다음과 같이 복소수 형태로 가정할 수 있다.

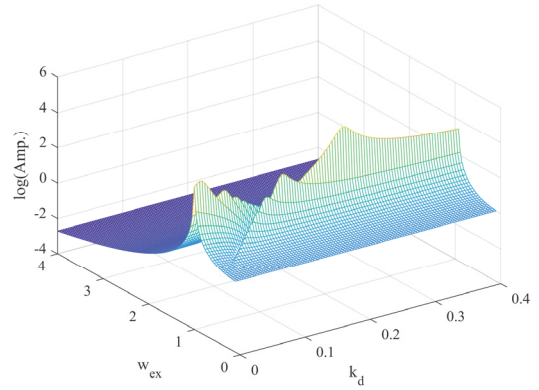
$$\underline{x} = Re [\underline{X} e^{i w_{ex} t}] \quad (9)$$

식 (10)은 가정된 복소수 해를 이용하여 전개할 수 있고, 진동 크기 벡터는 식 (11)을 통해 표현될 수 있다.

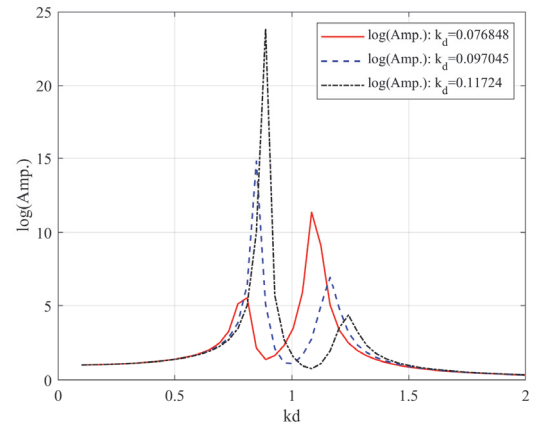
$$(-w_{ex}^2 [M] + i w_{ex} [C] + [K]) \underline{X} e^{i w_{ex} t} = \underline{F} e^{i w_{ex} t} \quad (10)$$

$$\underline{X} = (-w_{ex}^2 [M] + i w_{ex} [C] + [K])^{-1} \underline{F} \quad (11)$$

다이내믹 댐퍼 시스템의 물리적 의미는 노면 노이즈를 통해 전달된 진동이 바닥 가진으로 표현된 시스템을 통해 시트에 전달된다. 이때, 시트의 진동은 다이내믹 댐퍼로 전달되고, 다이내믹 댐퍼 시스템이 특정 주파수 대역에서 대신 진동하여 백 프레임의 진동의 크기를 감



(a) Amplitude sensitivity map



(b) Amplitude variation with respect to k_d

Fig. 2 Results of theory model

소시킨다. 단순하게 설정된 매개변수 해석의 메커니즘 설명을 위해 나타냈으며, 결과는 Fig. 2에서 나타냈다.

메커니즘 모델의 해석결과, 백 프레임으로 모사된 단순 모델의 진동은 다이내믹 댐퍼에 의해 모드가 분리되고 진동의 크기가 저감됨을 나타낸다. 또한 매개변수의 변화는 진동의 크기를 조절할 수 있음을 암시한다. 따라서 자율주행 자동차 시트의 유한요소 해석 모델은 단순 모델 결과를 기반으로 구축하고, 실험을 통해 해석 모델의 정확성을 보정하였다. 또한 설계 인자의 결정은 유한요소 해석 모델을 기반으로 수행하였다.

2.2 해석모델

자동차 시트 해석 모델은 다이내믹 댐퍼 시스템을 사용하여 시트에 전달되는 진동량을 분석하기 위해 Fig. 3과 같이 나타냈다.

해석 모델은 내부 쿠션 및 쿠션 커버를 제외한 레일 모듈, 로테이션 모듈, 시트 프레임 모듈로 구성되었다.

레일 모듈은 시트의 전후 이동 메커니즘을 제어하며, 로테이션 모듈은 자율주행차 시스템에서 회전 메커니즘을 제어한다. 시트 프레임 모듈은 최종적으로 탑승자가 위치하게 되며, 주행 중의 감성 품질을 느끼게 된다. 시트 프레임 모듈의 진동 모드 및 크기는 탑승자에게 진동을 직접적으로 전달하기 때문에 품질 측면에서 매우 중요한 부품이다. 따라서, 시트 모듈의 진동 분석은 설계 단계에서 반드시 수행해야하며, 이를 기반으로 설계 반영을 통해 품질 향상을 도모해야 한다. 해석에 사용된 각 모듈 부품의 물성은 Table 1에 나타냈다. 구속조건은 시트 레일의 마운트 위치에서 구속하였으며, 그 외 부품

의 연결은 용접 조건을 모사한 결합 조건으로 정의하였다.

2.3 실험모델

해석 모델은 결과의 신뢰성 향상을 위해 실험 모델을 기반으로 해석 모델의 강성을 보정하였다. 실험 결과는 Fig. 4(a)와 같이 반 무향실 조건의 다축 가진기를 이용하여 정현파 가진 실험을 통해 나타냈다. 가속도계는 Fig. 4(b)와 같이 총 28개의 가속도계를 부착하였으며, 1번 위치에서 데이터를 비교하였다. 레일은 총 12개의 마운팅 포인트 위치에 지그와 볼트로 체결되었으며, 지그는 가진기 정반에 고정되었다. 가진 프로파일은 105 dB 크기의 정현파 가진이며, 실험에 사용된 주파수 간격은 0.125 Hz이다.

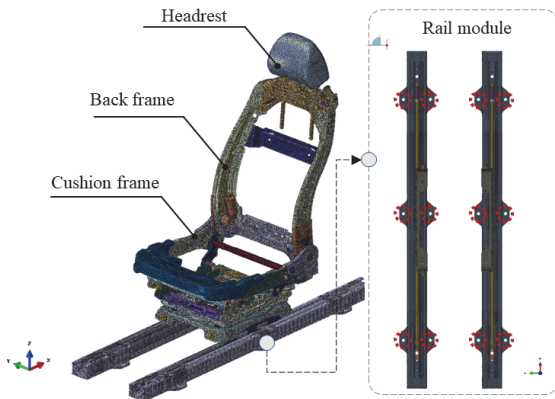
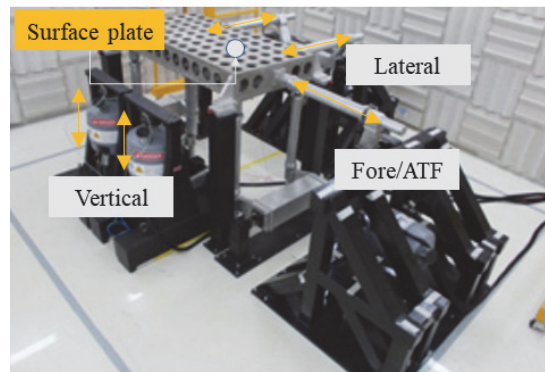


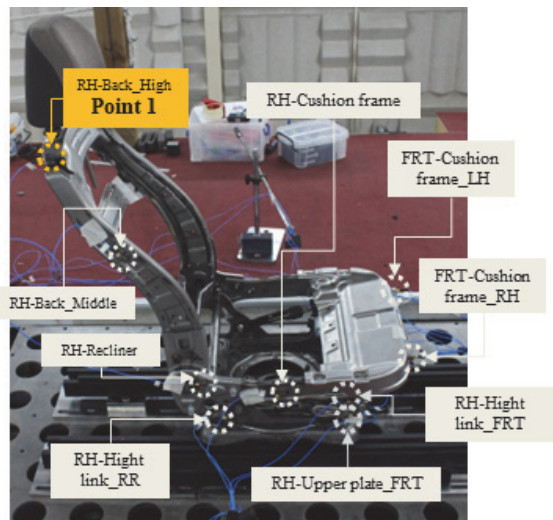
Fig. 3 Configuration of FE model with boundary condition; "o" denotes fixed point



(a) Multi simulator system

Table 1 Material properties

Module	Part	Material	Density [kg/m ³]	Young's modulus [GPa]
Rail	Rail	A7021-T7	2.58e6	74.60
	Upper rail	SPFC780Y	7.83e6	200.00
	Lower rail	SPFC780Y	7.83e6	200.00
	Bearing	SPFC780Y	7.88e6	210.00
	Roller	SPHC-P	8.35e6	200.00
Rotation	Upper plate	SPFC980Y	7.88e6	200.00
	Lower plate	SPFH780-P	7.91e6	200.00
	Retainer ball	Nylon6	7.40e6	2.40
	Damper	PA6	8.00e6	2.40
	Ring gear	SNCM22MA	7.85e6	190
Seat frame	Back side	SAPH590	6.80e6	200.00
	Back top	SAPH590	6.90e6	200.00
	Cushion base	SPFC780DP	7.87e6	205.00
	Cushion panel	SPRC440	4.76e6	200.00



(b) Response point

Fig. 4 Experiment set-up

3. 해석결과

3.1 실험모델 기반 해석모델 보정

모달 해석은 선형 해석이기 때문에 마찰 등 비선형 접촉조건을 반영할 수 없다. 그러나 실험 모델은 용접으로 고정된 파트 외 일부 간극과 마찰에 의한 비선형 접촉조건을 포함하기 때문에 상대적으로 높은 강성 조건이 나

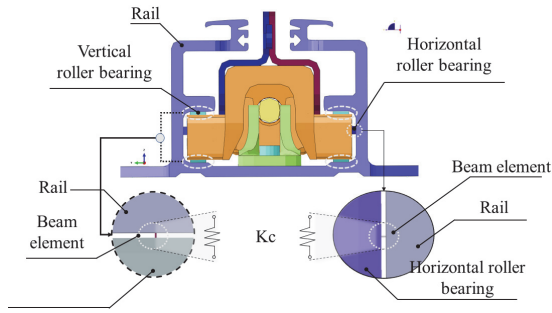


Fig. 5 Boundary condition correction with beam elements

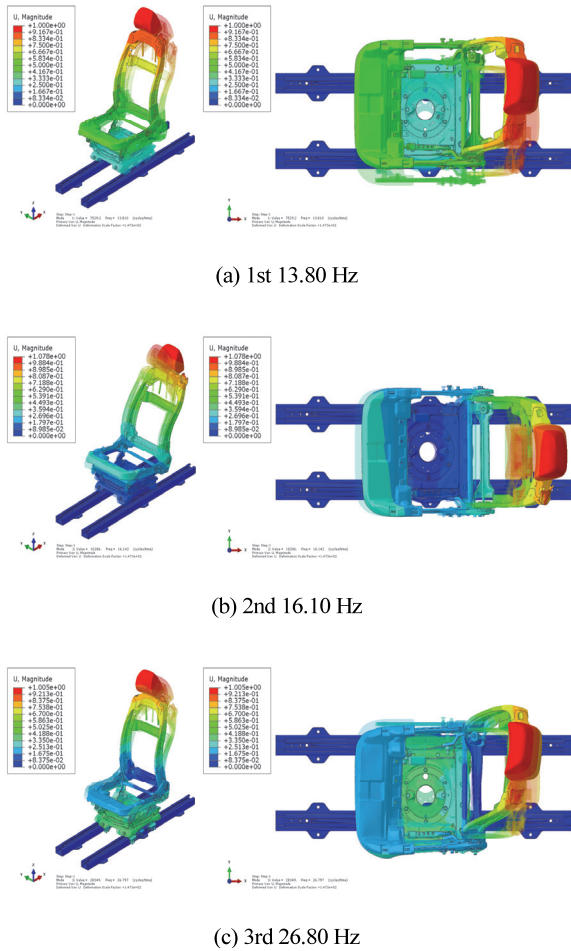
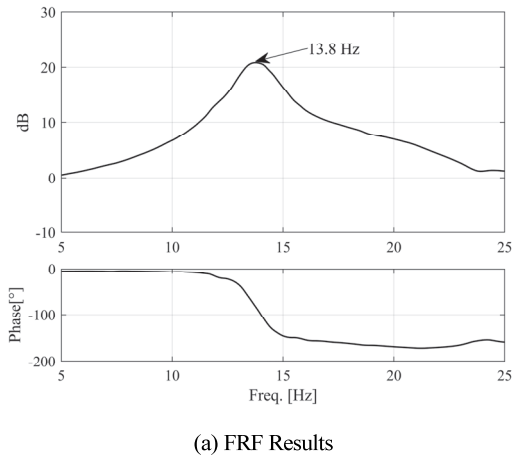


Fig. 6 Modal analysis

타난다. 따라서, 해석 모델의 보정은 Fig. 5와 같이 마찰 및 클리어런스에 의한 비선형 접촉조건에 선형 스프링 모델을 추가하여 완화하였다.

모달 해석은 Fig. 6과 같이 자율주행 시트의 동특성을 분석하기 위해 수행되었다. Fig. 5(a), (b) 그리고 (c)는 각각 시트의 1차, 2차 그리고 3차 모드를 나타낸다. 1차 모드는 시트 프레임의 횡 방향 굽힘이 지배적인 모드가 나타났으며, 2차 모드는 종 방향의 굽힘이 지배적인 모드가 나타났다. 3차 모드는 프레임의 비틀림이 지배적인 모드가 발생되었다. 자동차에서 발생하는 진동 모드는 시트의 동적 안락감 평가에 지배적인 영향을 미친다. 동적 안락감에 대한 평가는 지지감, 저주파 쿠션 전달감 그리고 잔진동 떨림감으로 구분된다. 이 중 0 ~ 2 Hz 사이의 저주파 진동은 안락감에 지배적인 영향을 미치며, 주로 종축 운동을 통해 연구된다. 따라서 본 연구에서는 종축 운동과 유사한 1차 시트프레임의 횡 방향 변형 모드를 기반으로 다이나믹 댐퍼를 이용한 진동 저감 연구를 수행하였다.



(a) FRF Results
(b) Operational deflection shapes
Fig. 7 Results of experiment model

실험의 주파수 응답은 가진력 105 dB에 대한 결과로 Fig. 7과 같다. Fig. 7(a)는 주파수 응답에 대한 크기와 위상을 나타냈고, Fig. 7(b)는 13.80 Hz에 상응하는 가진에 의한 변형 형상을 나타냈다. 실험 및 해석 결과는 모두 13.80 Hz에서 첫 번째 공진 모드가 나타났으며, 가진에 의한 변형 형상은 해석 결과와 동일하게 시트 백 프레임의 횡 방향 굽힘이 지배적인 형상이 나타났다.

3.2 실험계획법을 이용한 진동 특성 저감

다이나믹 댐퍼는 Fig. 8과 같이 3차원 형상으로 설계되어 구성하였다. 초기 질량은 설계 모델을 기반으로 설정되었으며, 고무의 탄성계수는 시트의 횡 방향 진동 1차 모드인 13.9 Hz 근방으로 대상으로 모델링 되었다. 다이나믹 댐퍼는 질량비에 따라 진동의 크기를 조절할 수 있지만 시스템의 장착 위치와 시트 설계 하중에 대한 제약 조건을 달성하기 위해 일부 조건을 제한하였다. 시트의 질량은 약 46 kg이며, 다이나믹 댐퍼의 질량은 최대 0.65 kg 수준으로 정의하였다. 최대 진동 크기 감소는 실험 계획법을 이용하여 최대 약 50 % 수준 감소를 목적으로 설계되었다.

다이나믹 댐퍼의 최초 질량 비는 시트 시스템 대비 약 0.014 수준으로 설계되었으며, 주파수 비는 약 1 수준으

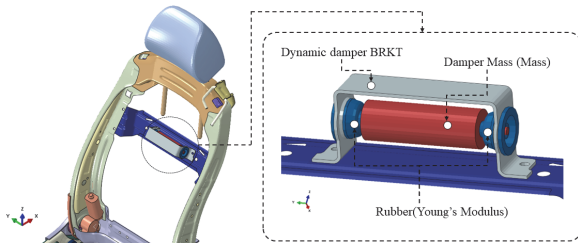


Fig. 8 Design of dynamic damper system

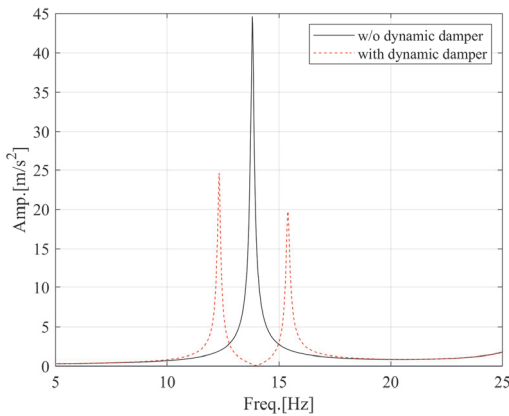


Fig. 9 Acceleration response; (-) : w/o dynamic damper, (- -) with dynamic damper

로 정의하였다. 주파수 비를 1 수준으로 정의하였기 때문에 질량 비는 매우 낮은 수준으로 설정되어야 하며, 전체 시스템의 질량 증가는 가급적 회피해야 한다. 따라서 정의된 매개변수는 전통적인 다이나믹 댐퍼의 설계 모델을 기반으로 제품 설계의 제작 공정 및 비용을 고려하여 수행되었으며, 개발 시트 장착에 제약 조건 이내에서 설정되었다.²¹⁾

전체 시트 모델의 진동 저감 효과는 Fig. 9와 같이 주파수 분리가 나타나고, 진동 레벨이 첫 번째 모드 기준 44 % 수준으로 감소되는 효과를 보였다. 즉, 기존 시트 백 프레임의 횡 방향 1차 모드는 다이나믹 댐퍼가 대신 진동하고 있음을 암시한다. 다이나믹 댐퍼는 고무의 감쇠 특성을 반영하지 않았지만 진동의 크기를 현저하게 감소시켰으며, 분리된 모드의 모드형상은 Fig. 10(a)와 (b)에서 나타났다.

다이나믹 댐퍼는 모드 분리 기반으로 진동의 크기를 현저하게 감소시키지만, 설계상의 기하학적인 제약 조건 및 물리적 특성에 제한을 받는다. 설계 인자는 목적에 따라 다양한 제약 조건이 수반된다. 본 연구에서는 장착을 위한 제약조건을 기반으로 다이나믹 댐퍼 매스의 질량과 고무의 탄성계수를 설계인자로 정의하였다. 이를 기반으로 시스템의 진동 크기와 다이나믹 댐퍼의 진동 크기를 50 % 수준으로 절감하고자 하였다. 기하학적인 기본 조건은 다이나믹 댐퍼 장착 위치로 설정되었으며, 물리적인 범위를 설계 및 제작 가능한 수치 내에서 설정하였다. 설계 매개변수는 Table 2에 기술하였다.

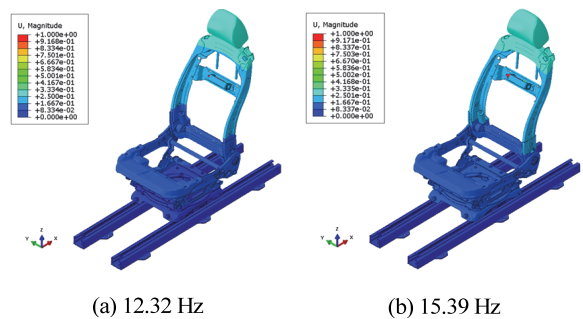


Fig. 10 Mode shape with dynamic damper

Table 2. Design parameters of rubber

Module	Parameter	Nominal values	Min. Value	Max. Value
Material	Mass [kg]	0.6	0.55	0.65
	Young's Modulus [MPa]	3.1	2.1	4.1

설계인자 결정은 반응 표면법을 이용하여 분리된 두 개의 모드의 진동 크기를 최소화시키는 다이내믹 댐퍼의 질량과 탄성계수입력변수에 대해 설정하였다. 반응 표면 분석은 실험계획을 통한 요인분석과 최적조건 선정에서 입력변수 x_1, \dots, x_n 가 결과 y 값의 관계에 대해 분석하는 방법이다. 실험요인 수준은 추정 최적값 주위에서 변화를 분석하여 새로운 최적점을 구할 수 있어 가장 좋은 또는 원하는 반응 값이 되도록 조절할 수 있다. 반응표면 분석법은 주로 중심합성법과 박스-벤켄법이 사용된다. 중심합성법은 반응표면설계에서 가장 일반적으로 사용하는 방법으로 효율적으로 1차, 2차 항을 추정하며, 요인배치 실험 후에 추가 실험을 통해 곡률 반응변수를 모델화 할 때 사용된다. 따라서 본 연구에서는 중심합성법을 이용한 반응 표면설계를 기반으로 진동 크기를 최소화 할 수 있는 설계 인자에 대해 결정하였다. 독립변수는 2개 수준은 완전 요인 분석법으로 선정하여 중심합성법을 적용한 요인과 나타났다. 직교배열표를 통한 요인분석의 결과는 Table 3에 나타났다.

단순 모델의 주파수는 물리적인 상관관계가 분명하기 때문에 상대적으로 예측하기 쉽지만, 복잡한 형상으로 인하여 모드형상이 복잡하기 때문에 제한된 설계 내에서 진동의 크기를 최소화하는 상태를 예측하는 것이

어렵다.

앞서 언급했듯이, 진동 크기 저감에 대한 문제는 중심합성법을 이용한 결과를 바탕으로 회귀모형을 구한 후 유효성을 분하게 된다. 따라서 결과에 대한 한정적인 범위 내 진동의 크기를 최소화하기 위해 범위를 지정하였다. 반응 표면법을 이용한 제한된 조건에서 진동 크기의 최소화 결과는 Fig. 11과 같다.

최적 조건에 대한 예측값은 모드 1과 모드 2에서 각각 12.15 Hz와 15.26 Hz로 나타났으며, 진동 크기는 최대값 1과 최대값 2가 각각 23.31 m/s²와 21.04 m/s²로 계산되었다. 이에 상응하는 인자는 질량 0.65 kg와 탄성계수 3.20 N/mm²으로 추정하였다. 예측값에 대한 실제 해석의 결과 비교는 Table 4에 나타났다.

본 연구에서 제안된 문제는 많은 국부 최소 지점에 한정된 결과로, 설계에 대한 범위를 정의하여 수행되었다. 그러나 최적화 대상과 다이내믹 댐퍼의 질량 비, 댐퍼의 강성과 댐핑에 대한 기준은 설계자 관점에서 모두 다르기 때문에 전체 범위에서 최적화 인자를 찾기 어려움을 암시한다. 또한 예측값에 대한 오차는 진동 크기 기준 약 6% 오차를 갖는 결과를 보였다.

다이내믹 댐퍼의 개발은 제한된 설계 범위에서 파라미터가 설정되었으며, 진동 크기 관점에서 반응표면 법

Table 3. Design variables and their results

No.	Factor		Response			
	Mass [kg]	Young's Modulus [N/mm ²]	Freq.1 [Hz]	Freq.2 [Hz]	Amp.1 [m/s ²]	Amp.2 [m/s ²]
1	0.55	2.1	11.33	14.44	10.64	33.81
2	0.65	2.1	10.55	14.29	7.04	37.39
3	0.55	4.1	12.97	17.47	37.32	6.85
4	0.65	4.1	12.66	16.49	32.54	11.69
5	0.55	3.1	12.58	15.74	28.75	15.59
6	0.65	3.1	12.04	15.15	20.84	23.53
7	0.6	2.1	10.92	14.35	8.49	35.95
8	0.6	4.1	12.83	16.93	35.09	9.12
9	0.6	3.1	12.32	15.40	24.62	19.73

Table 4. Analysis of variance

	Mode1 [Hz]	Mode2 [Hz]	Amp.1 [m/s ²]	Amp.2 [m/s ²]
Prediction	12.15	15.26	23.31	21.04
FE results	12.13	15.27	22.35	22.00
Error [%]	0.16	0.07	6.04	5.90

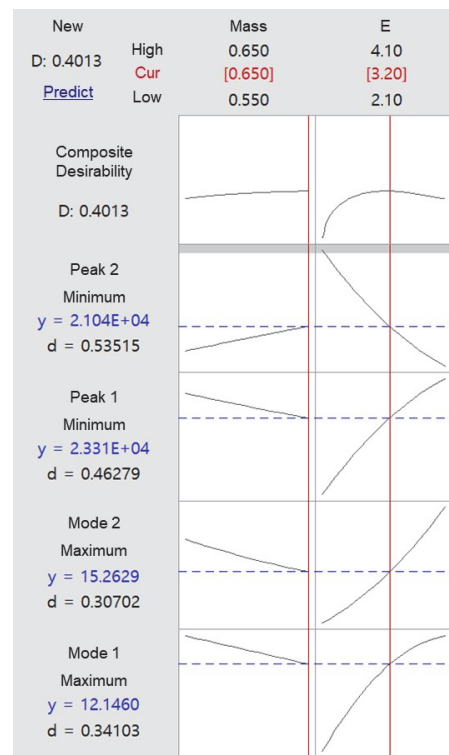


Fig. 11 Response surface method

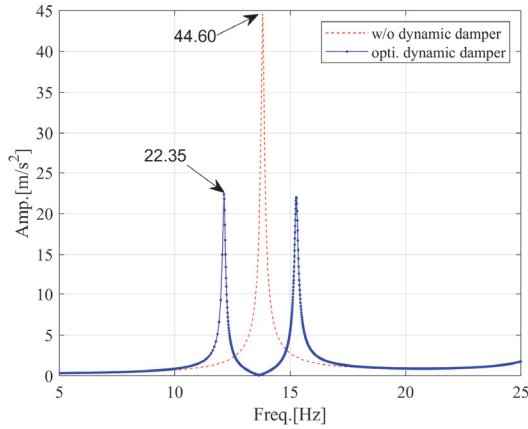


Fig. 12 Acceleration response using response surface method

을 통해 질량과 탄성계수에 대한 제한된 조건에서 설계 인자를 도출하였다. 결정된 질량 파라미터는 0.65 kg이며, 탄성계수는 3.20 N/mm²로 결정되었다. 결정된 설계 인자가 반영된 주파수 응답 해석 결과는 Fig. 12에 나타났다. 반응 표면법을 이용한 설계는 댐퍼가 없는 모델 대비 약 50 % 수준으로 진동의 크기를 감소시켰으며, 다이나믹 댐퍼의 감쇠 요소 추가 시 최소 6.00 dB 수준 이상의 진동 감쇠 효과를 발생시킬 수 있을 것으로 예측된다.

4. 결론

본 연구에서는 자율주행 자동차 시트에서 발생하여 전달되는 진동 크기를 분석하였고, 해석적으로 구현하였다. 진동의 크기는 개발되는 자율주행 자동차 시트의 다양한 작동 메커니즘으로 인하여 상대적으로 높게 나타났다. 진동 크기의 감소는 개발된 시스템의 설계 변경이 요구되기 때문에 설계 변경이 최소화되는 범위 내에서 진동의 크기를 감소시키고자 하였다. 따라서 진동 저감 방안으로 다이나믹 댐퍼를 설계하여 진동 저감을 수행하였다. 진동 크기 저감은 횡 방향 모드를 대상으로 수행되었으며, 추가적인 댐핑 없이 오직 다이나믹 댐퍼에 의해 진동의 크기가 개선됨을 보였다. 진동 크기는 반응표면법을 사용하여 다이나믹 댐퍼가 없는 모델과 비교하여 약 50 % 수준으로 수행하였고, 다이나믹 댐퍼의 제한된 설계 조건 내에서 파라미터가 결정되었다. 다이나믹 댐퍼 설계에 대한 설계 인자는 실험계획법을 사용한 요인배치를 통해 효율적인 파라미터를 도출하였고, 반응표면법을 통해 진동의 크기를 약 50 % 수준으로 감소시킬 수 있을 것으로 분석되었다. 추후 연구에서는 융합 모델 기반의 모달 매트릭스를 통해 수치해석 방법으로 모든 위치에서 진동의 크기 최적화를 표현할 수 있는 방법론을 개발하고자 한다.

후 기

이 연구는 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원 연구지원에 의한 연구임(20018493).

References

- 1) G. Papaioannou, D. Ning, J. Jerrelind and L. Drugge, "A K-Seat-Based PID Controller for Active Seat Suspension to Enhance Motion Comfort," SAE International Journal of Connected and Automated Vehicles, Vol.5, No.12-05-02-0016, pp.189-199, 2022.
- 2) J. U. Cho, K. S. Kim, D. S. Choi, S. H. Kim, S. O. Bang and C. K. Cho, "Development of Plastic Suspension System for Automotive Seat," Journal of Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol.12, No.3, pp.1091-1097, 2011.
- 3) K. R. Yoon and B. C. Kwak, "Improvement Techniques For Low Frequency Boom Noise of Sports Utility Vehicles," Proceedings of the KSAE Conference, pp.977-982, 2006.
- 4) R. S. Vadamalu and C. Beidl, "MPC for Active Torsional Vibration Reduction of Hybrid Electric Powertrains," IFAC-PapersOnLine, Vol.49, No.11, pp.756-761, 2016.
- 5) K. H. Lee, J. H. Bak, J. L. Park and C. H. Lee, "Vibration Reduction of H/Shaft using an Electromagnetic Damper with Mode Change," Int. J. Automotive Technology, Vol.18, pp.255-261, 2017.
- 6) J. F. A. Madeira, A. L. Araújo, C. M. Soares and C. A. Soares, "Multiobjective Optimization for Vibration Reduction in Composite Plate Structures using Constrained Layer Damping," Computers & Structures, Vol.232, Paper No.105810, 2020.
- 7) S. U. Kim, D. S. Ko, H. J. Lee, J. H. Nam and H. J. Lee, "A Study on Design Method for BSR Noise Reduction Based on Simulation of Vehicle Seat," Transactions of KSAE, Vol.31, No.3, pp.199-208, 2023.
- 8) S. B. Choi, M. H. Nam and B. K. Lee, "Vibration Control of a MR Seat Damper for Commercial Vehicles," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol.11, No.12, pp.936-944, 2000.
- 9) J. H. Choi and C. H. An, "An Active Tuned Mass Damper for Vibration Reduction of Ultra-Hight Precision Equipment," Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol.38, No.1, pp.11-17, 2021.
- 10) F. Yang, R. Sedaghati and E. Esmailzadeh, "Vibration Suppression of Structures Using Tuned

- Mass Damper Technology: A State-of-the-art Review,” *Journal of Vibration and Control*, Vol.28, Nos.7-8, pp.812-836, 2022.
- 11) J. F. Wang, C. C. Lin and B. L. Chen, “Vibration Suppression for High-Speed Railway Bridges using Tuned Mass Dampers,” *International Journal of Solids and Structures*, Vol.40, No.2, pp.465-491, 2003.
 - 12) J. H. Nam, K. W. Park and J. Y. Kang, “Study on Damping Stiffness Parameter of Steering Wheel Dynamic Damper,” *Journal of the Korean Society of Mechanical Technology*, Vol.20, No.1, pp.120-126, 2018.
 - 13) J. S. Bae, J. H. Hwang, J. H. Roh, J. H. Kim, M. S. Yi and J. H. Lim, “Vibration Suppression of a Cantilever Beam Using Magnetically Tuned-Mass-Damper,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol.331, No.26, pp.5669-5684, 2012.
 - 14) S. K. Woo, S. O. Lee and J. H. Lee, “Experimental Investigation for Seat Vibration Reduction By Applying Dynamic Damper,” *KSAE 2020 Annual Autumn Conference & Exhibition*, pp.776-782, 2011.
 - 15) H. M. Park, H. I. Son, H. S. Kang and D. H. Lee, “A Study on the Vibration Absorber for the Vehicle Seat,” *KSAE 2019 Annual Autumn Conference & Exhibition*, pp.970-975, 2019.
 - 16) X. Zhang, Q. Miao, H. Zhang and L. Wang, “A Parameter-Adaptive VMD Method based on Grasshopper Optimization Algorithm to Analyze Vibration Signals from Rotating Machinery,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.108, pp.58-72, 2018.
 - 17) S. Ryu and S. Ok, “Multi-Objective Optimal Distributions of Viscous Dampers for Vibration Control of Adjacent Twin Structures,” *Journal of the Korean Society of Safety*, Vol.33, No.2, pp.61-67, 2018.
 - 18) C. Jo, J. Lee, D. Kim and J. Lee, “Study on Vibration Reduction of Shear Damping Structure Subjected to Ground Vibration Using the Taguchi Method and Transfer Matrix Method,” *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol.29, No.4, pp.527-534, 2019.
 - 19) H. Lee, D. Ko and J. Nam, “A Study on Optimization of Noise Reduction of Powered Vehicle Seat Movement Using Brushless Direct-Current Motor,” *Sensors*, Vol.23, No.5, Paper No.2483, 2023.
 - 20) K. J. Kim, “Light-Weight Design of Automotive Track Rod Based on Design of Experiment,” *Transactions of the KSME, A*, Vol.45, No.4, pp.339-344, 2021.
 - 21) G. B. Warburton, “Optimum Absorber Parameters for Various Combinations of Response and Excitation Parameters,” *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, Vol.10, No.3, pp.381-401, 1982.