상용차 시트용 X-형 구조 마그네틱 현가기구의 최적 설계 및 성능평가곽이구^a, 김홍건^{b*}, 송정상^c, 신희재^d, 서민강^e, 김병주^e, 안계혁^e, 이혜민^e, 한웅^e**Optimal Design and Performance Evaluation of X-type Magnetic Spring Suspension for Commercial Vehicle Seat**Lee Ku Kwac^a, Hong Gun Kim^{b*}, Jung Sang Song^c, Hee Jae Shin^d, Min Kang Seo^e, Byung Ju Kim^e, Kay Hyeok An^e, Hye Min Lee^e, Woong Han^e^a Dept. of Carbon and Nano Engineering, Jeonju University, 303 Cheomjam-ro, Wansan-gu, Jeonju-si, Jeollabuk-do, 560-759, Korea^b Dept. of Mechanical and Vehicle Engineering, Jeonju University, 303 Cheomjam-ro, Wansan-gu, Jeonju-si, Jeollabuk-do, 560-759, Korea^c TOP Co., Ltd., 532, Insu-ri Chunpo-myeon, Iksan-si, Jeollabuk-do 590-952, Korea^d Dept. of Mechanical Engineering, Jeonju University, 303 Cheomjam-ro, Wansan-gu, Jeonju-si, Jeollabuk-do, 560-759, Korea^e R&D Division, Korea Institute of Carbon Convergence Technology, 100-11 Ballyong-ro Deokjin-gu, Jeonju-si, Jeollabuk-do, 561-844, Korea**ARTICLE INFO***Article history:*Received 5 September 2014
Revised 10 October 2014
Accepted 14 October 2014*Keywords:*Magnetic spring
Coil spring
Seat suspension
Light-weight optimization
Transmissibility
Seat factor**ABSTRACT**

Commercial vehicle drivers typically feel more fatigued compared to general-public drivers. because they spend longer periods of time driving and experience more rough road conditions. This study showed that the application of a magnet, a linear spring, and a seat suspension with nonlinear characteristics was the optimal design to increase comfort while driving. The resonant frequency for the optimal design suspension was 2.8 Hz, and the stiffness was analyzed through displacement-load experiments. Vibration transmissibility was analyzed by suspension stiffness and the existing dynamic compression. The magnetic spring type was at 0.875. As a result, the X-type magnetic spring performed better than the existing spring at 0.729.

1. 서론

상용차량은 전문적인 운전사에 의해 운전되며 승용차량과 달리 사용 목적에 따라 장시간 사용된다. 관련연구^[1-5]에 따르면 트럭 운전사의 70% 이상이 연간 16만 ~ 24만 km 이상을 운전하고 있으며 승용차량에 비해 50 ~ 100% 이상 많은 거리를 주행하고 있는 실정이다. 이로 인해 상용차량 운전자는 고정된 운전 자세와 더불

어 장시간 운전에 따른 피로감 누적으로 많은 질병과 사고 위험에 노출되어 있는 상황이다. 따라서 상용차량 운전자 운전특성에 따른 고안락 시트기구 개발 필요성이 증대되고 있다. 한 유럽에서는 운전자 및 작업자의 신체적 안전을 고려하여 Directive 2002/44 /EC “minimum health and safety requirement regarding the exposure of workers to the risk arising from physical agent (vibration)”의 법규를 통하여 인체 진동 피폭량을 제한하고 있으

* Corresponding author. Tel.: +82-63-220-2613

Fax: +82-63-220-2959

E-mail address: hkim@jj.ac.kr (Hong Gun Kim).

며 이를 초과하는 작업을 금지하고 있다. 인체에 허용되는 진동을 크게 Hand-Arm Vibration과 Whole Body Vibration으로 구분하여 제한하고 있으며, 상용차량 또는 건설장비는 최소 8시간의 인체 진동 피폭량(1.25 m/s^2)을 만족하여야 한다^[2]. 이러한 기준을 만족하기 위해 많은 상용차량과 건설차량에는 진동을 최소화하기 위한 장치인 시트 현가기구가 설치 운용되고 있다. 하지만 중소형 버스나 소형 건설장비에는 차량의 지상고가 상대적으로 낮아 고정식 운전석이 사용되거나 또는 진동 저감효과가 매우 낮은 1세대 현가기구인 스프링형 시트 현가기구가 적용되고 있다. 이는 진동 저감 성능이 높은 2세대 현가기구인 공기식 시트 현가기구는 구조가 복잡하고 최소행정거리가 매우 높아 중소형 차량에는 부적합하기 때문이다. 따라서 중소형 상용차의 경우 구조가 간단하고 최소행정거리가 매우 낮으면서도 진동 저감 성능이 높은 3세대 현가기구인 마그네틱 시트 현가기구의 적용이 가능하다^[5-9].

본 논문에서는 상용차량의 고안락 시트기구를 개발하기 위하여 3세대 현가기구인 마그네틱 스프링을 채택한 선진사의 시트기구를 분석하고 장단점을 고려하여 마그네틱 시트 현가기구의 기구적 성능특성설계, 경량화를 위한 구조해석 등을 통해 최적설계를 진행하였다. 또한 시제품을 제작하여 실 사용자조건에서의 승차감평가(승차감지수, 진동전달율)를 실시하여 제안된 시트현가기구의 우수성을 확인하고자 한다.

2. 최적설계 및 모델링

2.1 선진사 마그네틱 시트 현가장치 분석 및 설계방향

선진사의 마그네틱현가기구는 Fig. 1과 같이 Frame(Link), Magnetic Spring, Damper, Torsion Bar, Weight Adjuster,

Fig. 1 Structure of magnetic spring suspension seat made by D Company

Fig. 2 Structure of magnetic spring made by D Company

Limit Stopper로 구성되어 있으며 작동상의 특징은 Frame의 링크 구조는 단순하고 스트로크를 작게 만들 수 있지만 상하 운동시 수직 변위 뿐 아니라 수평변위도 발생하는 평행사변형 링크구조가 적용되었으며, Damper는 오일 Damper를 사용하고 있다. Fig. 2의 마그네틱 스프링은 Frame 하단부에 고정되는 고정 마그네틱 부품과 상부에 장착되어 움직이는 마그네틱 부품으로 구성되어 있으며 작동 구조는 시트 현가기구가 수평과 수직으로 움직이는 링크 구조를 갖고 있어 이에 맞게 Moving 마그네틱 부품 또한 수평과 수직으로 움직이는 구조이다. 마그네틱 스프링은 마그네틱의 N극과 S극의 배열에 의해 초기 상태에서는 척력이 발생하며, 하부로 움직일수록 인력이 발생하여 진동을 저감하는 구조이다. 위와 같이 선진사의 마그네틱현가기구는 스트로크 및 구조단순화 측면에서는 우수성을 확인할 수 있었지만 상하 운동시 수직변위 뿐만 아니라 수평변위도 발생하여 운전자의 어지러움 현상을 유발할 수 있는 단점이 존재하였다. 이러한 단점을 보완하기 위해 본 논문에서는 X-형 링크구조의 마그네틱현가기구를 적용하였으며 마그네틱스프링도 수직변위만 발생할 수 있도록 설계하였다. 또한 현가장치 상/하 Stroke 조절이 가능하고, 40 mm Stroke를 갖는 County, 지게차 운전석 외 굴삭기, 시내버스 운전석 시트까지 적용범위가 확대 가능하게 설계하였다.

2.2 마그네틱 현가계 시트 모델링^[2]

Fig. 3은 본 논문에서의 연구대상으로 하는 마그네틱 현가기구 시트의 개략도와 모델링이다. 상하운동기구는 평행기구로 되어 있으며, 운전자가 탑승한 상태에서 기초가진(Base excitation)을 받으면 이 평행기구는 상하로 움직이면서 운전자에게 전달되는 진동

Fig. 3 Schematic (a) and modelling (b) of a magnetic spring suspension seat

Fig. 4. 1-single-degree of freedom equivalent model of the suspension seat system under base excitation

과 충격을 절연시키거나 완화시키는 역할을 한다. 현가기구 시트 시스템은 진동해석을 위하여 승차감에 가장 큰 영향을 미치는 상하 진동만을 고려하여 Fig. 4에서 보인 것처럼 기초가 가진되는 1-자유도 등가 모델로 구현하였다. 등가모델에서 질량은 시험인체(운전자)의 무게와 시트 어셈블리의 무게를 합한 값이다.

시간 t 에서 Original Position으로 부터의 변위(Displacement)를 z 로 표시하고, $z=x-y$ 의 관계가 있다고 할 때 Fig. 4에 작용하는 스프링에 의한 탄성력, F_s 는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_s = k_{eq} \times z = k_{eq} (x - y) \quad (1)$$

즉, 탄성력과 중량에 의한 변위는 비례관계에 있으며, 이 때의 비례상수 k_{eq} 를 등가 강성계수(Equivalent Stiffness Coefficient)라 하고 N/m 의 단위를 갖는다. Damper에 의한 감쇠력, F_c 는 질량 m_{eq} 의 속도에 비례하며 이를 수식으로 나타내면 식 (2)와 같다.

$$F_d = c_{eq} \times \dot{z} = c_{eq} \frac{dz}{dt} = c_{eq} (\dot{x} - \dot{y}) \quad (2)$$

즉, 감쇠력과 질량에 의한 속도변화는 비례관계에 있으며, 이 때의 비례상수 c_{eq} 는 등가 감쇠계수(Equivalent Damping Coefficient) c_{eq} 이며 Ns/m 의 단위를 갖는다. 또한 Newton의 운동량 제2법칙으로부터 질량과 중력가속도에 의해 발생하는 힘은 식 (3)과 같다. 여기서 g 는 중력가속도이다. 계 내에 더 이상의 힘이 존재하지 않을 때 위의 1-자유도계 진동모델에 대한 운동방정식은 식 (4), (5)와 같이 정의되며 식 (5)를 x 에 대해 정리하면 식 (6)과 같다.

진동특성의 해석을 위한 가진 방향의 등가 강성계수 k_{eq} 및 등가 감쇠계수 c_{eq} 는 Fig. 5에서 보인 현가기구 시트의 기구학적 모델을 이용하여 구하였다.

$$F = m_{eq}g = m_{eq}\ddot{x} = m_{eq}\frac{d^2x}{dt^2} \quad (3)$$

$$\sum F = F + F_d + F_s = 0 \quad (4)$$

$$m_{eq}\ddot{x} + c_{eq}(\dot{x} - \dot{y}) + k_{eq}(x - y) = 0 \quad (5)$$

$$m_{eq}\ddot{x} + c_{eq}\dot{x} + k_{eq}x = k_{eq}y - c_{eq}\dot{y} = k_{eq}Y\sin\omega t + c_{eq}\omega Y\cos\omega t \quad (6)$$

Fig. 5 2-dimensional kinematic modelling of the seat suspension mechanism

Fig. 5의 시트 현가기구 모델에서 시트의 상하운동에 따라 높이 h 가 변동하게 되면 스프링과 감쇠기의 설치각도가 변동하므로 수직방향의 등가 스프링 상수 값과 등가 감쇠 값도 변동된다.

Fig. 4의 진동해석 모델의 등가 강성계수 k_{eq} 와 등가 감쇠계수 c_{eq} 는 Fig. 5에 보인 현가기구 시트의 2차원 평면기구 모델을 이용하여 구한다. 기준면 $\overline{OA}$ 와 P_1, P_2 까지의 거리 y_{P_1}, y_{P_2} 를 주 링크 $\overline{AC}$ 와 기준면 $\overline{OA}$ 와의 각도 θ 의 함수로 표현하면 식 (7), (8)과 같이 된다. 여기서 l_1 은 A점과 P_1 점 사이의 거리, l 은 주 링크의 길이, h_{psgap} 는 G점에서 P_2 점까지의 수직거리, γ 는 $\overline{AP_1}$ 과 $\overline{AC}$ 사이의 각도이다.

$$y_{P_1} = l_1 \sin(\theta - \gamma) \quad (7)$$

$$y_{P_2} = h - h_{psgap} = l \sin\theta - h_{psgap} \quad (8)$$

식 (3), (4)를 이용하여 P_1 점과 P_2 점간의 수직방향 거리 $y_{P_1P_2}$ 를 표현하면 식 (9)와 같다. 같은 방법으로 P_1 점과 P_2 점 간의 수평방향 거리 $x_{P_1P_2}$ 를 구하면 식 (10)같이 된다. 여기서 l_n 은 C점과 P_2

$$y_{P_1P_2} = y_{P_2} - y_{P_1} = (l \sin\theta - h_{psgap}) - l_1 \sin(\theta - \gamma) \quad (9)$$

$$x_{P_1P_2} = x_{P_2} - x_{P_1} = l_n - (l \cos\theta - l_1 \cos(\theta - \gamma)) \quad (10)$$

식 (5)와 (6)를 이용하면 스프링 요소의 각도 β 는 식 (11), (12)와 같이 된다. 여기서 l 은 $\overline{OB}$ 와 $\overline{AC}$ 의 길이, l_1 은 A점과 P_1 점 사이의 거리, l_n 은 C점과 P_1 점 간의 수평거리, h_{psgap} 은 G점에서 P_2 점까지의 수직거리, θ 는 $\overline{OA}$ 와 $\overline{AC}$ 가 이루는 각도이다. 그러므로 스프링 요소의 수직방향 등가 강성계수 k_{eq} 는 식 (13)과 같이 정의된다.

$$\tan\beta = \frac{x_{P_1P_2}}{y_{P_1P_2}} = \frac{l_n - [l \cos\theta - l_1 \cos(\theta - \gamma)]}{(l \sin\theta - h_{psgap}) - l_1 \sin(\theta - \gamma)} \quad (11)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{l_n - [l \cos\theta - l_1 \cos(\theta - \gamma)]}{(l \sin\theta - h_{psgap}) - l_1 \sin(\theta - \gamma)} \right) \quad (12)$$

$k_{eq} = F_s/l_{ps}\cos\beta$ (13) Fig. 5에서 식 (14)의 관계를 유도할 수 있다. $l_{so}\cos\alpha = l_{son}$ 의 관계를 식 (14)에 적용하면 식 (15)와 같다.

$$l\sin\theta - (h_{sobase} + h_{sohinge}) = l_{so}\sin\alpha \quad (14)$$

$$l\sin\theta - (h_{sobase} + h_{sohinge}) = \frac{l_{son}}{\cos\alpha}\sin\alpha = l_{son}\tan\theta \quad (15)$$

식 (15)를 감쇠기 요소의 각도 α 에 관해 정리하면 식 (16)과 같다. 여기서 l_{sa} 는 감쇠기의 길이, l_{son} 는 D점과 E점 사이의 수평거리, h_{sobase} 는 A점과 D점 사이의 수직거리, $h_{sohinge}$ 는 E점과 F점 사이의 거리이다. 따라서 감쇠기 요소의 수직방향 등가 강성계수 c_{eq} 는 식 (17)과 같이 정의된다.

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{l\sin\theta - (h_{sobase} + h_{sohinge})}{l_{son}}\right) \quad (16)$$

$$C_{eq} = F_d/l_{so}\sin\alpha \quad (17)$$

식 (13)과 (17)의 k_{eq} 와 c_{eq} 는 시트의 운동으로서 θ 의 함수로 표시된다. 그러나 선형화 해석을 위하여 시트의 표준자세각도 θ^* 값에서의 1차 도함수로 선형화시킨 값을 사용하였다.

운동 방정식 (5)로부터 계의 과도응답을 구하면 (식 (18)과 같다. 여기서, ζ 는 감쇠비, x_0 는 초기변위, $\dot{x}_0$ 는 초기속도, ω 는 진동수, Y는 1-자유도계(single-degree of freedom)의 진폭이고, 고유진동수 $w_n = \sqrt{k_{eq}/m_{eq}}$, 감쇠 고유진동수 $w_d = w_n\sqrt{1-\zeta^2}$ 이다. 또한 계의 정상상태 응답은 식 (19)와 같이 표현된다. 여기서, 진동수비 $r = \omega/w_n$, 위상각 $\phi_1 = \tan^{-1}(2\zeta r/(1-r^2))$ 이다. 따라서 계의 전체응답은 식 (20)으로 표현된다. 시트 시스템의 변위 전달율은 식 (21)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서, $|H(i\omega)| = 1/\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}$ 이고, $H(i\omega)$ 는 계의 복소 주파수 응답이다. 시트 시스템의 힘 전달율은 식 (22)와 같다. 또한 기초에 대한 상대운동은 식 (23)과 같다.

$$x_h(t) = e^{-\zeta w_n t} \left[x_0 \cos w_n t + \frac{x_0 \zeta w_n x_0}{w_d} \sin w_d t \right] \quad (18)$$

$$x_p(t) = \frac{Y \sin(\omega t - \phi_1)}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} + \frac{2\zeta r Y \cos(\omega t - \phi_1)}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (19)$$

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) = e^{-\zeta w_n t} \left[x_0 \cos w_n t + \frac{x_0 + \zeta w_n x_0}{w_d} \sin w_d t \right] + \frac{Y \sin(\omega t - \phi_1)}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} + \frac{2\zeta r Y \cos(\omega t - \phi_1)}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (20)$$

$$\frac{X}{Y} = \sqrt{1 + (2\zeta r)^2} |H(i\omega)| \quad (21)$$

$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (22)$$

$$\frac{Z}{Y} = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (23)$$

앞에서 구한 진동전달함수를 이용하여 시트 Floor 진동 Profile (On-road)을 기저진동으로 가진하여 운전석에 전달되는 가속도를 수치해석을 통해 분석을 하였다.

운전자는 대한민국 성인평균 무게 69.5 kg 적용(출처: Sizekorea)하고 현가계의 댐퍼는 1000 Ns/m로 고정하였다. 또한 차량시트 강성을 10,000 ~ 90,000 N/m까지 구간을 변경 시키면서 각 주파수에 대한 진동 가속도를 Fig. 6과 같이 구하고 분석하였다. 주파수별 진동전달 해석결과 주파수 2 Hz 이상에서는 강성이 낮은 경우가 진동전달이 적었으며 주파수 2 Hz 이하에서는 강성이 높은 경우가 진동전달이 적은 것을 확인하였다.

2.3 마그네틱 시트 현가기구의 모달해석

시트프레임의 동강성 및 취약부위를 평가하기 위해 상용프로그램 Nastran Sol. 103 Normal Mode Analysis를 사용하여 시트프레임 모달해석 수행하였다. Fig. 7에 나타낸바와 같이 시트위의 운전자의 질량을 고려하기 위해 Lumped Mass와 RBE3 Element를 이용하여 운전자 질량과 시트 프레임을 연결하였으며 운전자 질량과 시트프레임의 결합시 상판의 강성에 영향을 안주기위해 RBE3 Element를 이용하여 강성조건을 풀어주어 해석하였다. 또한 경계조건은 하판의 고정 볼트홀을 고정시키고, 모달해석을 수행

Fig. 6 Transfer acceleration of seat according to stiffness change

Fig. 7 Modal analysis model of magnetic suspension for commercial vehicle seat

Fig. 8 Modal analysis result of magnetic suspension for commercial vehicle seat

하였다.

Fig. 8에서와 같이 모드해석 결과 운전자 질량에 의한 상하 공진은 9.5 Hz에서 존재하며, 이는 현가계의 Spring Mass Resonance 인 것으로 판단된다. 또한 Mode 2(78.8 Hz)는 시트프레임의 Roll 공진이며, Mode 3(135.7 Hz)의 Pitch 공진에 비해 주파수가 낮으며 이는 지지 강성이 Pitch 보다 약하기 때문으로 사료된다. 시트프레임의 X-형 링크구조는 Pitch 강성이 상대적으로 Roll 강성보다 강하며 Mode 4부터는 상판의 굽힘이나 뒤틀림 모드들이 주요하였다. 따라서 차량의 기저진동이 100 Hz 이하이고, 주요한 가진은 50 Hz 이하임으로 현가계 진동 이외의 시트의 공진에 의해 발생할 문제점은 크게 없는 것으로 확인되었다.

2.4 마그네틱 시트 현가기구의 구조해석 및 최적설계

마그네틱 현가기구 신뢰성을 평가하기 위해 Fig. 9와 같이 구조해석을 수행하였으며 해석조건은 시트프레임의 하단을 고정하고, 운전자의 질량을 69.5 kg 수직으로 3G조건을 가하였을 때 시트에 최대응력 확인하였다. 해석결과 X-형 링크 체결부위에서 최대응력 325.3 MPa 발생하며, 이는 시트프레임의 재질인 Steel의 최대인

Fig. 9 (a) Strength analysis boundary condition and strength analysis result (b) of X-type magnetic suspension for commercial vehicle seat

Fig. 10 The result of light-weight optimization

Fig. 11 Schematic diagram of orthogonal array optimization method

장강도 340 MPa 보다 작아 소성변형이나 파괴가 일어나지 않을 것으로 판단된다.

Fig. 10과 같이 마그네틱 현가기구 시트 프레임의 경량화 하기 위해 경량 최적화 해석을 하였으며 최적화 대상은 시트프레임의 상판, 하판, X-형 링크 2개의 부품에 대하여 경량 최적화를 수행하였다. 최적화 방법은 Fig. 11과 같이 대상부품의 조건을 변화시켰을 때의 경향을 파악하고, 최적화 과정을 통하여 보다 정확한 최적화 변수를 찾아가는 방법인 Orthogonal Array 방법을 사용하여 최적화 과정 수행하였다.

Table 1 DOE condition for light-weight optimization

	DOE Condition
Find	Thickness
Object	Minimize : Mass
Constraint	Max. Von Mises Stress : 340 Mpa ↓
Subject to	$1.0 \leq \text{Upper Panel (2.6 t)} \leq 6.0$
	$1.0 \leq \text{Lower Panel (3.0 t)} \leq 6.0$
	$1.0 \leq \text{X-link 1 (6 t)} \leq 9.0$
	$1.0 \leq \text{X-link 2 (6 t)} \leq 9.0$

Fig. 12 Von-mises stress of light-weight optimization model

최적화 목적은 경량화이며, 제한조건은 최대 Max. Von Mises Stress가 Steel의 최대인장강도는 340 MPa를 넘지 않으며, 대상 부품의 제한 조건은 Table 1과 같다. 시트상판에 운전자의 무게 (69.5 kg)을 장착하고, 3G의 수직가속도를 가하였을 때 시트 프레임에서 발생하는 최대응력이 제한조건을 만족하는지 확인하였다.

Fig. 12에서와 같이 Orthogonal Array 방법을 이용하여 총 243 Case를 해석하여 최적 경량화 두께를 찾아냈으며 트프레임의 초기 모델(8.07 kg) 대비 개선모델(6.53 kg)의 시트프레임은 약 19.1%의 경량화를 실현하였다. 시트프레임에서 발생하는 최대응력은 초기모델(325.3 MPa)에서 개선모델(314.4 MPa)로써 개선모델에서 발생하는 응력이 약 3.3% 감소하였다.

3. 성능시험

현가기구의 성능평가를 위한 진동특성 관찰을 위해 Fig.13과 같이 규격(ISO 10326)에 준해 유압식 진동시험기에 각 스프링 타입별로 시트 현가기구를 장착하여 시험을 수행하였다. Table 2는 논문에서 사용된 유압식 진동시험기의 사양을 나타내었다

진동 전달율을 계산하기 위해 먼저 공진주파수를 측정하였으며, 댐핑 테스트를 통해 각 스프링 타입별 현가기구의 공진주파수에서의 Plate의 진동가속도와 시트의 진동가속도를 측정하고 최종적으로 식 (21)과 같이 진동 전달률을 계산하였다.

Table 2 Specification of hydraulic vibration test machine

Specification
1. Vibration Actuator
- Max. Dynamic Force : ± 50 kN 이상
- Max. Displacement : ± 150 mm
- Operating Frequency : 0.1 ~ 100 Hz
- Transducers : LVDT, Accelerometer
- Acc. performance : 6G at 10 Hz of 5 kN dynamic load.
2. Controller : Digital & Vibration Controller
- Random, Swept Sine, Shock Transient Control
- Seismic Isolation Base with Suspension System

Fig. 13 Photograph of vibration test machine and suspension specimen

Fig. 14에 공진주파수의 측정결과를 나타내었으며, 코일 스프링 현가기구의 공진주파수는 약 3 Hz, D사 마그네틱 현가기구의 공진주파수는 약 3.2 Hz, X-형 마그네틱 현가기구는 약 2.8 Hz에서 공진주파수가 나타났다. 각 스프링 현가기구의 공진주파수 측정을 위한 시험 조건과 결과 값은 Table 3에 정리하였다.

측정된 각 스프링 타입별 현가기구의 공진주파수를 기준으로 댐핑 테스트를 실시하였으며, Fig. 15과 같은 결과 값을 보여주었다. Plate에서의 진동 가속도는 3가지 타입 모두 비슷한 감쇄 패턴을 보여 주었으며, 시트에서의 진동가속도는 코일스프링 타입에서 육각형 모양의 감쇄패턴을 보여 주었고, D사의 마그네틱스프링 타입과 X-형 타입 마그네틱스프링은 마른모 감쇄 패턴을 보여 주었다. 이러한 댐핑 테스트를 통해 Plate의 진동가속도와 시트의 진동가속도를 구하였으며, 최종적으로 진동 전달률을 계산하였다. 그 결과 코일스프링 현가기구의 진동전달율은 0.990, D사의 마그네틱 현가기구는 0.875, X-형 마그네틱 현가기구는 0.729로 가장 우수한 성능을 보여주었다. 이에 대한 결과 및 시험 조건은 Table 4에 정

(a) Coil spring type

(b) D company magnetic spring

(c) X-type magnetic spring

Fig. 14 Result of Resonance Frequency

Table 3 Test Condition and result of resonance frequency

	Test Condition	Result
Coil Spring Type		3 Hz
D Comp. Magnetic Spring	- Amplitude : ± 8 mm - Frequency Range : 1~8 Hz - Sweep Rate : 0.05 Hz/sec	3.2 Hz
X-type Magnetic Spring (Development)	- Weight : 70 kg	2.8 Hz

리하였다.

차체진동에 의한 승차감을 평가하기위한 지수로서 가속도의 피크나 유효치(Root Mean Square Value)가 많이 사용되고 있다.

하지만 인체는 가진 주파수나 가진 방향의 변화에 따라 서로 다른 반응을 보이므로 일반도로와 같이 불규칙적인 가진을 받는 경우 넓은 영역의 주파수대역에 대한 승차감을 평가하는 방법으로는 한계가 있다. 이러한 점을 보완하기 위하여 주파수에 따른 인체의 반

(a) Coil spring type

(b) D company magnetic spring

(c) X-type magnetic spring

Fig. 15 Unweighed rms value of the measurement vertical acceleration at the seat and plate at the resonance frequency

응 비중을 다르게 하는 방법이 사용되고 있으며, 대표적으로 가중 함수(Weighting Function)를 이용한 방법이 사용되고 있다.

규격(ISO 10326, BS6841, ISO 2631)에 따르면 수직방향 가속도에 대한 인체의 반응을 고려한 승차감의 척도인 반응함수는 주파수영역에서 주어지고 가중함수는 반응함수의 제곱에 대한 역을 반응함수의 면적으로 나누어 얻을 수 있다. 측정된 PSD(Power Spectral Density) 결과를 보정함으로써 주파수에 따라 인체의 반응을 다르게 나타내는 주파수영역에서의 PSD 진폭을 보상하는 효과를 주게 된다. 운전석의 수직방향 가속도에 대한 PSD를 $P(f)$ 라 하면 PSD의 WRMS(Weighted RMS)는 식 (24)와 같이 계산할 수 있다^[10-12].

$$WRMS = \left[\int_a^b WF^2(f) P^2(f) df \right]^{1/2} \quad (24)$$

여기서 a 와 b 는 관심 주파수 영역의 상·하한치이다. WRMS값을 식 (24)에 의해 계산하여 Table 5에 나타내었다.

Table 4 Test condition and result (transmissibility) of damping test at the resonance frequency

	Test Condition	Transmissibility
Coil Spring Type	- f_r : 3 Hz - Displacement : ± 8 mm - Sweep Rate : 0.05Hz/sec - Frequency Range : 1.5~6 Hz(0.5~2times) - Weight : 70 kg	$H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r)$ $a_s(f_r) = 3.607 \text{ m/s}^2$ $a_p(f_r) = 3.642 \text{ m/s}^2$ $H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r) = 0.990$
Magnetic Spring (D Comp.)	- f_r : 3.2 Hz - Displacement : ± 8 mm - Sweep Rate : 0.05Hz/sec - Frequency Range : 1.6~6.4Hz(0.5~2times) - Weight : 70 kg	$H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r)$ $a_s(f_r) = 3.806 \text{ m/s}^2$ $a_p(f_r) = 4.349 \text{ m/s}^2$ $H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r) = 0.875$
X-type Magnetic Spring (Development)	- f_r : 2.8 Hz - Displacement : ± 8 mm - Sweep Rate : 0.05 Hz/sec - Frequency Range : 1.4~5.6 Hz(0.5~2 times) - Weight : 70 kg	$H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r)$ $a_s(f_r) = 1.759 \text{ m/s}^2$ $a_p(f_r) = 2.414 \text{ m/s}^2$ $H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r) = 0.729$

Table 5 WRMS value of measurement vertical acceleration

	Weighted RMS (at platform)	Weighted RMS (at sample)	SEAT Factor
Coil Spring	0.953 m/s^2	0.729 m/s^2	0.765
D Comp. Magnetic Spring	0.999 m/s^2	0.698 m/s^2	0.699
X-type Magnetic Spring	0.931 m/s^2	0.641 m/s^2	0.688

X-형 마그네틱 스프링 현가기구의 승차감 지수가 0.688로 D사 승차감지수 0.699보다 성능 이 우수한 것으로 확인 되었다. 또한 Fig. 16과 같이 40 Hz 영역에서의 운전석 수직방향 가속도 PSD 측정결과를 살펴보면 코일스프링 현가기구가 $1.07\text{E-}4 \text{ m/s}^2$, D사 마그네틱 현가기구가 $4.43\text{E-}5 \text{ m/s}^2$, X-형 마그네틱 현가기구가 $3.83\text{E-}5 \text{ m/s}^2$ 로 확인 되었으며, 스프링 현가기구 대비하여 D사 마그네틱 현가기구가 58.4%, X-형 마그네틱 현가기구가 64.1%로 시트의 진동 저감율이 향상되었음을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

본 논문에서는 상용차 운전석에 전달되는 진동을 줄여 승차감을 향상시키기 위하여, 마그네틱 스프링을 이용한 시트현가장치를 제안하였고 진동해석 및 구조해석을 통해 최적설계를 하였으며 제안된 시트를 장착한 차량의 진동 및 성능을 연구하였다. 시험을 통해 본 논문에서 제안된 X-형 마그네틱 현가기구의 성능을 검증하였으며 다음과 같은 결과를 도출하였다.

- (1) 모달해석을 통해 확인한 결과 차량의 기저진동이 100 Hz 이하이고, 주요한 가진은 50 Hz 이하임으로 현가계 진동이 외의 시트의 공진에 의해 발생할 문제점은 크게 없는 것으로 확인되었다.
- (2) Orthogonal Array 방법의 최적설계 기법으로 구조해석을 수행하여 최적 경량화 두께를 도출하였으며 시트프레임의 초기모델(8.07 kg)대비 개선모델(6.53 kg)은 약 19.1% 경량화를 실현하였다. 또한 최대응력은 초기모델 325.3 MPa에서 개선모델 314.4 MPa로 약 3.3% 감소하였다.
- (3) 진동전달율은 코일스프링 현가기구가 0.990, D사의 마그네틱 현가기구는 0.875, X-형 마그네틱 현가기구는 0.729로 가장 우수한 성능을 보여주었다.
- (4) 승차감 지수는 코일스프링 현가기구가 0.765, D사의 마그네틱 현가기구는 0.699, 평행사변형 마그네틱 현가기구는 0.688으로 확인되었으며 D사의 마그네틱 현가기구보다 X-

Fig. 16 PSD graph of measurement vertical acceleration to 40 Hz

형 현가기구의 승차감 지수가 우수한 값으로 확인되었다.
(5) 40 Hz 영역에서의 운전석 수직방향 진동저감율은 스프링 현가기구 대비하여 D사 마그네틱 현가기구가 58.4%, X-형 마그네틱 현가기구가 64.1%로 진동저감율이 향상되었음을 확인할 수 있었다

후 기

본 연구는 교육부와 한국연구재단의 지역혁신창의인력양성사업(No. 2012H1B8A2026147), 일반연구자지원사업(No. 2013R1A1A2061581), (No. 2013R1A12062889)에 의해 지원을 받아 수행된 연구결과임.

References

- [1] Amirouche, F., Palkovics, L., Woodrooffe, J., 1994, Optimal Driver Seat Suspension Design for Heavy Trucks, Trans. of the ASME. 291 277-291.
- [2] Park, H. j., 2010, A Study on Design and Safety Evaluation of Suspension Seat for Heavy Equipment Car, Doctorate Thesis, Pukyong National University, Republic of Korea.
- [3] Rahkeja, S., Afework, Y., Sankar, S., 1994, An Analytical and Experimental Investigation of the Driver-Seat-Suspension System, Vehicle System Dynamics 23 501-524.
- [4] Choi, S. B., Choi, J. H., Nam, M. H., Cheong, C. C., Lee, H. G., 2006, A Semi-Active Suspension Using ER Fluids for a Commercial Vehicle Seat, Journal of Intelligent Material System and Structure 9:8 601-606.
- [5] Jeon, G. J., Kim, M. S., Ahn, S. J., Jeong, W. B., Yoo, W. S., 2010, Human Response to Idle Vibration of Passenger Vehicle Related to Seating Posture, Trans. of the KSNVE 20:12 1121-1127.
- [6] Song, P. G., Maksym, S., Yoo, H. Y., 2008, Robust Design Optimization of the Vehicle Ride Comfort Considering Variation of Design Parameters, Trans. of the KSNVE 18:12 1217-1223.
- [7] Seong, M. S., Choi, S. B., Kim, C. H., Lee, H. K., Baek, J. H., Han, H. H., Woo, J. K., 2010, Experimental Performance Evaluation of MR Damper for Integrated Isolation Mount, Trans. of the KSNVE 20:12 1161-1167.
- [8] Ju, H. J., Kim, D. S., Lee, B. H., Kim, J. I., Kim, C. J., 2011, A study on the magnetic suspension system for commercial vehicle, Trans. of the KSNVE Spring Conference 409-414.
- [9] Cheung, W. S., Kim, Y. T., Kwon, H. S., Hong, D. P., 2003, Experimental Investigation of the Response Characteristics of Korean-seated Subjects under Vertical Vibration, Trans. of the KSNVE 13:8 645-650.
- [10] Ahn, K. W., Kim, W. Y., Im, H. E., Hwang, W. G., 1999, A Study on the Evaluation of the Ride Comfort of a large bus, Trans. of the KSAE 7:2 343-351.
- [11] Wu, X., Griffin, M. J., 1997, A Semi-Active Control Policy to Reduce the Occurrence and Severity of End-Stop Impacts in a Suspension Seat with an Electro-rheological Fluid Damper, Journal of Sound and Vibration 203:5 781-793.
- [12] Song, P. G., Spiriyagin, M., Yoo, H. Y., 2008, Robust Design Optimization of the Vehicle Ride Comfort Considering Variation of the Design Parameters, Trans. of the KSNVE 18:12 1217-1223.