Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, Vol. 39, No. 4, pp. 353~360, 2015

<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2015.39.4.353 ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

상용차 시트용 평행사변형구조 마그네틱 현가기구의 설계 및 성능평가

곽이구* · 김홍건**† · 신희재***· 정영배****· 송정상****
* 전주대학교 탄소나노부품소재공학과, ** 전주대학교 기계자동차공학과, *** 전주대학교 대학원 기계공학과, **** ㈜티오피

The Design and Performance Evaluation of a Parallelogram Type Magnetic Spring Suspension for Commercial Vehicle Seat

Lee Ku Kwac*, Hong Gun Kim**†, Hee Jae Shin***, Young Bae Jung****and Jung Sang Song****
* Dept. of Carbon and Nano Engineering, Jeonju Univ., **Dept. of Mechanical and Vehicle Engineering, Jeonju Univ., ***Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Jeonju Univ., **** TOP Co., Ltd.

(Received July 9, 2014 ; Revised February 3, 2015 ; Accepted February 3, 2015)

Key Words: Commercial Vehicle Seat(상용차 시트), Magnetic Spring Suspension(마그네틱 현가기구), Transmissibility(진동전달률), Vertical Vibration(수직진동), Seat Factor(승차감지수), Weighted Root Mean Square Value(WRMS:가중 유효치)

초록: 상용차 운전자들은 운전시간이 길고, 엔진폭발에 의한 아이들 진동 등으로 인하여 일반인보다 많은 피로감을 느낀다. 본 논문에서는 아이들 진동에 의해 상용차 운전석에 전달되는 진동을 줄여 승차감을 향상시키기 위하여, 마그네틱 스프링을 이용한 시트현가장치를 제안하였다. 또한 최적설계를 통해 평행사변형 마그네틱 현가기구를 설계하였으며 이 제안된 시트를 장착한 차량의 진동 및 성능을 연구하였다. 그 결과 진동 전달률은 코일스프링 현가기구가 0.990, 평행사변형 마그네틱 현가기구는 0.823로 우수한 성능을 보여주었다.

Abstract: Commercial drivers feel tired more than the general public, because their driving times are long and they experience more idle vibration. In this study, we developed a nonlinear model of a magnetic, linear spring seat suspension to determine the optimal design to improve ride comfort. The resonant frequency for the optimal design of the suspension was found to be 3.5 Hz, and the stiffness was analyzed through displacement-load experiments. Additionally, the vibration transmissibility was analyzed by the suspension stiffness, and the existing coil spring type vibration transmissibility was found to be 0.99. A parallelogram type magnetic spring was determined to result in a better performance than the existing spring with a vibration transmissibility of 0.823.

- 기호설명 -

$a_s(f_r)$: 공명주파수에서의 시트의 수직가속도 비가중 유효치
$a_p(f_r)$: 공명주파수에서의 플랫폼의 수직가속도 비가중 유효치
$H(f_r)$: 공명주파수에서의 진동전달률

† Corresponding Author, hkim@jj.ac.kr
© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서 론

최근 들어 산업전반에 걸쳐 상업용 차량의 수요가 급증하면서 차량의 성능을 향상시키는 연구뿐만 아니라 운전자가 보다 편안하게 운전할 수 있도록 하는 연구도 활발하게 진행되고 있다. 특히 상용차 운전자는 운전시간이 길고, 비포장도로 등 거친 도로환경 등으로 인하여 일반인 보다 훨씬 많은 피로를 느끼게 된다. 이에 앞으로 상업용 차량 개발의 중요한 요인 중 하나인 운전자의 피

로감을 줄이는 장치에 대한 연구가 필수적이다. 과거 상업차량(Commercial Vehicle)의 설계중점은 운행동안의 차량전복방지나 조종 안정성 등으로 시트의 설계는 크게 주목을 받지 못하였다.[1] 그러나 조종 안정성을 위해 전륜에 작용하는 큰 롤 강성으로 인해 운전자의 시트는 큰 진동에 노출되게 된다. 이로 인하여 운전자는 피로를 느끼게 되고, 또한 질병 등 건강상의 문제를 가지게 되었다. 이러한 시트진동을 억제하기 위해 주 현가장치 이외에 캐빈 현가장치와 시트 현가장치의 장착 필요성이 대두가 되었다.[2,3] 이러한 운전석 현가장치에 사용되는 제어방식에 1, 2, 3세대 현가장치로 나뉠 수 있다. 1세대 현가기구인 코일 스프링, 2세대 현가기구인 공기 스프링 방식이 있다.[4~6]

일반적으로 차량의 아이들 시 엔진 회전수(rpm)을 결정하는 주요한 인자로써 연비와 배기규제 등이 있지만 차체의 진동모드를 고려하여 아이들 진동을 저감하는 것도 중요한 인자이다. 국내 4개사의 아이들 시 엔진폭발 주파수의 전체 범위는 17~53Hz로 조사되며, 이 중에서 20~40Hz 범위에 포함된 차량은 약 90%이상을 차지하고 있다.[4]

따라서, 본 연구에서는 아이들 진동을 저감시키기 위해 3세대 현가기구인 자석을 이용하여 공기 스프링이 가지는 비선형성 강성 특성의 재현이 가능하고 비선형적인 댐퍼 특성을 동시에 가지고 있어 진동특성에 대한 감쇠효과가 뛰어난 마그네틱 스프링 타입을 검토 하였다. 또한 운전자의 승차감을 향상시키기 위하여 평행사변형 마그네틱 현가기구를 모델링 및 상세설계를 하고 시제작하여 진동시험을 통한 성능평가를 수행하였으며 선진 마그네틱 현가기구인 D사의 제품과 강성, 진동전달률, 승차감지수, 진동저감율 등을 비교 평가를 하여 평행사변형 마그네틱 현가기구의 유효성을 확인하고자 하였다.

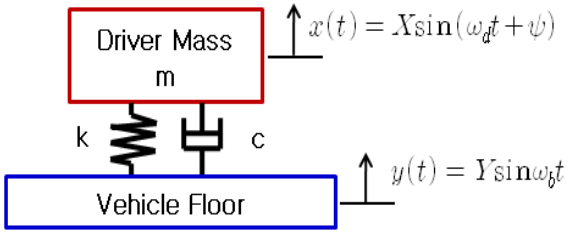


Fig. 1 The modeling of the driver seat suspension

2. 마그네틱 현가계 모델링 및 설계[7~9]

상용차의 주행 시 차량 실내 바닥의 진동이 시트에 전달되는 진동전달률을 분석하여 최적의 강성을 구하였다. 운전자 바닥의 진동이 운전자에 전달되는 진동 전달률을 구하기 위해 다음 Fig. 13과 같이 모델링을 구성하였다. 전달모델은 시트 Floor 기저 진동으로 인한 시트 위 운전자 진동전달 2자유도 모델링 이며 Fig. 1의 2자유도 모델링의 운동방정식을 구하면 다음 식 (1), (2)와 같다.[10]

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (1)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = cYw_b\cos w_b t + kY\sin w_b t \quad (2)$$

본 운동방정식을 통하여 차량 운전석 바닥 진동이 운전자에 전달되는 진동전달률은 다음과 같이 식 (3), (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}\right]^{1/2} \quad (3)$$

$$r = \frac{w_b}{w},\ \zeta = c/(2mw),\ w = \sqrt{k/m} \quad (4)$$

마그네틱 스프링은 일반적인 용수철 스프링이나 토션 스프링 같은 선형 스프링에 자석의 힘을 더해 변위에 따라 강성이 변하는 비선형 스프링 구현한 것이다. 중립지점에서 자석의 같은 극을 마주보게 하여 척력을 발생시키고, 자석이 중립지점에서 멀어지면 인력이 발생하는 구조를 가진다. 따라서 일반적 선형 스프링과 자석의 힘을 조합하여 비선형 특성을 갖는 시트 현가기구를 구성하여 변위가 작은 고주파에서는 강성이 약하고, 변위가 큰 저주파에서는 강성이 큰 시스템 구현할 수 있다. 본 논문에서는 자석(50×20×5 mm) 2개를 이용하여 마그네틱 현가기구에 사용될 마그네틱 스프링을 설계하였으며 스프링의 자석 gap은 3.5 mm를 선정하였다. 이는 선형 스프링의 강성 산포 및 시트 안정성을 고려하였다. 또한 Vertical Guide를 통해 수직이동 가능하고, Horizontal Slider를 통해 수평이동이 가능하게 설계하였다. 마그네틱 시트 현가기구에 사용될 마그네틱 스프링(수직/수평 이동가능)의 상세 설계는 Fig. 2와 같다. 또한 Fig. 3에 나타낸 선진 D사의 마그네틱 스프링은 Frame 하단부에 고정되는 고정 마그네틱 부품과 상부에 장착되어 움직이는

마그네틱 부품으로 구성되어 있다. 또한 시트 현가기구가 수평과 수직으로 움직이는 링크 구조를 갖고 있어 이에 맞게 Moving 마그네틱 부품 또한 수평/수직으로 움직이는 구조이며 마그네틱 스프링은 마그네틱의 N극과 S극의 배열에 의해 초기 상태에서는 척력이 발생하며, 하부로 움직일수록 인력이 발생하는 구조를 가지고 있었다.

시트 현가계 구조 설계는 대표적 방법인 Fig. 4(a)와 같은 X형 링크 구조와 Fig. 4(b)와 같은 평행사변형 링크 구조를 비교하여 선정하였다. X형 링크 구조는 Hinge 및 Slide 조인트 장착으로 구조로서 복잡한 형상을 가지며 상하 운동시 수직 방향 변위만 발생한다. 하지만 평행사변형 링크 구조는 스트로크를 작게 만들 수 있으며, 구조가 간단하여 부품간의 간섭을 최소화할 수 있어 잔고장을 줄일 수 있다. 또한 구조적으로 힘의 분산이 골고루 되어 응력집중을 피할 수 있다. 그리고 상하 운동시 수직변위 뿐만 아니라 수평변위도 발생되는 장점이 있어 평행사변형 구조를 선정하였으며 전체적인 현가기구의 상세 설계를 Fig. 5와 같이 하였다. 댐퍼는 기존에 적용하였던 가스 댐퍼를 활용하여 설계를 하였다.

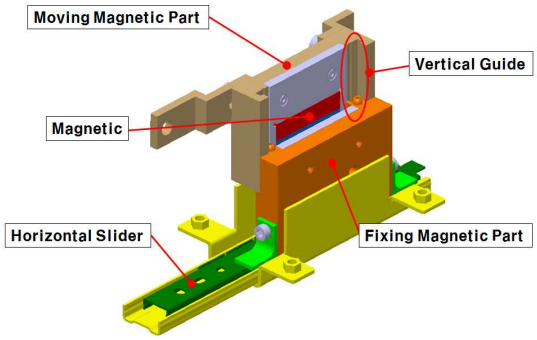


Fig. 2 The design of magnetic spring

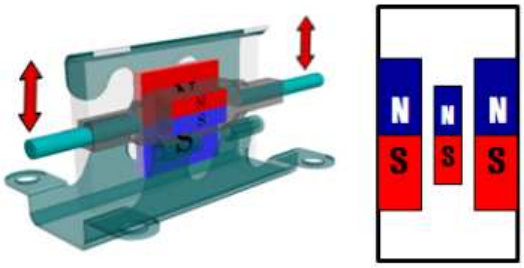
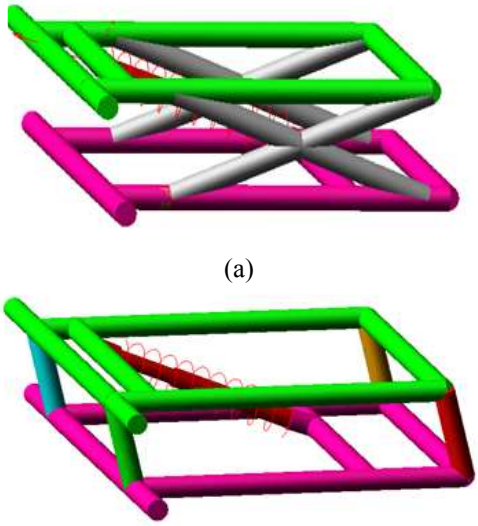


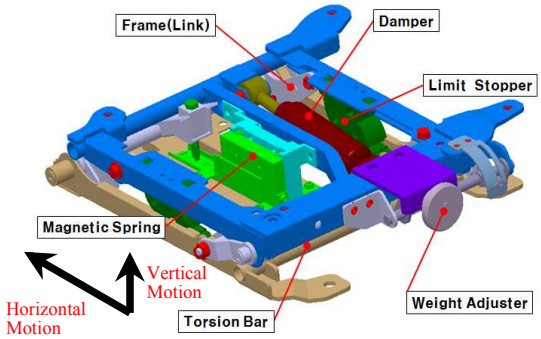
Fig. 3 The composition and structure of magnetic spring((D Comp.)



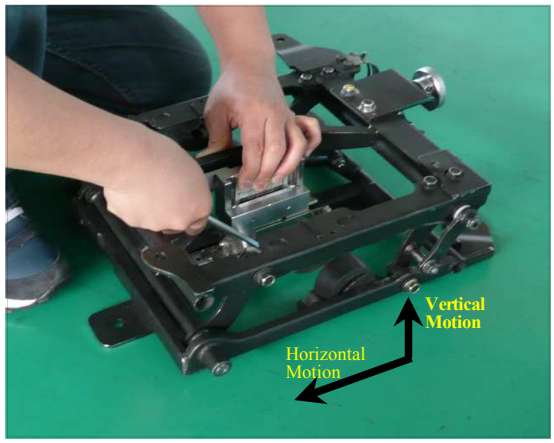
(a)

(b)

Fig. 4 The mechanics structure of seat suspension (a) X type link structure(b) parallelogram type link structure



(a)



(b)

Fig. 5 The detail design of magnetic seat suspension

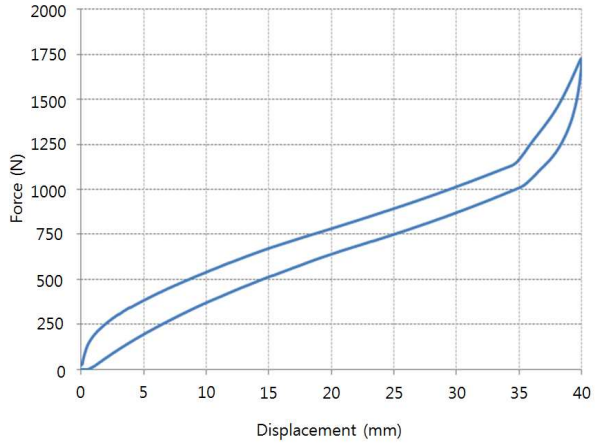
4. 성능평가

현가기구의 성능평가를 위한 진동특성 관찰을 위해 Fig. 6과 같이 유압식 진동시험기에 각 스프링 타입별로 현가기구를 장착하여 실험을 수행하였다. 변위-하중 실험은 기존의 코일 스프링 타입과 선진사인 D사의 마그네틱 스프링 타입과 평행사변형 마그네틱 스프링 타입을 각각 실험하였다. Fig. 7은 세 가지 타입의 변위-하중 실험결과를 나타내었다. Table 1에 본 논문에서 사용된 유압식 진동시험기의 사양을 나타내었다. 기존 코일 스프링 타입은 하중이 증가하였다가 감소하는 동안 변위의 차가 거의 없음을 확인하였다. D사의 마그네틱 스프링 타입은 코일 스프링 타입보다는 변위의 차가 좀 더 컸으나 거의 비슷한 추세로 변위가 일어남을 확인할 수 있다. 하지만 평행사변형 마그네틱 현가기구의 경우 하중의 증가와 감소를 주면서 변위의 차가 큼을 알 수 있다. 이러한 현상의 현가계의 다양한 변수에 의해 발생 되지만 마그네틱 스프링의 특성상의 한계로 판단되며 이를

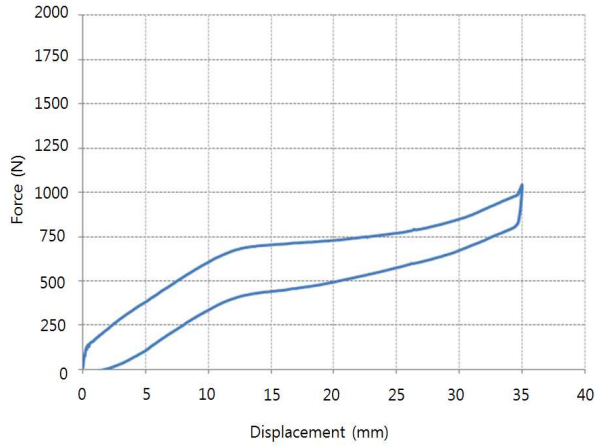
Table 1 Specification of Hydraulic vibration test machine

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

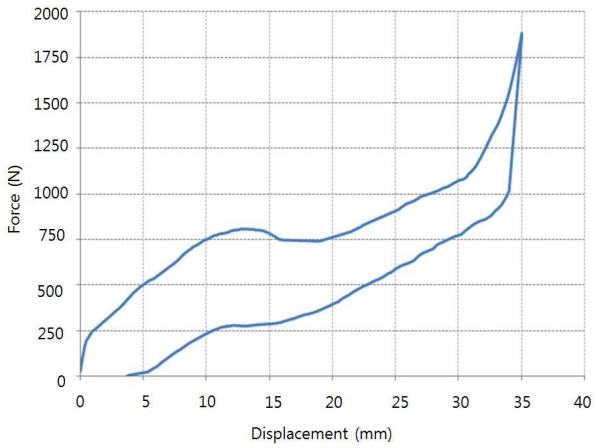
Fig. 6 Photograph of Vibration Test Machine and Suspension Specimen



(a)



(b)

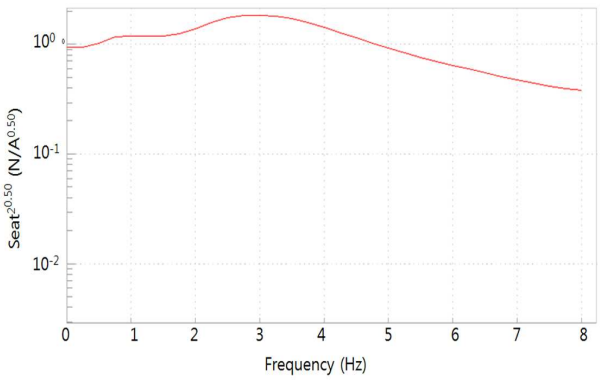


(c)

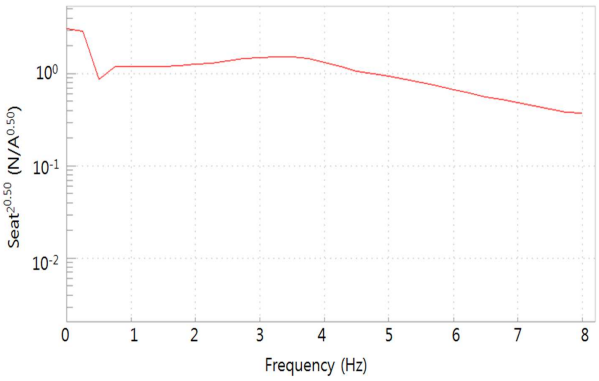
Fig. 7 The results of displacement-weight test (a) Coil spring type (b) D comp. magnetic spring (c) Parallelogram type magnetic spring

Table 2 Test Condition and Result of Resonance Frequency

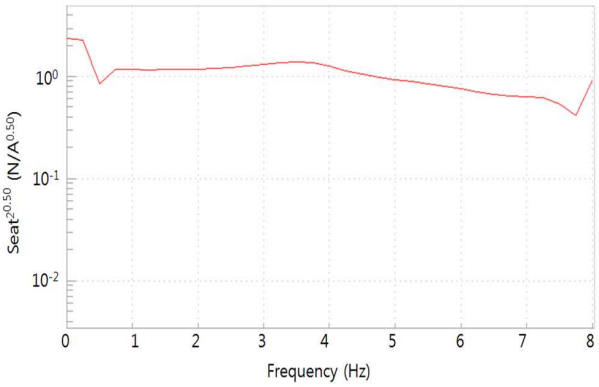
	Test Condition	Result
Coil Spring Type	- Amplitude : ±8 mm - Frequency Range : 1~8Hz - Sweep Rate : 0.05Hz/sec - Weight : 70 kg	3 Hz
D Comp. Magnetic Spring		3.2 Hz
Parallelogram Type Magnetic Spring		3.5 Hz



(a)

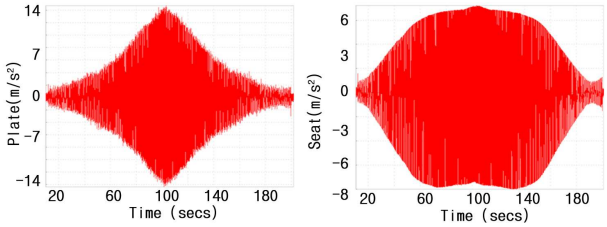


(b)

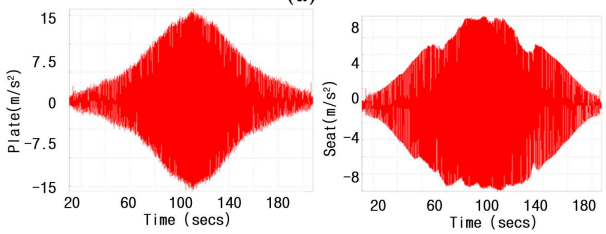


(c)

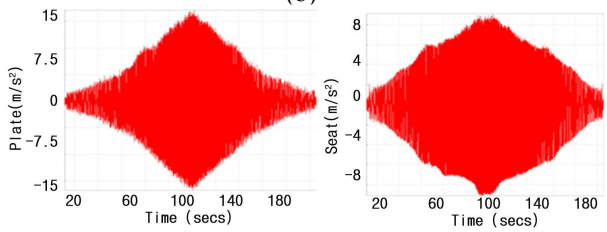
Fig. 8 Result of Resonance Frequency (a) Coil spring type (b) D comp. magnetic spring (c) Parallelogram type magnetic spring



(a)



(b)



(c)

Fig. 9 Unweighed rms value of the measurement vertical acceleration at the seat and plate at the resonance frequency(a) Coil spring type (b) D comp. magnetic spring (c) Parallelogram type magnetic spring

해결할 수 있는 평행사변형 마그네틱 현가기구의 추가연구가 필요할 것으로 사료된다.

또한 진동 전달률을 계산하기 위해 먼저 공진주파수를 측정하였으며, 댐핑 테스트를 통해 각 스프링 타입별 현가기구의 공진주파수에서의 Plate의 진동가속도와 시트의 진동가속도를 측정하고 최종적으로 식 (5)와 같이 진동 전달률을 계산하였다.

$$H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r) \tag{5}$$

Fig. 8에 공진주파수의 측정결과를 나타내었으며, 코일 스프링 현가기구의 공진주파수는 약 3 Hz, D사 마그네틱 현가기구의 공진주파수는 약 3.2 Hz, 평행사변형 마그네틱 현가기구는 약 3.5 Hz에서 공진주파수가 나타났다. 각 스프링 현가기구의 시험조건과 결과 값은 Table 2에 정리하였다. 측정된 각 스프링 타입별 현가기구의 공진주파수를 기준으로 댐핑 테스트를 실시하였으며, Fig. 9와 같은 결과 값을 보여주었다. Plate에서의 진동 가속도는 3가지 타입 모두 비슷한 감쇄 패턴을 보여 주었으며, 시트에서의 진동가속도는 코일스프링 타입에서 육각형 모

양의 감쇠패턴을 보여주었고, D사의 마그네틱스프링 타입과 평행사변형 타입 마그네틱스프링은 마른 모 감쇄 패턴을 보여 주었다. 이러한 댐핑 테스트를 통해 Plate의 진동가속도와 시트의 진동가속도를 구하였으며, 최종적으로 진동 전달률을 계산하였다.

그 결과 코일스프링 현가기구의 진동전달률은 0.990, D사의 마그네틱 현가기구는 0.875, 평행사변형 마그네틱 현가기구는 0.823로 가장 우수한 성능을 보여주었다. 이에 대한 결과 및 시험 조건은 Table 3에 정리하였다.

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 반응 비중을 다르게 하는 방법이 사용되고 있으며, 대표적으로 가중함수(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 (6)과 같이 계산할 수 있다.[11]

$$WRMS = \left[\int_a^b WF^2(f) P^2(f) df \right]^{1/2} \tag{6}$$

여기서 a와 b는 관심 주파수 영역의 상·하한치이다. WRMS값을 식 (6)에 의해 계산하여 Table 4에 나타내었다.

평행사변형 마그네틱 스프링 현가기구의 승차감 지수가 0.756로 D사 승차감지수 0.699보다 성능은 떨어지는 것으로 확인 되었지만 피곤을 유발하는 승차감 지수 1 보다는 낮은 결과이다. 또한 Fig. 10과 같이 40Hz 영역에서의 운전석 수직방향 가속도 PSD 측정 결과를 살펴보면 코일스프링 현가기구가 0.000107m/s^2, D사 마그네틱 현가기구가 0.0000443m/s^2, 평사변형 마그네틱 현가기구가 0.000085m/s^{2}로 확인되었으며, 스프링 현가기구 대비하여 D사 마그네틱 현가기구가 58.4%, 평행사변형 마그네틱 현가기구가 20.3%로 시트의 진동 저감율이 향상되었음을 확인할 수 있었다.

Table 3 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	$a_s(f_r)$ = 3.607 m/s^2 $a_p(f_r)$ = 3.642 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	$a_s(f_r)$ =3.806 m/s^2 $a_p(f_r)$ =4.349 m/s^2 $H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r)$ = 0.875
Magnetic Spring (Parallelo-gram type)	- f_r : 3.5 Hz - Displacement : ± 8 mm - Sweep Rate : 0.05Hz/sec - Frequency Range 1.6~6.4Hz(0.5~2times) - Weight : 70 kg	$a_s(f_r)$ = 3.711 m/s^2 $a_p(f_r)$ = 4.507 m/s^2 $H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r)$ = 0.823

Table 4 The specification of vibration test

	Test Condition	Weighted rms a_{wp12}(at platform) [m/s^2]	Weighted rms a_{ws12}(at sample) [m/s^2]	SEAT Factor a_{ws12} / a_{wp12}
Coil Spring	1st test	0.935	0.719	0.768
	2nd test	0.980	0.746	0.762
	3rd test	0.943	0.722	0.766
	Mean	0.953	0.729	0.765
Magnetic Spring (D Comp.)	1st test	1.004	0.680	0.678
	2nd test	1.001	0.712	0.711
	3rd test	0.992	0.702	0.707
	Mean	0.999	0.698	0.699
Magnetic Spring (Development)	1st test	1.064	0.799	0.751
	2nd test	1.053	0.794	0.755
	3rd test	0.989	0.753	0.762
	Mean	1.036	0.783	0.756

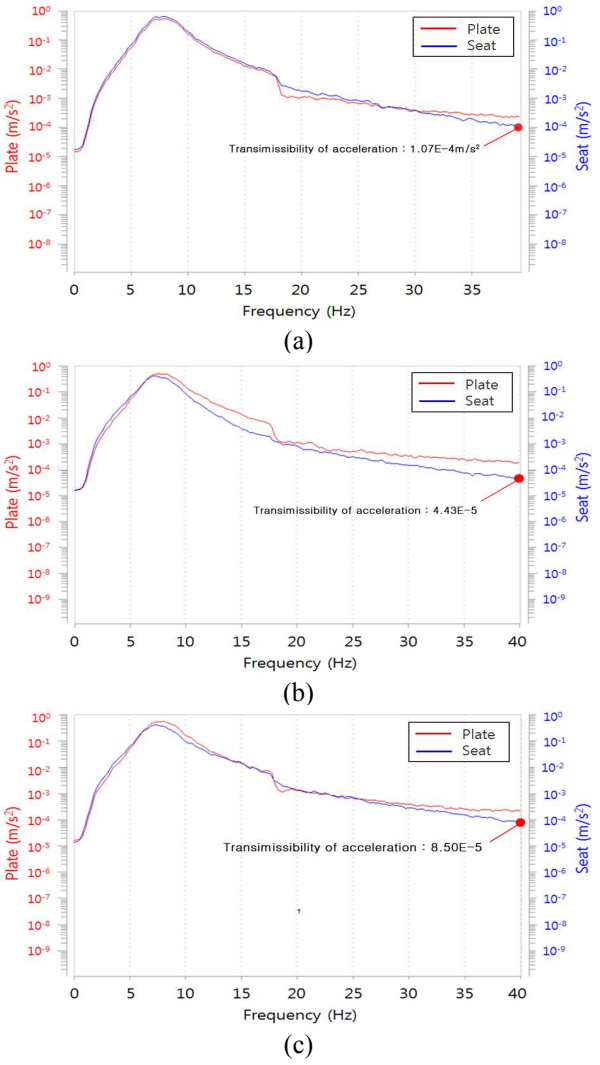


Fig. 10 PSD graph of measurement vertical acceleration to 40Hz (a) Coil spring type (b) D comp. magnetic spring (c) Parallelogram type magnetic spring

5. 결 론

본 논문에서는 엔진폭발에 의해 상용차 운전석에 전달되는 아이들 진동을 줄여 승차감을 향상시키기 위해, 마그네틱 스프링을 이용한 시트현가장치를 제안하였고 이 제안된 시트를 장착한 차량의 진동 및 성능을 연구하였다. 시험을 통해 평행사변형 마그네틱 현가기구의 성능을 검증하였으며 다음과 같은 결과를 도출하였다.

(1) 진동 전달률은 코일스프링 현가기구가 0.990, D사의 마그네틱 현가기구는 0.875, 평행사변형 마그네틱 현가기구는 0.823로 가장 우수한 성능을 보여주었다.

(2) 승차감 지수는 코일스프링 현가기구가 0.765, D사의 마그네틱 현가기구는 0.699, 평행사변형 마그네틱 현가기구는 0.756으로 확인되었으며 D사의 마그네틱 현가기구보다 평행사변형 현가기구의 승차감 지수가 떨어지는 것으로 확인되었지만 피곤을 유발하는 승차감 지수 1 보다는 낮은 결과값을 보여주었다.

(3) 40Hz 영역에서의 운전석 수직방향 진동저감율은 스프링 현가기구 대비하여 D사 마그네틱 현가기구가 58.4%, 평행사변형 마그네틱 현가기구가 20.3%,로 시트의 진동 저감율이 향상되었음을 확인할 수 있었다

후 기

본 연구는 교육부와 한국연구재단의 지역혁신창의 인력양성사업 (No.2012H1B8A2026147), 일반연구자지원사업(No.2013R1A12062899)에 의해 지원을 받아 수행된 연구결과임.

참고문헌
(References)

(1) Amirouche, F., Palkovics, L. and Woodrooffe, J., 1994, “Optimal Driver Seat Suspension Design for Heavy Trucks,” *Trans. of the ASME,* Vol. 291, pp. 277~291.

(2) Rahkeja, S., Afework, Y. and Sankar, S., 1994, “An Analytical and Experimental Investigation of the Driver-Seat-Suspension System,” *Vehicle System Dynamics,* Vol. 23, pp. 501~524.

(3) Choi, S. B., Choi, J. H., Nam, M. H., Cheong, C. C. and Lee, H. G., 1999, “A Semi-Active Suspension Using ER Fluids for a Commercial Vehicle Seat,” *Journal of Intelligent Material System and Structure,* Vol. 9, No. 8, pp. 601~606.

(4) Jeon, G. J., Kim, M. S., Ahn, S. J., Jeong, W. B. and Yoo, W. S., 2010, “Human Response to Idle Vibration of Passenger Vehicle Related to Seating Postrue,” *Trans. of the KSNVE,* Vol. 20, No. 12, pp. 1121~1127.

(5) Song, P. G., Maksym, S. and Yoo, H. Y., 2008, “Robust Design Optimization of the Vehicle Ride Comfort Considering Variation of Design Parameters,” *Trans. of the KSNVE,* Vol. 18, No. 12, pp. 1217~1223.

(6) Seong, M. S., Choi, S. B., Kim, C. H. H., Lee,

K., Baek, J. H., Han, H. H. and Woo, J. K., 2010, "Experimental Performance Evaluation of MR Damper for Integrated Isolation Mount," *Trans. of the KSNVE,* Vol. 20, No. 12, pp. 1161~1167.

(7) Ju, H. J., Kim, D. S., Lee, B. H., Kim, J. I. and Kim, C. J., 2011, "A Study on the Magnetic Suspension System for Commercial Vehicle," *Trans. of the KSNVE,* Spring Conference, pp. 409~414

(8) Cheung, W. S., Kim, Y. T., Kwon, H. S. and Hong, D. P., 2003, "Experimental Investigation of the Response Characteristics of Korean-Seated Subjects Under Vertical Vibration," *Trans. of the KSNVE,* Vol. 13, No. 8, pp. 645~650.

(9) Ahn, K. W., Kim, W. Y., Im, H. E. and Hwang, W. G., 1999, "A Study on the Evaluation of the Ride Comfort of a Large Bus," *Trans. of the KSAE,* Vol. 7, No. 2, pp. 343~351.

(10) Wu, X. and Griffin, M. J., 1997, "A Semi-Active Control Policy to Reduce the Ocurrence and Severity of End-Stop Impacts in a Suspension Seat with an Electrofheological Fluid Damper," *Journal of Sound and Vibration, Vol.* 203, No. 5, pp. 781~793

(11) Song, P. G., Spiriyagin, M. and Yoo, H. Y., 2008, "Robust Design Optimization of the Vehicle Ride Comfort Considering Variation of the Design Parameters," *Trans. of the KSNVE,* Vol. 18, No. 12, pp. 1217~1223.