

## 운전자용 의자의 부강성 진동 절연 시스템

박 성 태 · 이 상 주\*

울산대학교 기계자동차공학부

## Vibration Isolation System for Driver's Seats with Negative Stiffness

Sungtae Park · Sangjoo Lee\*

School of Mechanical and Automotive Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received 16 July 2009/ Accepted 7 September 2009)

**Abstract** : As a vehicle speed increases, more vibration energy is transmitted from chassis to a driver. Current isolation system for the driver's seat by damping control can reduce the transmitted vibration energy near resonance area. But in higher frequency region than natural frequency multiplied by  $\sqrt{2}$ , the vibration energy transmitted to the driver has a tendency to be increased. Therefore, the method by natural frequency reduction of the system is preferred to increase the effectiveness of the anti-vibration. However, the natural frequency could not be freely reduced due to the nature of the isolation system structure. A new passive suspension system to reduce the natural frequency is proposed. The theoretical analysis and experimental results show better vibration attenuation compared with the current isolation system.

**Key words** : Negative stiffness system(부강성 시스템), Vibration isolation(진동 절연), Neutral position(중립 위치), Equivalent stiffness(등가 스프링 상수), Natural frequency(고유 진동수)

## Nomenclature

$U$	: potential energy, J
$M$	: mass, kg
$K$	: main spring stiffness, N/m
$k$	: added spring stiffness, N/m
$f_n$	: natural frequency, Hz
$\delta_0$	: initial deflection of added spring, m
$U_{add}$	: potential energy of added system, J
$K_{eq}$	: equivalent stiffness of added spring, N/m
$f_{new}$	: natural frequency of new system, Hz
$x$	: displacement of a mass, m
$y$	: displacement of a base

## 1. 서론

버스, 트럭, 중장비 차량 및 각종 운반기계 등의 차체를 통해 운전석으로 전달되는 진동 에너지는 운전자에게 요통, 두통, 어깨결림 및 시력저하 등의 증상을 가져오며 작업효율의 저하, 사고 및 직업병의 원인이 된다.<sup>1,2)</sup> 진동 주파수에 대한 인체의 피로를 규정한 ISO 2361-1(Fig. 1)에 나타난 바와 같이 2-8Hz 사이의 저주파 대역의 진동에너지에 대해 인체는 가장 낮은 진동 저항성을 가지며 이 저주파 대역의 진동에너지는 운전자의 건강과 작업효율에 가장 큰 영향을 미친다. 따라서 운전자를 위한 효율적인 진동절연 시스템은 이 주파수 대역에서 낮은 전달률 특성을 갖는 것이 필수적이다.

\*Corresponding author, E-mail: spark@ulsan.ac.kr

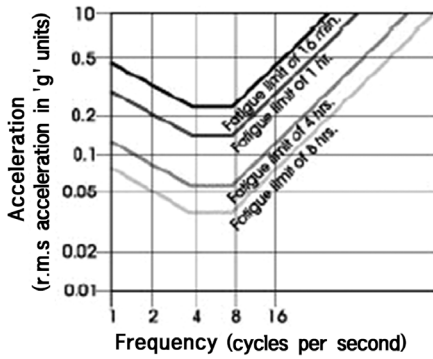
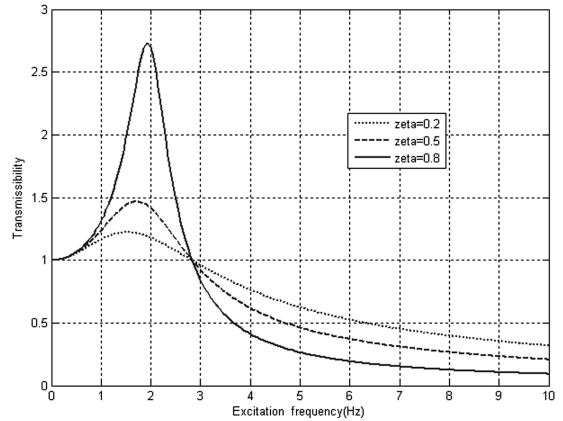


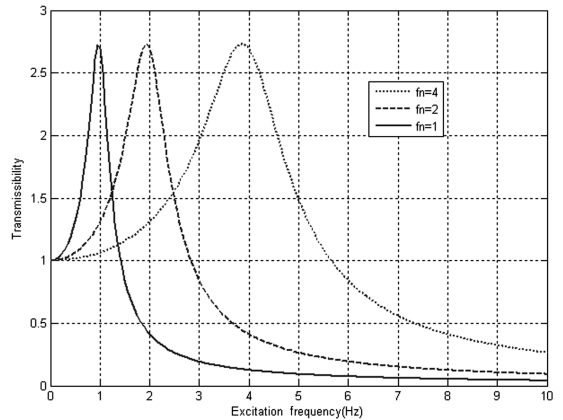
Fig. 1 The human fatigue versus vertical vibration frequency - ISO 2361-1:1997

하지만 기존의 스프링-댐퍼로 구성된 운전자용 의자의 고유진동수는 2-4Hz 사이를 나타내며 운전자로 전달되는 진동 에너지를 줄이기 위해 시스템의 댐핑값을 조절하는 것이 주된 수단이다. Fig. 2(a)의 주파수 대 전달률 특성에 의하면 댐핑값을 증가시키면 공진 주파수 근처 대역에서는 진동 에너지를 줄일 수 있지만 공진 주파수에서 멀어지는 고주파 영역에서는 오히려 전달률 특성이 나빠지게 되어 운전자에게 가장 큰 영향을 미치는 2-8Hz의 저주파 대역의 진동을 효과적으로 차단할 수 없다. 한편 진동 절연 시스템의 고유 진동수를 낮추는 방법(Fig. 2(b))이 진동 절연 효과를 높이는 데 보다 효과적인 대책으로 관심의 대상인 4-8Hz 저주파 대역에서 좋은 전달률 특성이 가질 수가 있으며, 절연 시스템의 고유진동수는 1Hz 이하로 낮추면 낮출수록 좋다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 주로 사용되는 공기 스프링 의자의 경우 기존 스프링-댐퍼 시스템 보다 낮은 1-2Hz 사이의 고유진동수 값을 가지며 공진점에서의 전달률도 기존 스프링-댐퍼 시스템보다 향상된 진동 절연 특성을 가진다. 하지만 공기 스프링을 사용한 시스템은 복잡한 시스템의 구성, 동작 소음, 높은 가격 그리고 짧은 주기의 유지 보수를 필요로 하는 단점이 있다.<sup>3,4)</sup>

본 연구에서는 간단한 스프링-링크 구조를 이용하여 기존 운전자용 의자의 고유진동수를 1Hz 이하로 낮추며 현재 사용되고 있는 운전자용 의자 진동 절연 시스템의 단점을 보완할 수 있는 새로운 시스템을 제시하고 제작 및 실험을 수행하였다.<sup>6)</sup>



(a)



(b)

Fig. 2 Transmissibility change by damping ratio(a) and natural frequency(b)

## 2. Current Seat Isolation System

### 2.1 Theoretical Model

기존 수동식 운전자용 의자의 구조와 작동원리를 Fig. 3에 나타내었다.

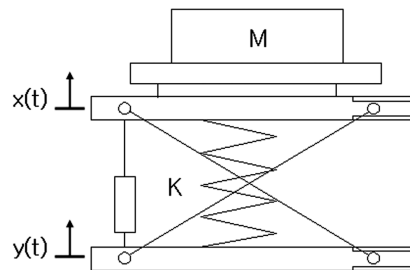


Fig. 3 Theoretical model of current seat

위 시스템에서 기초 가진에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{x} + K(x-y) = 0 \quad (1)$$

본 연구의 해석과 실험에 사용된 운전자 의자는 버스, 트럭, 중장비 등에 현재 사용되고 있는 수동형 (pasive type)으로 재원은 Table 1과 같다.

Table 1 Parameters of the seat isolation system.

M (kg)	K (N/m)
75	9500

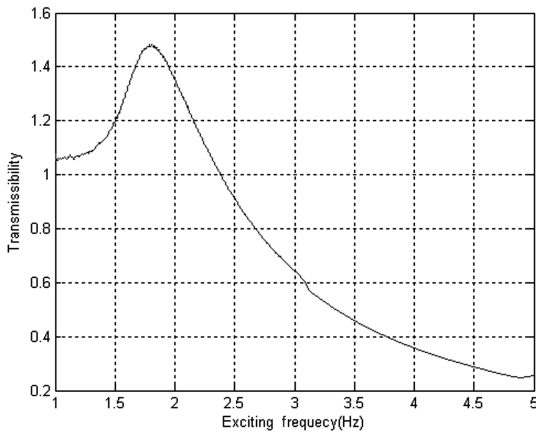


Fig. 4 Transmissibility of the current seat isolation system

Fig. 4는 ISO 7096에 따른 기존 운전자 의자 전달률 실험 결과이다. 공진 주파수는 약 1.8Hz로 나타나며, 운전자가 낮은 진동 저항성을 가지는 2Hz 이상 저주파 대역에서 높은 전달률을 나타내고 있다.

### 2.2 Restriction of Current System

앞에서 살펴본 바와 같이 효과적인 진동 절연을 위해서는 시스템의 고유 진동수를 낮추는 것이 효과적이다. 식 (1)의 운동 방정식에서 자유진동에 대한 고유진동수는 다음과 같다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (2)$$

식 (2)에서 기존 운전자 의자 진동 절연 시스템의 고유 진동수를 낮추기 위해서는 시스템의 질량을 증가 시키거나 스프링 상수 값을 낮추어야 한다. 질

량의 경우 운전자의 몸무게로 사람의 평균 몸무게 근처의 범위에서 고정되므로 시스템의 고유 진동수 변화에 큰 영향을 주지 못하므로 스프링 상수 값의 증가만이 고유 진동수를 낮출 수 있다.

Table 1의 기존 시스템의 파라미터에서 고유 진동수는 약 1.8Hz를 나타내고 이때 정적 처짐량은 77mm이며 고유 진동수를 1Hz이하로 낮추기 위해서는 스프링 상수는 2960N/m 보다 작아야 하며 이때 정적 처짐량은 248mm 이상이 된다. 248mm이상의 정적 처짐량을 가지는 스프링을 만들기 위해서는 초기 스프링 길이가 적어도 정적 처짐량의 2배 이상의 길이를 가져야 한다. 이는 시스템의 크기가 커져 실제 시스템으로서의 한계를 안게 된다.

## 3. A Suggested New Structure

### 3.1 Linear System

1 자유도계 진동 절연 시스템의 고유진동수는 시스템의 포텐셜 에너지 변화율에 영향을 받으며 포텐셜 에너지의 변화율이 적을수록 더 낮은 고유진동수를 가진다.<sup>5)</sup> Fig. 5에 기존 진동 절연 시스템(A)의 포텐셜 에너지 변화 곡선을 나타내었다. 기존 시스템에 불안정한 특성을 가지는 보조 시스템(B)가 추가되면 새로운 시스템의 포텐셜 에너지 변화 곡선의 변화율은 기존 시스템보다 낮아지며 기존 시스템의 고유 진동수보다 낮은 고유 진동수를 얻을 수 있다.

기존 시스템에 추가되는 보조 시스템으로 Fig. 6에 나타낸 부강성 불안정 보조시스템이 제안 될 수

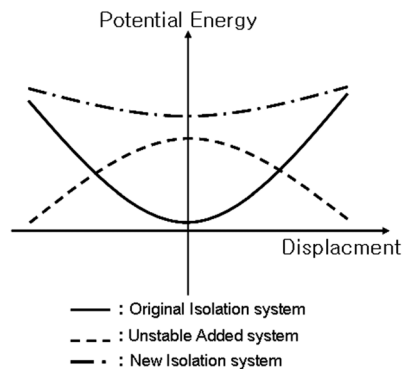


Fig. 5 Method to decrease the natural frequency

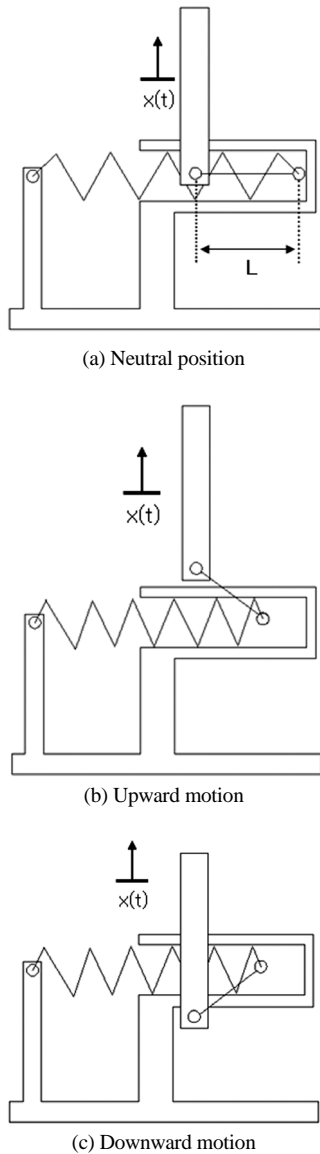


Fig. 6 Negative stiffness unstable added system

있으며 메인 스프링 시스템의 포텐셜 에너지와 보조시스템의 포텐셜 에너지는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U_{main} = \frac{1}{2} K x^2 \quad (3)$$

$$U_{add} = \frac{1}{2} k \left( \delta_0 - L + \sqrt{L^2 - x^2} \right)^2 \quad (4)$$

보조 시스템이 추가된 새로운 시스템의 전체 포

텐셜 에너지  $U = U_{main} + U_{add}$  이고 이때 시스템의 고유 진동수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>5)</sup>

$$f_{new} = \frac{1}{\int_{x_{min}}^{x_{max}} \sqrt{\frac{2M}{U(x_{max}) - U(x)}} dx} \quad (5)$$

$$K_{eq} = \frac{\partial^2 U_{add}}{\partial x^2} = -k - \frac{k(\delta_0 - L)L^2}{(L^2 - x^2)^{3/2}} \quad (6)$$

여기서  $x_{max}$  는 상방향 운동(upward motion)에서 최고 변위점, 그리고  $x_{min}$  은 하방향 운동(downward motion)에서 최저 변위점을 나타낸다.

위 식에서  $\delta_0$ 는 시스템이 중립 위치에 있을 때 보조 스프링의 초기 인장변위를 나타내며  $L$ 은 Fig. 6에 표시된 바와 같이 보조스프링의 변위를 지지하는 링크의 길이이다. 식 (4)에서 부강성 보조 시스템의 운동 방향  $x$  에 대한 등가스프링 상수는 식 (6)과 같이 나타낼 수 있으며 이때  $\delta_0 = L$ 일 때  $K_{eq} = -k$ 로 운동방향  $x$  에 선형 부강성 특성을 갖는다. 따라서 보조 시스템의 선형특성을 유지하기 위해서는  $\delta_0 = L$  조건을 만족 하도록 설계해야 한다.

Fig. 7은 부강성 보조 시스템이 추가된 새로운 진동 절연 시스템의 구성도 및 실물을 나타낸다. 시스템의 선형 특성을 유지하기 위해서  $\delta_0 = L$  조건을 만족하도록 설계되었으며 각 파라미터 값을 Table 3에 나타내었다. Table 3의 파라메타 값으로 식 (6)에 의해 계산된 시스템 고유진동수는  $f_{new} = 0.82$ 이다.

새로운 시스템은 이론적으로 0Hz의 고유진동수를 가질 수 있다. 하지만 Fig. 5에서 0Hz의 고유진동수를 가지는 시스템의 포텐셜 에너지 변화는 없으며 이는 안정도 면에서 안정조건을 확신할 수 없으며 고유진동수를 낮게 설정할수록 보조 스프링의 강성값이 커지게 되는 약점이 있다. 따라서 시스템의 효과적인 진동 절연을 위해서 고유진동수를 1Hz 이하로 하되 본 논문에서는 0.8로 설정하였다.

### 3.2 Reduction of Toggle Effect

Fig. 6에서 보조 시스템이 중립위치에 있을 때 보조 스프링의 힘이 작용하는 방향과 링크  $L$ 의 축방향이 일치하며 이때 토글현상 발생의 가능성이 있

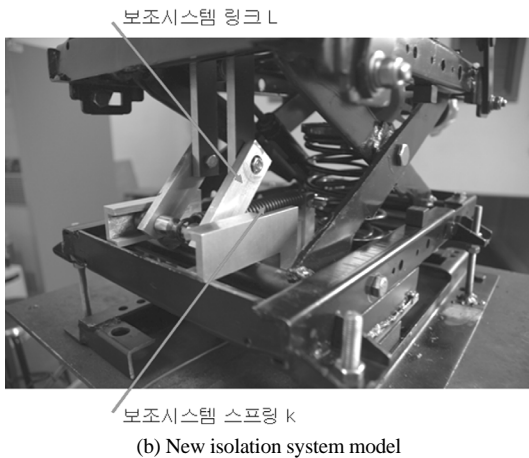
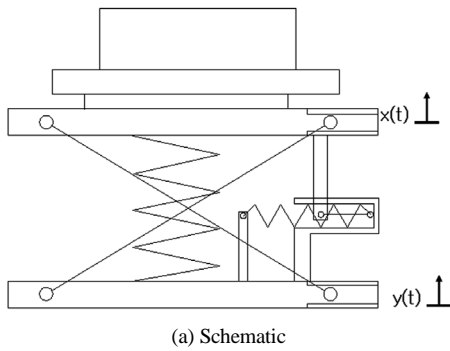


Fig. 7 New isolation system with negative stiffness system

Table 3 Parameters of the new seat isolation system

M (kg)	K (N/m)	k (N/m)	L (m)	$\delta_0$ (m)	$x_{max}$ (m)	$x_{min}$ (m)
75	9500	7500	0.05	0.05	0.045	-0.045

다. 시스템의 토글현상은 링크  $L$ 의 길이를 길게 할수록 토글현상의 영향을 줄일 수 있지만 링크  $L$ 이 길어지면 선형 특성을 유지하기 위해 보조스프링의 초기 인장량  $\delta_0$ 도 링크  $L$ 의 길이와 같이 증가하여야 한다. 보조스프링을 인장 하였을 때 스프링의 영구 변형 없이  $\delta_0$ 를 유지하기 위해서는 보조스프링의 인장되지 않은 초기 길이는 스프링 재료와 제작 기술에 따라 다르지만 적어도  $\delta_0$  두 배 이상의 길이를 가져야 하며, 이 때 인장량  $\delta_0$ 를 포함한 총 스프링 길이는  $3\delta_0$  이상이 된다. 즉  $L$ 을 증가시키면 스프링의 총길이는 3배 이상 증가시켜야 되므로 선형 특성을 유지하면서  $L$ 을 증가시키는 데는 한계가 있다.

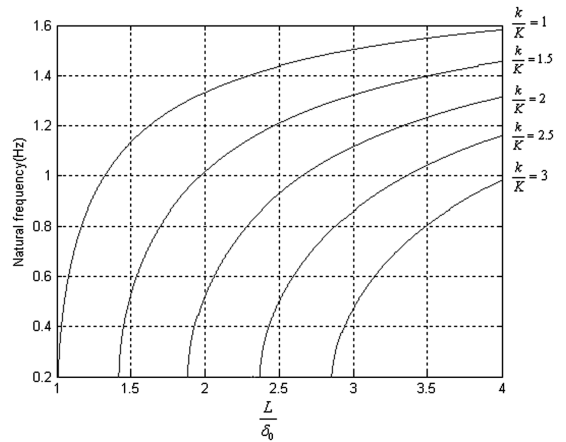


Fig. 8 Natural frequency change by  $L/\delta_0$  and  $k/K$ .

식 (6)에서 선형 조건  $\delta_0 = L$ 을 만족시키지 않고  $L$ 을 증가시키면  $K_{eq}$ 는 0으로 접근하게 된다. 즉  $L$ 이 커질수록 토글현상이 줄어들고 보조 시스템은 선형적으로 변하지만 부강성 효과는 줄어들어 시스템의 고유진동수를 낮출 수 없게 된다. Fig. 8은 식 (5)를 이용하여  $L$ 이 증가함에 따른 새로운 시스템의 고유진동수 변화를 나타낸다. 가로축은  $L/\delta_0$  비를 나타내며 여기서  $\delta_0$ 는 Table 3에 나타난 고정값이다. 세로축은 새로운 시스템의 고유진동수를 나타낸다. Fig. 8에 나타난 바와 같이  $L$ 이 증가함에 따라 부강성 효과가 줄어들어 고유진동수는 증가한다. 하지만 보조 스프링 상수와 메인 스프링 상수의 비  $k/K$  값을 증가시키면  $L$ 이 증가함에 따라 줄어든 부강성 효과를 보조 스프링 상수를 증가시킴으로써 보상해줄 수 있다. 즉 Fig. 8에 나타난 바와 같이 그래프 곡선이  $k/K$ 값이 증가함에 따라 오른쪽으로 이동된다.

#### 4. Experimental Results

Fig. 7에 나타난 선형 특성을 가지는 새로운 모델에 대해 ISO 7096을 근거로 전달률 실험과 파워 스펙트럼 실험을 수행했다.

##### 4.1 Transmissibility Test

전달률 실험은 75kg의 Dummy 질량을 의자 쿠션에 장착한 후 유압 가진기를 이용하여 0.5Hz에서

5Hz까지 조화 가진(Sine sweep)으로 전달률을 측정하였다.

실물 적용의 가능성을 평가하기 위하여 현재 국내에서 증장비에 널리 장착되고 있는 공기압 스프링 의자 3종, 그리고 본 논문에서 개발된 보조시스템을 장착하기 전의 피동식 의자와 그 결과를 비교하였으며, 그 결과가 Fig. 9에 주어져 있다.

Fig. 9의 전달률에 의하면 새로운 진동 절연 시스템은 1Hz 이하의 공진 주파수를 나타내며 인체에 영향을 미치는 저주파(2-5Hz)역에서 비교 대상의 기존 제품 대비 신규 제품의 전달률 차이의 비값을 계산하면 각 주파수에서 기존의 스프링-댐퍼 시스템 보다 70%이상의 향상된 전달률 특성을 나타낸다. 현재 사용되고 있는 고가의 공기 스프링 시스템보다도 더 좋은 전달률 특성을 보인다. 새로 설계, 제작된 시스템의 실험 결과 공진 주파수는 약 0.85Hz로 설계 기준 고유진동수인 0.82Hz와 비교해 유사한 결과를 나타낸다.

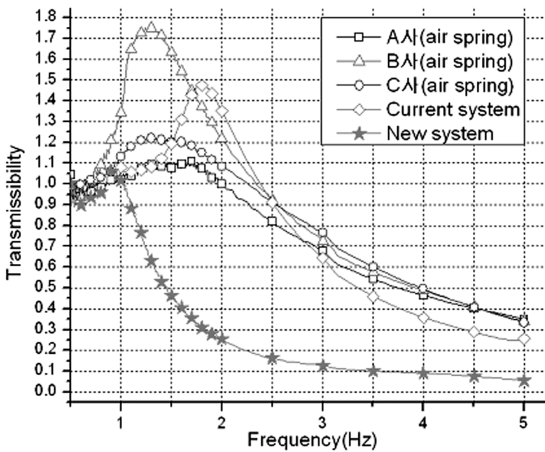


Fig. 9 Transmissibility test results

#### 4.2 Spectral Test

차체에서 전달되는 진동 에너지는 차종 과 실차가 운전되는 노면 환경에 따라 달라진다. 앞에서 살펴본 전달률과 함께 실차에서 전달되는 진동 에너지 절연에 대한 다른 평가로 실차 파워 스펙트럼이 요구된다.

ISO 7096에 따른 차종에 따른 9가지 파워 스펙트럼과 인체영향을 고려한 Weight Factor를 Fig. 10과

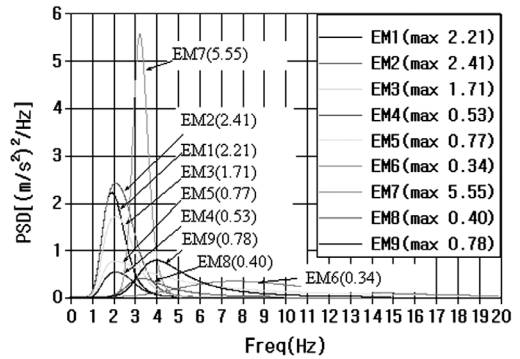


Fig. 10 ISO 7096 power spectra

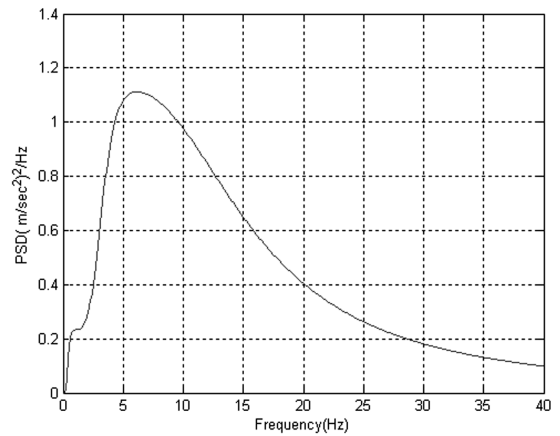


Fig. 11 ISO 2631 weight factor

Fig. 11에 나타내었다.  $S.E.A.T = a_{wfs} / a_{wfp}$  지수는 운전자 의자의 쿠션부에서 Fig. 5에 나타난 인체 가중치를 고려한 가속도 PSD rms 값( $a_{wfs}$ )와 기초 가진판에서의 가중치를 고려한 PSD rms 값( $a_{wfp}$ )의 비를 나타내며 각 차종에 대한  $S.E.A.T$  지수를 Table 2에 나타내었다.

파워 스펙트럼 실험은 두 가지로 수행 되었다. 첫 번째로 기존 시스템이 사용되는 굴삭기 환경에 따른 실험으로 55kg 103kg의 몸무게를 가지는 사람 착좌한 조건에서 Fig. 10에 나타난 스펙트럼 파형중 EM6파형을 입력으로 사용하여 실험 하였으며 측정된  $S.E.A.T$  지수 결과를 Fig. 12에 나타냈다.  $S.E.A.T$  지수가 낮을수록 기초가진 에너지를 많이 상쇄시키는 것을 의미하며 승차감이 좋은 것으로 평가된다.

Fig. 12에서 나타난 바와 같이 새로운 진동절연 시스템이 기존 진동 절연 시스템 보다 절반 이하의

Table 2 S.E.A.T index for different kinds of vehicle

차종별 입력	차종	S.E.A.T
EM1	Articulated or rigid frame dumper > 4.5t	< 1.1
EM2	Scraper without axis or frame suspension	< 0.9
EM3	Wheel loader > 4.5t	< 1.0
EM4	Grad	< 1.1
EM5	Wheel dozer, Soil compact	< 0.7
EM6	Crawler loader or dozer ≤ 50t	< 0.7
EM7	Compact dumper ≤ 4.5t	< 0.6
EM8	Compact loader ≤ 4.5t	< 0.8
EM9	Skid steer loader ≤ 4.5t	< 0.9

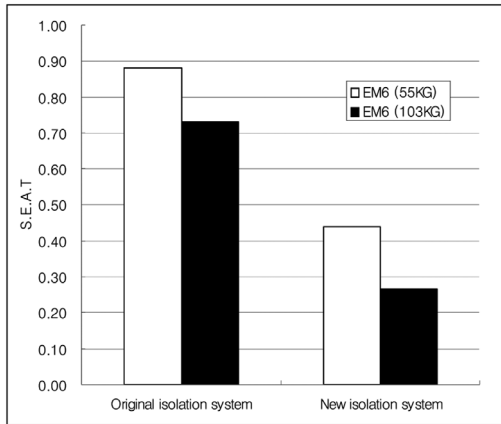


Fig. 12 ISO 7096 EM6 profile spectral test

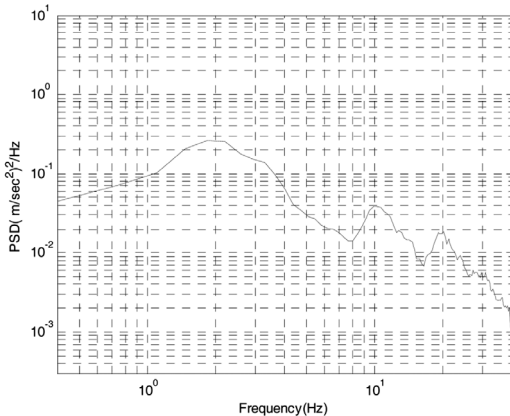


Fig. 13 Real road profile measured in 90km/hr speed (Seoul-Busan)

S.E.A.T 지수를 나타낸다. 즉 기존 시스템보다 더 많은 진동 에너지를 상쇄시키고 있음을 나타낸다.

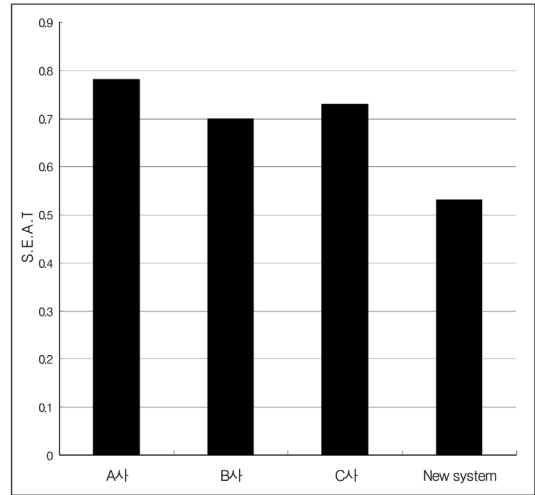


Fig. 14 Spectral test result by real road profile

두 번째 실험은 기존의 공기 스프링 시스템이 사용되는 고속버스 환경에 따른 실험으로 75kg의 사람이 착좌한 조건에서 Fig. 13에 나타난 경부 고속도로 실차 파형을 입력으로 하여 첫 번째 실험과 같이 S.E.A.T 지수를 측정하였다.

Fig. 14에서 나타난 바와 같이 새로운 진동 절연 시스템은 공기 스프링 시스템 보다 낮은 S.E.A.T 지수를 나타내며 공기 스프링 시스템보다 더 많은 진동 에너지 감쇠 효과를 가지고 있다.

## 5. 결론

차량의 진동이 인체에 미치는 영향을 최소화 하기 위하여 기존의 진동 절연 시스템이 안고 있는 한계점을 해결하기 위해 부강성 보조시스템을 이용한 고유진동수 저감 방안을 제시하고, 실물 제작 및 실험을 수행하였다.

기존 진동 절연 시스템에 불안정 특성을 가지는 부강성 보조 시스템을 추가하여 1Hz 이하의 고유진동수를 가지는 새로운 진동 절연 시스템의 구현이 가능하였다.

본 과제에서 표본으로 수행한 0.8Hz 고유진동수의 경우 기존 1.8Hz 고유진동수 시스템에 비해 인체 영향 저주파 대역에서 70% 이상의 향상을 나타낸다.

또한 제안된 절연 시스템은 간단한 스프링-링크 구조를 사용하므로 공기 스프링과 비교하여 구조나

설치가 용이하여 비용을 크게 줄일 수 있는 이점이 있으며, 진동 절연 성능도 우수하고 작동시 소음 뿐만 아니라 중량을 줄일 수 있는 장점을 지녀 상용화 가능성을 입증하였다.

### References

- 1) C. Hulshof and B. V. Van Zanter, "Whole Body Vibration and Low Back Pain," International Archives of Occupational and Environmental Health, Vol.59, pp.205-220, 1987.
- 2) H. C. Boshuizen, P. M. Bongers and C. T. J. Hulshof, "Self-reported Back Pain in Tractor Drivers Exposed to Whole Body-vibration," International Archives of Occupational and Environmental Health, Vol.62, pp.109-115, 1990.
- 3) M. H. Pope, D. G. Wilder and M. Magnusson, "Possible Mechanism of Low-back Pain due to Whole-body Vibration," Journal of Sound and Vibration, Vol.215, pp.687-697, 1998.
- 4) I. Hostens, K. Deprez and H. Ramon, "An Improved Design of Air Suspension Seats of Mobile Agricultural Machines," Journal of Sound and Vibration, Vol.276, pp.141-156, 2004.
- 5) S. T. Park and T. T. Luu, "A New Method for Reducing the Natural Frequency of Single Degree of Freedom Systems," Journal of Sound and Vibration, Vol.300, pp.422-428, 2007.
- 6) S. T. Park and T. T. Luu, "A Novel Design of Suspension System for Driver's Seat," Spring Conference of Proceedings, KSAE, pp.1026-1031, 2005.