

설계 파라미터를 고려한 HSLDS 마그네틱 진동절연체의 실험적 성능평가

Experimental Evaluation of the Performance of the HSLDS Magnetic Vibration Isolator with Consideration of the Design Parameter

신 기 홍*

Kihong Shin

(2011년 2월 1일 접수 ; 2011년 3월 18일 심사완료)

Key Words : Vibration Isolation(진동 절연), Magnetic Force(자력), Nonlinear(비선형), Negative Stiffness(음의 강성), HSLDS(high-static-low-dynamic-stiffness)

ABSTRACT

The isolation performance of a linear vibration isolator is limited to the ratio of stiffness to mass it supports. The stiffness of the isolator must be large enough to hold the weight. This results in the deterioration of the isolation performance. Recently, to overcome this fundamental limitation, the HSLDS(high-static-low-dynamic-stiffness) magnetic vibration isolator was introduced and its isolation characteristic was investigated theoretically. In this paper, the isolation performance of the HSLDS magnetic isolator is examined experimentally. Considerable amount of experiments are performed by carefully considering nonlinear characteristics. The experimental results verify the practical usability promisingly and agree with the theoretical studies, i.e. its performance is largely dependent on the key design parameter.

1. 서 론

산업현장에서 기계 및 구조물에 의한 진동이 인접한 설비에 영향을 주어 문제가 발생하는 경우가 많이 있다. 특히 반도체 설비, 전자현미경 등과 같은 장비는 아주 미세한 진동에도 성능이 현저히 떨어지기 때문에 장비의 설치 기준에 외부 진동의 수준을 매우 엄격하게 관리하고 있다⁽¹⁾. 이러한 외부 진동의 영향을 줄이기 위하여 다양한 방진 대책을 수립하고 있으며, 대표적인 방진대책 중의 하나가 진동 절연체(vibration isolator)를 적절하게 사용하

는 것이다. 진동절연체는 높은 정밀도가 요구되는 설비에는 필수적으로 사용되고 있는 매우 중요한 부품으로서 가능한 우수한 진동 절연 성능을 가지도록 설계되어야 한다.

진동절연체의 기본적인 성능은 절연체가 가지고 있는 강성(k)과 절연체가 지지하고 있는 제품의 질량(m)에 의하여 결정되며, 가진 성분의 주파수를 ω 라고 할 때, 진동 절연 효과가 있는 주파수 영역은 식 (1)과 같다.

$$\omega > \sqrt{2}\omega_n \left(= \sqrt{\frac{2k}{m}} \right) \quad (1)$$

* 교신저자; 정회원, 안동대학교 기계자동차공학과
E-mail : kshin@andong.ac.kr
Tel : (054)820-5885, Fax : (054)820-5044

따라서 진동 절연 성능을 향상시키기 위해서는

진동절연체의 강성을 가능한 낮게 설계하여 시스템의 고유진동수가 작게 되도록 해야 한다. 그러나 진동절연체가 제품의 무게를 제대로 지지하기 위해서는 진동 절연 효과가 감소되더라도 충분한 강성을 유지해야만 하는데, 이는 선형 진동 절연체의 가장 큰 단점이기도 하다.

이러한 선형 진동절연체의 한계를 극복하기 위하여 많은 연구가 이루어져 왔다⁽²⁻⁹⁾. 특히, 자석의 인력을 적절하게 활용하여 선형 진동절연체의 근본적인 한계를 극복하기 위한 방법으로, 정적인 상태에서는 높은 강성을 가지나 동적인 상태에서는 낮은 강성을 가질 수 있는 HSLDS(high-static-low-dynamic-stiffness) 마그네틱 진동 절연 메커니즘을 Carrella 등에 의하여 최초로 제안하였으며⁽⁸⁾, Shin은 이 메커니즘의 자세한 동적 해석을 위하여 주요 설계 파라미터를 구하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 이 설계 파라미터에 따른 진동 전달률 분석을 수행하였다⁽⁹⁾.

Shin이 고려한 모델은 Fig. 1에 나타내었으며, 많은 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 HSLDS 마그네틱 진동절연체의 성능은 식 (2)의 설계 파라미터 α 에 의하여 가장 크게 결정되어짐을 밝혔다.

$$\alpha = \frac{\omega_m}{\omega_n} \quad (2)$$

여기서, ω_n 은 자석이 없는 선형시스템의 고유진동수이고, ω_m 은 중립 점 부근에서의 자력에 의한 강성만 고려한 경우의 ‘등가’ 고유진동수이다⁽⁹⁾. Fig. 1에 나타낸 시스템의 안정성을 유지하기 위해서, α 는 $0 < \alpha < 1$ 범위 내에 있어야 하며, 이 범위 내에서 α 의 크기가 커짐에 따라서 공진주파수가 감소하고 최대 진동 전달률이 감소, 즉 진동 절연 성능은 향상된다는 결과를 보였다.

그러나 HSLDS 마그네틱 진동절연체의 실질적인 응용을 위해서는 실험적으로 검증이 이루어져야 할 것이다. 따라서 이 논문에서는 Fig. 1과 유사한 동적 메커니즘을 가질 수 있도록 실험장치를 구성하여 주요 설계 파라미터인 α 의 크기에 따른 HSLDS 마그네틱 진동 절연체의 절연 성능을 실험적으로 평가하고자 한다. 또한 자력을 고려하지 않는 등가 선형 시스템을 구성하여 선형 진동절연체의 성능과 비교하였다.

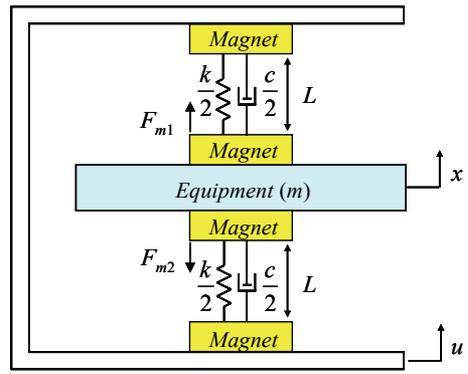


Fig. 1 Description of the HSLDS magnetic vibration isolator

2. 실험 장치

Fig. 1과 유사한 동적 특성을 갖도록 Fig. 2와 같은 HSLDS 마그네틱 진동절연체 실험 장치를 구성하였다. Fig. 2에서, 상부 자석(upper magnet)은 알루미늄 봉에 고정되어 있고 하부 자석(lower magnet)은 가진기의 위판에 고정되어, 이 두 자석은 가진기와 함께 진동하게 된다. 가운데 부분의 질량(central mass)은 52 g이고, 상부자석과 하부자석 각각에 대하여 그림과 같이 서로 인력이 작용하도록 두 개의 자석으로 이루어져 있으며 Fig. 1의 가운데에 위치한 제품(equipment)에 해당된다. 이 가운데 질량은 알루미늄 봉을 따라서 자유롭게 움직이며, 동적인 상태에서 알루미늄 봉과 질량 사이에 발생하는 미세한 마찰이 약간의 감쇠 역할을 한다.

이와 같이 구성된 HSLDS 마그네틱 진동 절연체는 가진기의 진폭에 따라서 응답 특성이 다르게 나타나는 비선형 시스템이기 때문에 랜덤신호로 가진하는 경우 진동 전달률의 주파수 특성을 제대로 구할 수 없게 된다. 따라서, 일정한 진폭을 가진 한 주파수 성분의 정현파(sine) 신호로 가진하여 정상상태의 응답을 측정하는 다음, 가진주파수를 조금씩 이동하여 그때 마다 정상상태의 응답을 측정하는 매우 많은 시간과 노력이 소요되는 과정을 거쳐야 한다.

가진기의 진폭과 주파수를 정확하게 제어하기 위한 제어 시스템이 포함된 실험 장치의 구성을 Fig. 3에 나타내었다. 실험에서는 가진기의 진폭을 1 mm

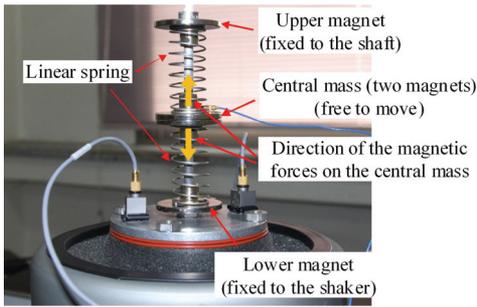


Fig. 2 Experimental description of the HSLDS magnetic vibration isolator

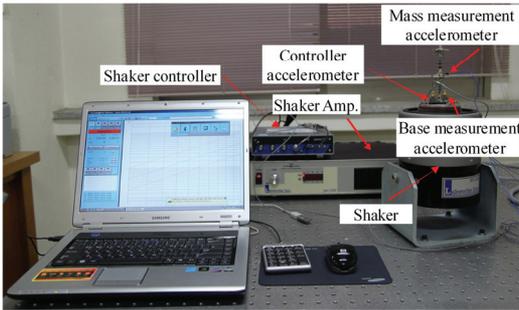


Fig. 3 Experimental set-up for the vibration transmissibility measurement

(peak-to-peak)로 고정되도록 하고 가진주파수는 공진 부근에서는 충분한 해상도를 가질 수 있도록 0.1 Hz 간격의 정현파 신호로 가진하였다.

3. 설계 파라미터 설정

이 논문의 목적인 설계 파라미터 α 에 따른 HSLDS 마그네틱 진동 절연체의 성능을 평가하기 위해서는 실험적으로 α 값을 변화시킬 수 있어야 한다. 따라서, 이 절에서는 설계 파라미터 α 를 설정하는 과정을 기술하고자 한다.

식 (2)에 나타난 설계 파라미터를 변화시키기 위해서는 자석이 없는 선형시스템의 고유진동수 ω_n 과 스프링의 영향을 제거한 자력에 의한 강성만 고려한 시스템의 등가 고유진동수 ω_m 을 구하여야 한다.

먼저, 선형 시스템의 고유진동수를 구하기 위하여 Fig. 2의 모든 자석을 동일한 무게의 스테인리스강으로 대체하여 자력이 없는 선형 시스템을 구성하여 실험이 이루어졌으며, 실험에 의해서 구한 진동 전달률의 주파수 응답특성을 Fig. 4에 나타내었다.

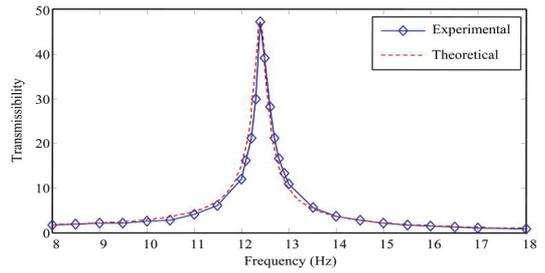


Fig. 4 Vibration transmissibility of the linear system

실험 결과 공진주파수는 12.4 Hz($\omega_n \approx 77.9$ rad/s), 최대 진동 전달률은 47.28로 측정되었다. 최대 진동 전달률을 바탕으로 시스템의 감쇠비를 근사적으로 구하면 $\zeta \approx 0.011$ 이 된다.

또한, 실험의 정확성을 검증하기 위하여 실험적으로 구한 감쇠비와 고유진동수를 이용하여 1자유도 선형 진동계의 이론적인 진동 전달률을 계산하여 Fig. 4에 점선 그래프로 함께 나타내었다. 이 그림에서 실험 결과와 이론값이 매우 유사하고 따라서 실험이 매우 정교하게 이루어지고 있음을 알 수 있다.

다음으로 자력에 의한 강성만 고려한 등가 고유진동수 ω_m 을 구해야 하지만 Fig. 2의 스프링을 제거하게 되면 자석의 인력에 의하여 서로 붙게 되어 실험이 이루어질 수 없게 된다. 따라서, 같은 거리에서 자력의 인력과 반발력에 의한 강성은 부호만 반대이고 크기는 같다고 가정하고, 가운데 질량(자석)의 극을 바꾸어 상부자석과 하부자석 각각에 서로 반발력이 작용하도록 배치하여 실험이 이루어졌다. 그리고, 자력은 거리의 제곱에 반비례하기 때문에 자력에 의한 강성은 자석 사이의 거리가 가까울수록 커지게 되는데, 이러한 특성을 이용하여 설계 파라미터 α 의 변화를 줄 수 있다. 즉, 등가 고유진동수 ω_m 의 변화를 주기 위하여 상부 자석과 하부 자석 사이의 거리를 $L = 10$ cm, 9 cm, 8 cm 세 단계로 변화시키고, 각 거리에서 가진기의 진폭을 1 mm(peak-to-peak)로 고정시킨 상태에서 가진주파수를 조금씩 변화시키면서 주파수 응답함수를 구하고, 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다.

Fig. 5에서 상부 자석과 하부 자석 사이의 거리(L)이 작아질수록 공진주파수(즉, 등가 고유진동수)는 각각 6.6 Hz($\omega_m \approx 41.5$ rad/s), 7.6 Hz($\omega_m \approx 47.8$ rad/s), 9 Hz($\omega_m \approx 56.5$ rad/s)로 커지는 것을 알 수 있다. 이 값들과 앞에서 구한 선형시스템의 고유진동수를

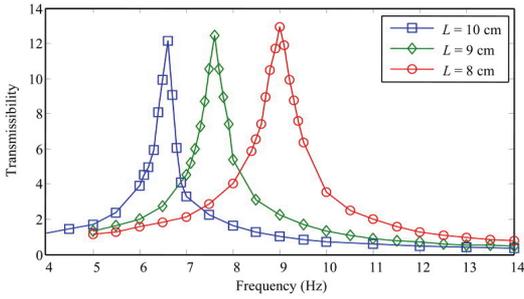


Fig. 5 Vibration transmissibility of the system without linear springs(repulsive magnetic forces)

식 (2)에 대입하면 설계 파라미터 α 는 각각 $\alpha = 0.53(L = 10 \text{ cm})$, $\alpha = 0.61(L = 9 \text{ cm})$, $\alpha = 0.73(L = 8 \text{ cm})$ 이 된다.

4. 설계 파라미터에 따른 진동 전달률 비교

이 절에서는 앞 절에서 구한 설계 파라미터 α 에 따른 HSLDS 마그네틱 진동절연체의 진동 전달률의 주파수 특성을 검토하고, 전체적인 진동 절연 성능을 분석하고자 한다.

앞 절에서 등가 고유진동수 ω_m 을 구할 때와 마찬가지로, Fig. 2에서 상부 자석과 하부 자석 사이의 거리를 $L = 10 \text{ cm}$, 9 cm , 8 cm 세 단계로 변화시켜, 즉 설계 파라미터를 $\alpha = 0.53$, $\alpha = 0.61$, $\alpha = 0.73$ 으로 증가 시키면서 각 경우에 대한 진동 전달률의 주파수 응답특성을 실험적으로 구하고 그 결과를 Fig. 6에 나타내었다.

Fig. 6에 나타낸 α 에 따른 각각의 주파수 응답 특성은 공진 부근에서 응답 진폭이 커짐에 따라 강성이 작아져 공진주파수 또한 작아지게 되어, 곡선의 모양이 왼쪽으로 치우쳐지는 전형적인 소프트닝 스프링(softening spring) 특성을 나타내고 있다. 이는 진폭이 커짐에 따라 음의 강성 효과를 주는 자석의 인력이 더 크게 작용하기 때문이다.

설계 파라미터에 따른 세 개의 주파수 응답 곡선을 비교하면, 설계 파라미터 α 가 커짐에 따라 진동 전달률의 최대값은 점차 감소하며, Fig. 4의 선형시스템에 비하여 절연 성능이 크게 향상되는 것을 알 수 있다. 이는 이전 연구의 컴퓨터 시뮬레이션 결과와⁽⁹⁾ 매우 유사한 결과이다. 설계 파라미터 α 에 따른 최대 진동 전달률을 Table 1에 나타내었으며 선형시스템 대비

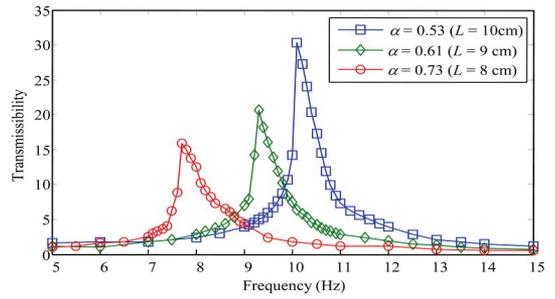


Fig. 6 Vibration transmissibility of the HSLDS magnetic vibration isolator

Table 1 Vibration isolation performance

Design parameter	Maximum transmissibility	Relative transmissibility (w.r.t. linear system)
$\alpha = 0.53$	30.27	64.0 %
$\alpha = 0.61$	20.63	43.6 %
$\alpha = 0.73$	15.91	33.7 %

Table 2 Change of the resonance frequency

Design parameter	Resonance frequency	Relative resonance frequency (w.r.t. linear system)
$\alpha = 0.53$	10.1 Hz	0.81
$\alpha = 0.61$	9.3 Hz	0.75
$\alpha = 0.73$	7.7 Hz	0.62

상대적인 진동 전달률(relative transmissibility)을 함께 나타내었다.

Table 1에서 알 수 있듯이 HSLDS 마그네틱 진동 절연체의 성능은 선형 진동 절연체에 비하여 매우 우수함을 알 수 있으며, 특히 설계 파라미터 α 값이 0.6정도만 되어도 선형 시스템에 비해서 50% 이상의 진동 감소 효과를 가져올 수 있음을 알 수 있다.

또한 이전 연구에서 나타낸, 진폭이 작은 경우에 적용할 수 있는 이론적인 진동 전달률 보다 모든 경우에 있어서 더 작게 나타나고 있으며 이는 진폭이 커질수록 절연 성능이 더 좋아지게 됨을 검증하고 있다.

Fig. 6에서 보여주고 있는 또 다른 특성은 설계 파라미터 α 가 커짐에 따라서 공진주파수가 점차 작아진다는 것이다. 이는 α 가 커짐에 따라 자석의 인력에 의한 음의 강성이 더 크게 나타나 결과적으로 시스템 전체의 강성은 동적인 상태에서 더 작게

나타남을 의미한다. 이러한 현상 또한 이전 연구의 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 동일한 현상이며, Table 2에는 측정된 공진주파수 및 선형 시스템의 공진주파수를 '1'로 두었을 때 상대적인 공진주파수(relative resonance frequency)를 함께 나타내었다.

공진주파수가 작아지면서 나타나는 또 다른 이점은 상대적인 감쇠비가 커진다는 것이다. 왜냐하면, 진동계의 질량과 절대 감쇠값이 동일할 때 감쇠비는(선형 시스템의 경우) 고유진동수에 반비례하기 때문이다. Fig. 6에서 이러한 현상을 어느 정도 볼 수 있는 데, 공진주파수 부근에서 주파수 응답 곡선의 폭이 α 가 커짐에 따라 넓어지는 것을 볼 수 있다. 이 현상 역시 HSLDS 마그네틱 진동 절연체가 가지고 있는 장점으로 이전의 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 유사하다.

5. 결 론

이 실험적 연구에서는 기존에 이론적으로 이루어진 HSLDS 마그네틱 진동 절연체를 실제로 구성하고 많은 실험을 통하여 실질적인 적용이 가능할 수 있음을 검증하였다. 실험은, 자력의 세기와 밀접한 관계가 있는 주요 설계 파라미터 α 를 적절하게 설정할 수 있도록 하였다. 또한 설계 파라미터에 따른 진동 전달률의 주파수 응답 특성을 분석하여 진동 절연 성능을 평가 하였으며, 전체적으로 기존의 이론 결과와 동일한 특성을 가지고 있음을 보여주었다.

이 연구에서 실험적으로 검증된 HSLDS 마그네틱 진동 절연체의 주요 특성을 요약하면 다음과 같다. 자석의 인력을 크게 하여 설계 파라미터 α 가 커질수록 (1) 공진주파수가 작아지면서 상대적으로 절연 효과가 있는 주파수 대역을 넓게 하여 절연 성능을 향상시키고, (2) 진동 전달률의 최대값을 크게 낮추고 상대적인 감쇠비의 증가로 인하여 공진 부근을 포함하는 응용에도 유용하게 사용되어질 수 있다.

후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임 (No. 2010-0008348).

참 고 문 헌

- (1) Gordon, C. G. and Ungar, E. E., 1983, Vibration Criteria for Microelectronics Manufacturing Equipment, Proceedings of Inter-Noise 83, pp. 490~495.
- (2) Choi, S. M., Nguyen, V. Q. and Choi, S. B., 2008, Active Vibration Control of Automotive Engine Mount Using MR Fluid and Piezostack, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 11, pp. 1150~1156.
- (3) Puppin, E. and Fratello, V., 2002, Vibration Isolation with Magnet Springs, Review of Scientific Instruments, Vol. 73, No. 11, pp. 4034~4036.
- (4) D'Angola, A., Carbone, G., Mangialardi, L. and Serio, C., 2006, Nonlinear Oscillations in a Passive Magnetic Suspension, International Journal of Nonlinear Mechanics, Vol. 41, No. 9, pp. 1039~1049.
- (5) Bonisoli, E. and Vigliani, A., 2007, Identification Techniques Applied to a Passive Elasto-magnetic Suspension, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 21, No. 3, pp. 1479~1488.
- (6) Mizuno, T., Takasaki, M., Kishita, D. and Hirakawa, K., 2007, Vibration Isolation System Combining Zero-power Magnetic Suspension with Springs, Control Engineering Practice, Vol. 15, No. 2, pp. 187~196.
- (7) Joshi, A., 2004, Theoretical and Experimental Studies on Vibration Control in Cantilever Beams Using DC Magnets, Journal of Vibration and Control, Vol. 10, No. 7, pp. 995~1008.
- (8) Carrella, A., Brennan, M. J., Waters, T. P. and Shin, K., 2008, On the Design of a High-static-low-dynamic-stiffness Isolator Using Linear Mechanical Springs and Magnets, Journal of Sound and Vibration, Vol. 315, No. 3, pp. 712~720.
- (9) Shin, K., 2010, Design Parameter Study on the Isolation Performance of the HSLDS Magnetic Vibration Isolator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 1, pp. 92~97.