통합제진마운트용 MR 댐퍼의 설계 및 성능 평가

Design and Performance Evaluation of MR Damper for Integrated Isolation Mount

성 민 상*. 임 승 구*. 최 승 복†. 김 철 호**. 우 제 관***

Min-Sang Seong, Seung Gu Lim, Seung-Bok Choi, Cheol-Ho Kim and Je Kwan Woo

(2010년 8월 30일 접수 ; 2010년 10월 7일 심사완료)

Key Words : MR Damper(MR 댐퍼), Integrated Isolation Mount(통합제진마운트), Vibration Control(진동제어), Smart Material(지능재료)

ABSTRACT

This paper presents design and performance evaluation of magnetorheological(MR) damper for integrated isolation mount. The MR damper needs two functions for the integrated isolation mount. The one is vibration absorption and the other is isolation of vibration transmission. For vibration absorption, the MR damper requires wide damping force range. And for isolation of vibration transmission, the friction of MR damper needs to be eliminated. In order to achieve this goal, a novel type of MR damper is originally designed in this work. Subsequently, the MR damper is mathematically modeled and its damping force characteristics are evaluated. In addition, the vibration control performance of the MR damper associated with the stage mass is evaluated. From the result, this paper evaluates the performance of MR damper for integrated isolation mount.

기 호 설 명

A_p : 피스톤 헤드의 면적
 A_r : 피스톤 축의 면적
 A_{sys} : 시스템 행렬
 B : 자속 밀도
 B_{sys} : 입력 행렬
 b : 실린더의 원주
 C_e : MR 댐퍼의 댐핑 계수

C_{sky} : 스카이하출 제어 계인
 c : 유속 계수
 F_d : 총 댐핑력
 $F_{dist.}$: 외력
 F_{MR} : MR 댐퍼의 항복 댐핑력
 h : 간극
 k : 공기 스프링의 스프링 상수
 k_e : 고무판의 스프링 상수
 L : 간극의 길이
 L_p : 자극
 L_{sys} : 외란 행렬
 M : 스테이지 질량
 P_{MR} : 자기장에 따른 압력 강하
 R_e : 유체 저항
 u : 제어 입력
 x_p : 피스톤의 변위

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7319, Fax : (032)868-1716
* 인하대학교 대학원 기계공학과
** 정회원, 한국생산기술연구원
*** 한국폴리텍II대학 메카트로닉스과

이 논문의 일부는 2010년 추계 소음진동 학술대회에서 발표되었음.

- z : 스테이지 변위
 η : 유체의 점성 계수
 τ_y : 자기장에 따른 항복응력

1. 서 론

디스플레이 및 반도체 분야와 같이 세계 기술을 선도하는 국내 성장 동력분야에 있어서 발전 방향의 큰 줄기는 장비의 대형화, 집적화, 다기능화 등으로 요약될 수 있다. 이를 구현하기 위하여 첨단 초정밀 가공/생산/검사장비에 요구되는 정밀도가 점차 높아지고 있으며, 이에 따라 정밀도를 저해시키는 주변 미세진동 및 장비 자체에서 발생하는 진동의 제어가 중요한 문제로 부각되고 있다⁽¹⁻³⁾. 이와 같은 문제점을 극복하기 위하여 일반적으로 공기스프링과 같은 유연한 탄성 받침을 사용하여 방진처리를 하는 방법을 사용한다. 그러나 최근 정밀장비의 진동 허용치가 매우 낮아지고, 장비 자체의 이동 질량에 의한 동하중이 진동원으로 작용함으로써 방진 만으로는 허용치를 만족시킬 수 없게 되었다. 따라서 외부에서 제어력을 가해줄 수 있는 위치제어 및 진동제어를 위한 제어 시스템의 개발 및 적용이 시급히 요구되고 있는 실정이다.

Kato⁽⁴⁾ 등은 새로운 형태의 고정밀 고속 공압 조절기를 설계하고, 이를 이용한 공압방진테이블의 능동제어를 제안하였다. Huang⁽⁵⁾ 등은 전자기작동기를 이용한 유연구조물의 능동진동제어를 연구하였다. Hong⁽⁶⁾ 등은 ER(electro-rheological) 마운트와 최적제어기법을 이용한 구조물의 진동제어를 제안하였다. Wang⁽⁷⁾ 등은 새로운 형태의 MR(magneto-rheological) elastomer 마운트를 개발하고 이의 성능을 평가하였다. Seong⁽⁸⁾ 등은 MR 댐퍼의 자기장에 따른 히스테리시스를 고찰하고 이를 표현할 수 있는 Preisach 모델을 제안하였다. 그러나 초정밀 생산 장비는 다양한 크기와 형태의 진동원을 가지고 있으며, 한가지 작동기 만으로 이를 제어하기는 사실상 거의 불가능하다. 따라서 다양한 진동원에 대응하기 위한 복합 작동기를 이용한 진동 제어 연구의 필요성이 대두되고 있다.

이 연구에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위해 수동형 공기스프링, 능동형 전자기작동기, 반능동형 MR 댐퍼를 통합적으로 연동시켜 진동을 방진/제진

하는 통합제진마운트를 제안하고, 이 중 반능동형 작동기인 MR 댐퍼의 설계 및 성능평가를 수행한다. 이를 위하여 통합제진마운트 시스템의 구조 및 특이성을 확인하고 이로부터 통합제진마운트에 적합한 형태의 MR 댐퍼를 설계한다. 설계된 MR 댐퍼의 성능을 해석할 수 있는 해석적 모델을 구축하고, 이를 이용해 MR 댐퍼의 성능을 평가한다.

2. 통합제진마운트

이 연구에서 제안한 초정밀 생산 장비용 통합제진마운트는 수동형인 공기 스프링, 능동형인 전자기 작동기, 반능동형인 MR 댐퍼로 구성된다. Fig. 1은 초정밀 생산 장비의 개념도로, 이 연구에서는 6 ton 하중의 노광 장비를 기준으로 하였다. 일반적인 노광 장비는 측당 1.5 ton을 지지할 수 있는 공기 스프링으로 지지된다. 이 연구에서 제안하는 시스템은 이동 스테이지를 포함하고 있으며 통합제진마운트로 지지되어 있다. Fig. 1에 도시한 바와 같이 초정밀 생산 장비의 진동원은 크게 두 가지로 구분할 수 있다. 첫째는 장비의 이동 스테이지에서 발생하는 과도응답으로, 장비의 진동 허용치를 크게 초과하여 공정에 악영향을

Fig. 1 Configuration of the integrated isolation mount

Fig. 2 Configuration of the conventional MR damper

Fig. 3 Configuration of the proposed MR damper

끼치게 된다. 이러한 과도응답을 능동형 작동기로 제어하기 위해서는 작동기의 크기가 매우 커져야 하며, 많은 동력을 필요로 한다. 따라서 이 연구에서는 비교적 작은 크기와 적은 동력으로 효과적인 진동 제어가 가능한 반능동형 MR 댐퍼를 이용하여 과도응답을 제어한다. 스테이지 이동에 의해 발생하는 진동은 수평방향으로 발생하며, 시스템상에서는 수평방향의 평행 움직임보다는 피치 모션(pitch motion)으로 주요하게 나타난다. 따라서 수직방향으로 설치된 MR 댐퍼를 이용하여 효율적으로 제어가 가능하다. 한편, 두 번째 진동원은 작업자의 이동, 다른 장비에서 발생하는 진동, 건물 자체의 진동 등으로 인해 발생하는 미세 바닥 진동이다. 이러한 바닥 진동은 진동의 크기가 상대적으로 작고 진동 대역이 넓어 반능동 MR 댐퍼로 제어하기에 한계가 있어 능동 전자기 작동기를 이용하여 제어를 수행한다. MR 댐퍼의 경우 진동 허용치를 만족시키기 위해서 바닥 진동은 장비와 진동 절연이 이루어져야 하는데, 일반적인 MR 댐퍼는 고체 마찰이 있어 진동 절연을 만족할 수 없다. 따라서 통합제진마운트 시스템에서 MR 댐퍼는 미세 진동의 전달을 방지하기 위해 고체 마찰이 발생하지 않는 새로운 설계가 요구된다.

3. MR 댐퍼

Fig. 2는 일반적인 차량용 MR 댐퍼의 구성도이다. Fig. 2에서 보이는 바와 같이 일반적인 MR 댐퍼는 피스톤 축과 피스톤 헤드, 실린더, 가스 챔버로 구성되어 있으며, MR 유체의 누출을 막기 위해 실린더

Fig. 4 Design of the proposed MR damper

상단의 실린더 캡에 실링을 포함하게 된다. 또한 피스톤이 좌우 방향으로 흔들리는 것을 방지하기 위하여 피스톤 헤드와 실린더 사이에 실링이 포함된다. 이러한 실링은 고체 마찰을 발생시켜 바닥에서 발생하는 진동을 상부의 조정밀 생산 장비로 전달시키게 되며, 이는 진동 제어 성능에 악영향을 끼치게 된다. 따라서 이 연구에서는 실링을 없애 고체 마찰을 제거한 새로운 형태의 MR 댐퍼를 제안한다.

Fig. 3은 새로운 통합제진마운트용 MR 댐퍼의 개념도이다. 통합제진마운트용 MR 댐퍼의 최대 작동 변위는 ± 10 mm로, 일반적인 댐퍼에 비해 작동 변위가 매우 짧은점을 이용하여 실린더 캡과 실린더 캡의 실링을 제거하고 고무판을 적용하였다. 고무판은 실린더와 피스톤 축 양쪽에 고정되어 피스톤의 움직임에 따라 신장/수축을 하게 된다. 이로써 고체 마찰을 제거할 수 있다. 또한 통합제진마운트용 MR 댐퍼는 고정밀 스테이지에 장착되므로 좌우 진동으로 인한 충격이 발생할 여지가 매우 적다. 따라서 피스톤 헤드와 실린더 사이의 실링을 제거할 수 있으며, 이때 발생하는 피스톤 헤드와 실린더 사이의 공간을 유체가 흐르는 간극으로 직접 활용하였다.

Fig. 4는 위와 같은 개념하에 설계된 MR 댐퍼이다. 앞서 설명한 바와 같이 고무판이 피스톤 축과 실린더 양쪽에 체결되어 있으며, 피스톤 헤드와 실린더 사이에 MR 효과를 얻기 위한 간극이 위치해 있다. 또한 댐퍼 내부는 MR 유체로 충전된다. 이와 같은 MR 댐퍼의 댐핑력은 다음과 같이 표현될 수 있다⁽¹⁰⁾.

$$F_d = k_e x_p + C_e \dot{x}_p + F_{MR} \quad (1)$$

여기서 x_p 와 $\dot{x}_p$ 은 각각 피스톤의 변위와 속도이며,

Fig. 5 Design specification of MR damper

Table 1 Design variables of MR damper

Design variable	Value
k_e	280 kg/s ²
A_p	0.0048 m ²
A_r	0.0024 m ²
L	0.06 m
L_p	0.03 m
c	2.85
h	0.003 m

k_e 는 고무판의 탄성으로, 선형으로 가정하였다. 또한 C_e 는 유체의 댐핑 계수로, 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$C_e = (A_p - A_r)^2 R_e \quad (2)$$

여기서 A_p 와 A_r 은 각각 피스톤 헤드와 피스톤 축의 면적이다. 또한 R_e 는 유체 점성으로, 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$R_e = \frac{12\eta L}{bh^3} \quad (3)$$

여기서 η 는 점성 계수이며, L 은 간극의 길이, b 는 실린더의 원주이고 h 는 간극이다. 한편 자기장에 따른 항복 댐핑력 F_{MR} 은 다음과 같이 표현된다.

$$F_{MR} = (A_p - A_r)P_{MR} \operatorname{sgn}(\dot{x}_p) \quad (4)$$

여기서 P_{MR} 은 MR 유체의 항복 응력 변화에 따른

(a) Damping force vs. displacement

(b) Damping force vs. velocity

Fig. 6 Damping force characteristics of MR damper

압력 강하로, 자기장에 따라 다음과 같이 표현된다.

$$P_{MR} = 2 \frac{cL_p}{h} \tau_y(B) \quad (5)$$

여기서 c 는 유속 계수이며, L_p 는 자극이고 $\tau_y(B)$ 는 자기장에 따른 항복 응력이다. 본 연구에서는 미국 Lord사의 MRF-132DG⁽⁹⁾를 적용하였으며, 이의 항복응력은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\tau_y = A_2 + \frac{(A_1 - A_2)}{1 + e^{(B - x_0)/dx}} \quad (6)$$

Fig. 5는 제안된 MR 댐퍼의 주요 설계변수로, MR 댐퍼의 총 길이는 210 mm, 직경은 150 mm이며 간극은 3 mm로 설계하였다. 피스톤 헤드의 코일은 0.7φ의 코일 430 turn을 기준으로 하여 코일부의 부피를 구속조건으로 결정하였다. 이로부터 기본적인 설계 변수를 바탕으로 자기장의 강도를 최대화하기 위해 피스톤 헤드의 최적 설계를 수행하였으며, Table 1과 같은 설계 변수를 도출하였다.

실험을 통해 측정한 MR 유체의 항복 응력 특성과 MR 댐퍼의 댐핑력 모델로부터 제안된 MR 댐퍼의

Fig. 7 Mechanical model of the stage with MR damper

댐핑력 특성을 구하였다. 이때 MR 댐퍼는 3 Hz에 $\pm 10\text{mm}$ 의 사인 신호로 가진되는데, 3 Hz는 MR 댐퍼가 제어해야 할 과도응답 진동의 주요 진동 주파수이며, $\pm 10\text{mm}$ 는 MR 댐퍼의 최대 작동 변위이다. Fig. 6은 시뮬레이션을 통해 구한 MR 댐퍼의 댐핑력 특성 그래프로, 자기장이 증가함에 따라 댐핑력이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 한편, 제안된 MR 댐퍼의 간극은 3 mm로 일반적인 MR 댐퍼가 1 mm의 간극을 적용하는 것에 비해 매우 넓은데, 이로 인해 유체 점성을 크게 낮아졌으며 고체 마찰을 없앴으로 인해 탄성에 의한 영향이 작아졌다. 따라서 MR 댐퍼의 댐핑력에서 자기장에 의한 항복력이 가장 주요한 요소로 작용하여 MR 댐퍼의 성능이 보다 향상되었다. 시뮬레이션 결과 MR 댐퍼의 최대 댐핑력은 1.2A의 전류(자기장) 인가 시 약 $\pm 1000\text{N}$ 으로, 초정밀 생산 장비용 통합제진마운트에 충분한 댐핑력을 제공할 것으로 예측되며, 이를 확인하기 위해 1/4 모델에 대한 진동 제어 시뮬레이션을 수행하였다.

4. 진동 제어

제안된 MR 댐퍼의 성능을 평가하기 위하여 진동 제어를 수행하였다. 이를 위해 Fig. 7과 같이 단순한 1자유도 초정밀 생산 장비의 모델을 수립하였다. 장비의 마운트는 스프링 상수 k 로 가정한 공기 스프링과 MR 댐퍼로 구성하였으며, 과도응답 진동을 위해 스테이지의 상단에서 임펄스 힘이 인가되는 시스템으로 가정하였다. 이와 같은 모델은 다음과 같은 상태 공간 방정식으로 표현될 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_{\text{sys}} \mathbf{x} + \mathbf{B}_{\text{sys}} u + \mathbf{L}_{\text{sys}} F_{\text{dist}}. \quad (7)$$

(a) Displacement vs. time

(b) Velocity vs. time

(c) Control current

Fig. 8 Control performances under impulse input

여기서

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{M} & 0 \end{bmatrix}, \\ \mathbf{B}_{\text{sys}} &= \begin{bmatrix} 0 \\ -1/M \end{bmatrix}, \quad \mathbf{L}_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/M \end{bmatrix}, \\ u &= F_d \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 M 은 스테이지의 질량, k 는 공기 스프링의 스프링 상수이며 F_{dist} 는 이동 스테이지에 의한 외력이다. 또한 z 는 스테이지의 수직방향 변위이다. 이 연구에서는 단순하지만 매우 효과적이고 실제 환경에 쉽게 이용 가능한 스카이하크(skyhook) 제어를 적용하였다. 스카이하크 제어기의 제어 입력은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$u = C_{\text{sky}} \dot{z} \quad (9)$$

여기서 C_{sky} 는 제어 입력으로, 물리적으로 댐핑 계수를 의미한다. 한편, MR 댐퍼는 반능동 제어기이므로 다음과 같은 반능동 조건을 포함한다.

$$u = \begin{cases} u & \text{for } u \cdot \dot{z} > 0 \\ 0 & \text{for } u \cdot \dot{z} \leq 0 \end{cases} \quad (10)$$

스테이지에 임펄스 힘이 인가되었을 때의 진동 제어 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8(a)는 시간에 따른 변위를 도시한 것이며, Fig. 8(b)는 시간에 따른 속도를 도시한 것이다. 그래프에 나타난 바와 같이 MR 댐퍼에 제어 입력을 인가하였을 경우 제어를 하지 않은 경우에 비해 진동이 빠르게 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이때 제어 입력 값은 Fig. 8(c)에 도시하였다. 이와 같은 결과로부터 제안된 MR 댐퍼의 댐핑력은 초정밀 생산 장비의 진동을 제어하기에 충분한 것을 확인할 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 통합제진마운트를 위한 새로운 형태의 MR 댐퍼를 제안하고 이의 성능을 검증하였다. 먼저 통합제진마운트의 구성을 확인하였으며, 이에 적합한 고체 마찰을 제거한 새로운 형태의 MR 댐퍼를 설계하고 모델을 수립하였으며, 시뮬레이션을 통해 MR 댐퍼의 댐핑력 특성을 파악하였다. 또한 스카이훅 제어기를 이용한 진동제어 성능평가를 통해 제안된 MR 댐퍼의 성능을 입증하였다. 향후 실험을 통한 성능고찰이 수행될 예정이다.

후 기

이 연구는 지식경제부 산업기술개발사업(10032329) 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Smith, S. T. and Seugling, R. M., 2006, "Sensor and Actuator Considerations for Precision, Small Machines," *Precision Engineering* 30, pp. 245~264.
 (2) Bringmann, B. and Maglie, P., 2009, "A Method for Direct Evaluation of the Dynamic 3D

Path Accuracy of NC Machine Tools," *Manufacturing Technology* 58, pp. 343~346.

(3) Rahman, M., Asad, A. B. M. A., Masaki, T., Saleh, T., Wong, Y. S. and Kumar, A. S., 2010, "A Multiprocess Machine Tool for Compound Micromachining," *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 50, pp. 344~356.

(4) Kato, T., Kawashima, K., Funaki, T., Tadano, K. and Kagawa, T., 2010, "A New, High Precision, Quick Response Pressure Regulator for Active Control of Pneumatic Vibration Isolation Tables," *Precision Engineering* 34, pp. 43~48.

(5) Huang, X., Elliot, S. J. and Brennan, M. J., 2003, "Active Isolation of a Flexible Structure from Base Vibration," *Journal of Sound and Vibration* 263, pp. 357~376.

(6) Hong, S. R., Choi, S. B. and Han, M. S., 2002, "Vibration Control of a Frame Structure Using Electro-rheological Fluid Mounts," *International Journal of Mechanical Sciences* 44, pp. 2027~2045.

(7) Wang, X. and Gordaninejad, F., 2009, "A New Magnetorheological Fluid-elastomer Mount: Phenomenological Modelling and Experimental Study," *Smart Materials and Structures* 18, pp. 095045.

(8) Seong, M. S., Sung, K. G., Han, Y. M., Choi, S. B. and Lee, H. G., 2008, "Vibration Control of MR Suspension System Considering Damping Force Hysteresis," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 18, No. 3, pp. 315~322.

(9) Sung, K. G. and Choi, S. B., 2008, "Optimal Design of Magnetorheological Shock Absorbers for Passenger Vehicle via Finite Element Method," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 18, No. 2, pp. 169~176.

(10) Sung, K. G. and Choi, S. B., 2008, "Effect of an Electromagnetically Optimized Magnetorheological Damper on Vehicle Suspension Control Performance," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering* 222, pp. 2307~2319.