

대형 초정밀 스테이지용 복합 아이솔레이터 개발

Development of the Hybrid Vibration Isolator for Large Superprecision Stage

김원겸† · 정순철* · 장승환** · 이재웅** · 신동수*** · 이재정***

Won-Kyum Kim, Soon-Chul Jung, Seung-Hwan Chang, Jae-Eung Lee,
Chung-Jun You, Dong-Su Shin, Jae-Jung Lee

Key Words : Viscous Damper(점성 유체 감쇠기), Dashpot(제진기), Damping Constant(점성계수), Hybrid Vibration Isolator(복합 진동 절연기), Leveling(수평유지기능)

ABSTRACT

In this paper, a hybrid-type vibration isolator which has air chamber(spring) and viscous damper in series is developed. The developed vibration isolator is designed to perform 3 following functions : spring function for normal operating conditions, damping function to reduce an impact for sudden move of upper beam, and finally leveling function. Based on the given natural frequency and damping factor, the design procedure is proposed. The performance of the developed isolator is tested by measuring stiffness and damping.

1. 서 론

최근 반도체 및 LCD 관련 기술이 급격하게 발전하고 있으며 특히 LCD는 생산성 증가와 원가 절감을 위하여 생산되는 원판의 크기가 빠른 속도로 커지고 있다. 따라서 원판의 결함 검사나 수리 그리고 레이저 커팅등의 작업을 수행할 초정밀 위치제어용 테이블의 크기 또한 대형화되고 있다. 테이블의 대형화에 따라 고속화, 고정밀도화, 저소음 및 저진동구조 등의 요구사항을 만족시켜야 하는데 특히 저진동 조건은 제품의 생산성과 직결되는 중요한 문제이다.

일반적으로 위치제어용 테이블은 갠트리(gantry) 형식으로서 테이블 위에 길이(세로)방향으로 이동되는 무거운 X-빔(beam)과 레이저 또는 CCD 카메라 등을 부착한 크래들(cradle)이 X-빔 위에 장착되어 테이블의 가로 방향으로 이동되는 구조로 되어있다. 이 테이블에 장착하는 진동 절연기는 작업 특성상 몇 가지 조건을 만족하여야 한다.

먼저 통상적인 작업을 수행할 시에는 진동 절연기 역할을 하여야 하고, 테이블 한쪽 끝에서 작업 수행을 마치고 다른 쪽 끝으로 X-빔이 빠르게 이동할 때에는 그 충격력을 흡수하고 여진이 없이 테이블이 빠른 시간 내에 세틀링 되어 다음 작업을 신속하게 수행할 수 있도록 하는 기능이 있어야 한다. 또한 테이블의 수평을 유지시키는 레벨링(leveling) 기능도 있어야 한다.

본 연구에서는 검사 장비 테이블 전체의 진동을 최소화하기 위하여 공기스프링과 점성 감쇠기가 차례로 연결되어 있는 하이브리드 타입의 진동 절연기 설계 연구를 수행하였다. 설계 시 고려해야하는 진동절연기의 기능은 통상적인 작업을 수행하는 경우의 절연기 기능, 통상적인 작업 후 이동 질량이 초기 위치로 복귀하는 경우-즉 테이블 위의 구조물이 테이블의 한쪽 끝에서 다른 쪽 끝으로 빠르게 움직이는 경우의 충격 흡수 기능, 그리고 테이블의 수평을 유지시키는 레벨링(leveling) 기능의 총 3가지 기능을 수행할 수 있도록 설계하였다.

2. 이론적 접근

본 연구에서는 Fig.1 과 같은 구조를 가지는 복합 진동 절연기를 개발하고자 한다. 구조를 보면 윗부분은 공기 챔버로서 스프링 역할을 하고 아랫부분은 감쇠기로 구성되어 있는 구조이다.

† 중앙대학교 기계공학부
E-mail : giumi@korea.com
Tel : (02) 820-5284, Fax : (02) 820-9476
* 중앙대학교 대학원 기계공학부
** 중앙대학교 기계공학부
*** 마이크로모션테크놀러지

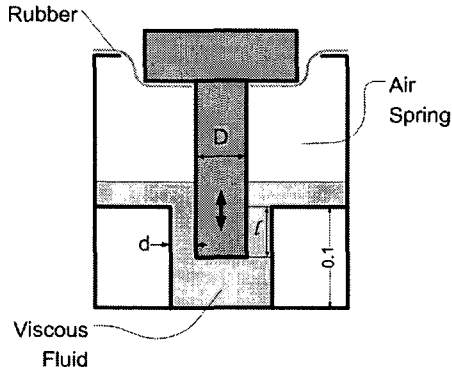


Fig 1. Hybrid Type Viscous Damper

2.1 Air Spring 설계

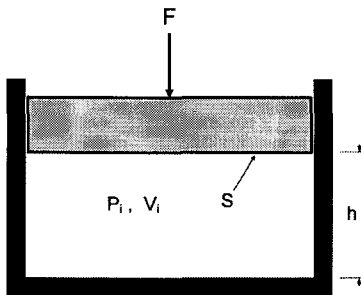


Fig 2. Air Spring

압력 P와 공기가 지지하는 면적 S, 부피 V와 기체상수 n으로 하면, 공기스프링 내부에서의 강성은 다음과 같이 표시될 수 있다[1].

$$k = \frac{nPS^2}{V} \quad (1)$$

여기서 챔버 위에서 누르는 힘은 피스톤 내부의 공기에 의해 평형을 이루고 있으므로

$$F = m \cdot g = P \cdot S \quad (2)$$

이다. 또한 고유진동수는

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

와 같이 나타낼 수 있으므로, 이를 위 식들로 다시 표현하면

$$\omega_n = \sqrt{\frac{n \cdot S \cdot g}{V}} \quad (4)$$

$n = 1.4$, $g = 9.81m/s^2$ 이므로, 공기 스프링의 형상이 고

유진동수를 결정하는 역할을 하게 된다.

$\omega_n = 2\pi f$ (rad/sec)의 관계를 이용하여 주파수를 f (Hz)

로 나타내고 변수들을 제거하면, $\frac{V}{S} \approx \frac{0.348}{f^2}$ 라는 관계가 된다. 만약 $V = S \cdot h$ 인 Cylinder Type 이라면 $h \approx \frac{0.348}{f^2}$ 이라 할 수 있다.

따라서 위와 같은 구조를 가지는 공기스프링에서 고유진동수를 결정하는 요인은 공기스프링 위에 올라가는 질량이나 강성의 직접적인 영향을 받지 않는다고 할 수 있다. 이는 공기 스프링의 형상 특히 높이 h 가 중요한 설계인자임을 알 수 있다.

2.2 감쇠기 설계

(1) 감쇠 값 범위 결정

감쇠비는 다음과 같이 표현된다.

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \Rightarrow c = 2\zeta m \omega_n \quad (5)$$

여기에 2.1 절에서 구한 값을 대입하여 정리하면 다음과 같다:

$$c = 2\zeta P \sqrt{\frac{nS^3}{gV}} \quad (6)$$

여기서 결정할 중요한 변수는 ζ 이고, P는 일정 범위를 갖고 변하는 변수이다. 고유진동수가 1Hz가 되도록 설계하면 $c = 4\pi\zeta m$ 이 된다. 감쇠비가 $\alpha_1 \leq \zeta \leq \alpha_2$ 범위가 되도록 설계를 하면 $4\pi\alpha_1 m \leq c \leq 4\pi\alpha_2 m$ 인 관계가 이루어진다. 다시 표현하면 힘을 지지하는 면적과 중력은 고정이므로 나머지는 상수가 되고 압력에 관한 관계로 나타낼 수 있다.

$$(4\pi\alpha_1 \frac{S}{g}) \cdot P \leq c \leq (4\pi\alpha_2 \frac{S}{g}) \cdot P \quad (7)$$

즉, 감쇠 값은 공기 챔버 내의 압력(P)의 영향을 받는다. (단, 압력은 시스템의 무게와 관련 있다.)

(2) 누를 때의 이론식 유도

① 벽면 전단응력

감쇠기의 감쇠계수는 점성유체 흐름에서의 전단응력 방정식과 유체 유동률에 대한 방정식을 이용하여 구할 수 있다. 이를 정리하면 다음과 같다[2,5]

$$c = \mu \left[\frac{3\pi D^3 l}{4d^3} \left(1 + \frac{2d}{D} \right) \right] \quad (8)$$

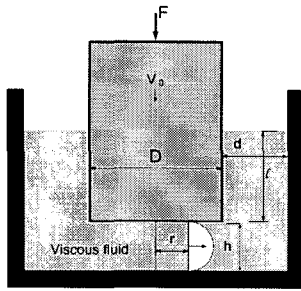


Fig 3. Viscous Damper

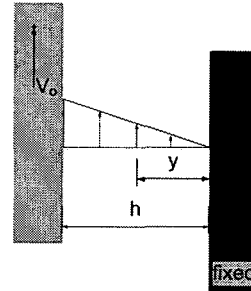


Fig 4. Shear stress

② 바닥면 전단응력

원통좌표로 나타난 Navier-Stokes의 운동방정식에서 가속도 성분과 축 방향 및 방사방향의 속도성분을 무시할 수 있고, 이를 이용해 풀면 다음과 같다[3].

$$c = \frac{3\pi\mu(D/2)^4}{2h^3} \quad (9)$$

결국, 누를 때의 감쇠계수는 이 둘의 합으로 나타낼 수 있다.

$$c = \frac{3\mu\pi D^3}{4} \left[\frac{l}{d^3} \left(1 + \frac{2d}{D} \right) + \frac{D}{8h^3} \right] \quad (10)$$

(3) 당길 때의 이론식 유도

피스톤이 압축 후 당겨질 때 실린더 안쪽은 유체가 그대로 형태를 유지한다고 가정할 수 있다. 이는 유체가 높은 점성(실험에 쓰인 실리콘의 점성 : 600,000cSt)을 갖고 있기 때문에 피스톤이 움직이게 되는 짧은 시간동안에는 점성유체가 압축 시 변형되었던 상태로 유지되고 있기 때문이다. 따라서 그 안쪽은 진공이 되어, 외부와의 압력 차이와 실린더 벽면 전단응력이 감쇠작용의 원인이 된다.

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot P \quad (N) \quad (11)$$

점성 흐름의 뉴턴 법칙에 의하면, 고정 평판에서부터 거리 y 만큼 떨어진 유체 층의 전단력은[4]

$$F = \tau A = \frac{\mu A v_0}{h} = \frac{\mu \pi D l}{d} v_0 \quad (12)$$

여기서 h는 간극 d라 할 수 있고, A는 피스톤의 둘레면적, v는 피스톤의 속도라 할 수 있다. 결국 당길 때는 이 둘 힘의 합으로 나타내어진다.

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot P + \frac{\mu \pi D l}{d} v_0 \quad (13)$$

3. 설계 과정

3.1 Air Spring 설계 과정

공기스프링 설계 시에는 갖고 있는 컴프레서의 용량을 고려해야 한다. 보통 컴프레서의 공급 Red Zone이 0.7 ~ 0.8(Mpa)에서 시작하므로 챔버 내의 압력은 그 반 정도가 되어야 공기가 원활히 공급되고 빠져나갈 수 있다. 이것은 빠른 settling time과 깊은 연관이 있다.

2.1절 이론식에서 $F = m \cdot g = P \cdot S$ 에서 $S = \pi R^2$ 라 하면

$$\therefore R = \sqrt{\frac{mg}{\pi P}} \quad (14)$$

설계과정을 다시 정리하면 다음과 같다.

①공급압력 결정 (compressor 용량 고려)

②용량(시스템 질량)결정

③지지부의 단면적 결정, $R = \sqrt{\frac{mg}{\pi P}}$ 이용

④시스템의 고유진동수 결정, $f(Hz)$

⑤Air Spring의 높이 결정, $h \approx \frac{0.348}{f^2}$ 이용

(단, $V \neq S \cdot h$ 인 경우 h는 다르게 결정한다)

3.2 감쇠기 설계 과정

감쇠기는 충격을 흡수하는 누를 때를 기준으로 설계를 한다. 먼저, 고유진동수를 결정하고 시스템의 질량을 선택한다. 바닥면 전단응력이 작용하는 범위는 감쇠값의 범위가 커지므로 그 부분을 벗어나는 범위에서 설계하도록 하겠다. 2.2절에서 (2)의 ①의 식만 이용하여 정리하면 다음과 같다.

$$c = 4\pi\zeta m = \mu \left[\frac{3\pi D^3 l}{4d^3} \left(1 + \frac{2d}{D} \right) \right] \quad (15)$$

$\frac{D}{d} = x$ 이라고 하면

$$x^3 + 2x^2 = \frac{16\zeta m}{3\mu l} \quad (16)$$

ζ, m 은 앞에서 구한 값이고 μ 는 $600 N \cdot s/m^2$ 의 점성 유체이다. l 은 어느 값을 기준으로 변하므로, Piston이 위아래로 움직이는 범위가 $\pm 10mm$ 이므로 전체 c 값에 영향을 작게 줄 정도의 크기가 되어야 한다.

설계과정을 정리하면

- ① μ 결정 : 감쇠기 성질과 밀접한 관련
- ② ζ 결정 : 전달률 고려하여 결정, $0.5 \leq \zeta \leq 1$ 권장
- ③ l 결정 : stoke를 고려하여 감쇠값 변화가 적은 범위로 결정, 바닥 전단응력을 고려하여 약 5mm의 여유 둘 것.
- ④ D결정 : 감쇠기의 힘을 시스템에 전달 할 수 있을 정도의 값. 너무 크면 공기스프링의 체적을 변화시켜 고유진동수에 영향을 준다.
- ⑤ d결정 : $x^3 + 2x^2 = \frac{16\zeta m}{3\mu l}$ 에서 구한 관계식에 의해 결정되며, 너무 작으면 유체의 유동을 방해하므로 5mm이상의 크기가 필요하다.

4. 실험적 접근

4.1 실험 장치 설명

Fig. 5에 실험 장치의 사진을 나타내었다. 실험에 사용된 진동절연기의 주요 재원은 $D = 50(mm)$, $d = 8(mm)$, $P = 1atm \approx 0.1Mpa$ 이다. 그리고 실험에 사용된 장치는 MTS사의 '810 Floor-Standing Systems'이다. 이 장치는 시간에 따른 힘과 변위를 측정할 수 있고, 속도와 거리의 자유로운 제어와 여러 가지 파형의 모션도 가능하다.

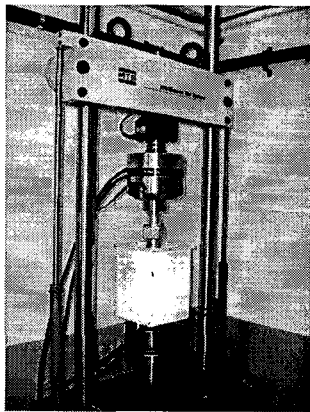


Fig 5. Experimental Setup

여기서 감쇠기의 점성특성만을 실험 하였는데, 여러 가지 속도로 누르면서 힘을 측정하였고, 당기는 경우도 실험을 행하였다. 피스톤 직경 D 를 여러 가지 크기로 바꾸면서도 실험을 하였고 그중 대표적인 경우만을 나타내었다.

4.2 실험과 이론의 비교

각 실험은 누를 때의 경우와 당길 때의 경우에 대하여 속도는 $5 mm/s \sim 40 mm/s$ 로 두 배씩 늘려가면서 하였다. $1 mm/s$ 의 경우는 감쇠 값이 크더라도 작용하는 힘이 거의 없는 것을 확인하기 위함이다. 아래 그래프들 중 왼쪽은 2.2에서 유도한 공식을 아래의 경우에 맞게 계산한 것이고, 오른쪽은 MTS사의 인장 압축 시험기로 실험을 해서 그 값을 구한 것이다.

(1) 누를 때

[Graph에서 가로축은 h (바닥면에서부터 실린더까지 높이)로서 $0.1 - l$ 로 나타낼 수 있다.]

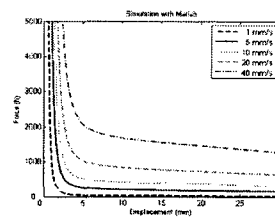


Fig. 6 Simulation

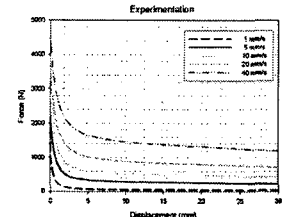


Fig. 7 Experimental result

누를 때의 경우 이론식과 비슷한 경향을 보이고 있다. 범위는 시스템이 작동하게 되는 바닥(0mm)부터 30mm 까지 측정하였다. 바닥면에 작용하는 전단응력은 $0 \sim 5mm$ 사이에 크게 작용을 하고 그 밖의 구간에서는 별다른 영향력이 없는 것을 알 수 있다. $0 \sim 5mm$ 구간은 이론과는 달리 실험 장치는 바닥에 닿을 때의 경우, 그 구간동안 감속이 이루어져 이론보다 작게 나온다.

(2) 당길 때

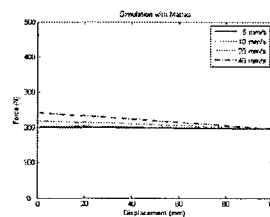


Fig. 8 Simulation

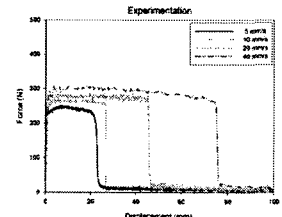


Fig. 9 Experimental result

당길 때의 경우, 상관이 없는 듯 보인다. 하지만 속

도에 따라 조금씩 힘이 감소하는 것을 알 수 있고, 차이는 있지만 경향성에 있어서는 비슷함을 보이고 있다. 실험의 경우 힘 곡선이 갑자기 0에 가깝게 떨어지는 것을 보이는데, 이는 높은 점성의 유체에 약간의 불균형이 발생하면 그 사이로 공기가 들어가게 되어 2.2의 (3)에서 정의한 힘 중 P가 사라지게 되어 나타나는 현상으로 볼 수 있다.

4.3 유체 특성을 알기 위한 반복실험

높은 점성의 유체이기 때문에 감쇠기 막대 부분에 유체가 묻어서 잘 흘러내리지 않게 되면 그 역할을 할 수 없게 된다. 따라서 각각의 속도와 시간 간격을 두고 피스톤을 누르고 당기면서 30cycle 이상 반복하였고 이를 그래프에 나타내었다.

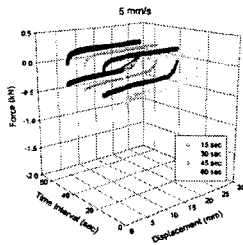


Fig. 10 Experimental result
5 mm/s

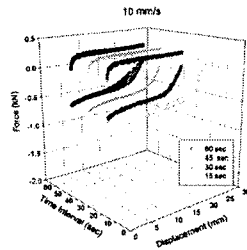


Fig. 11 Experimental result
10mm/s

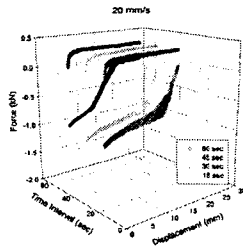


Fig. 14 Experimental result
20mm/s

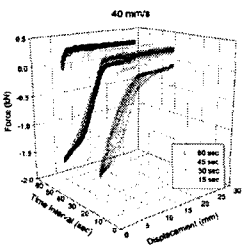


Fig. 15 Experimental result
40mm/s

피스톤의 속도가 빠를수록 시간간격이 길어야 안정적으로 작동하는 것을 볼 수 있다. Graph의 선이 뭉쳐 있는 것은 안정적으로 감쇠기 작용을 한다는 것이고, 반대로 퍼져 있는 것은 움직일 때마다 힘의 크기가 계속 달라져 불안정하게 작용을 하는 것이다. 여기서 한 가지 주목할 것은 시간 간격이 차이가 나더라도 최대로 누르는 깊이까지는 같은 속도에서 같은 힘이 든다는 것이다. 그리고 당길 때의 경우(각 그래프에서 위 쪽 곡선) 대부분(40mm/s 15sec interval 제외) 필요한 힘이 300N 정도로 비슷하다는 것이다.

20mm/s 이상 속도에서 시간 간격이 30초 이하가 되면 누를 때 그 힘이 제각각인 것을 볼 수 있다. 이것

은 매번 유체가 흘러내리는 위치와 그 양이 조금씩 달라져서 감쇠기가 그 역할을 하지 못하도록 영향을 주기 때문이다.

따라서 이러한 높은 점성 유체가 쓰이는 감쇠기는 동작속도가 20mm/s 보다 작거나, 그 이상의 속도에서는 시간간격이 30sec가 넘어야 정상적으로 역할을 할 수 있다는 것이다.

5. 결과

감쇠기에 있어서 수정 이론이 압축의 경우 경향성은 비슷하지만 힘의 크기 표현에 있어서 실험과 약간 다른 점을 볼 수 있었다. 즉 속도와 감쇠력이 선형적으로 비례하지 않음을 관찰할 수 있었다. 당길 때는 힘의 크기에 있어 20%정도의 크기의 차이가 있어 약간 다른 이론적 접근이 필요 할 수 있다.

감쇠기에서는 히스테리시스 현상이 강하게 나타남을 관찰할 수 있었다. 따라서 감쇠기 설계 시 운전조건을 고려하여 실험데이터를 근거로 설계하여야 한다.

참 고 문 헌

- (1) Cyril M. Harris 3rd Edition - SHOCK VIBRATION HANDBOOK
- (2) S. Rao - Mechanical Vibrations
- (3) MODERN 유체역학 東明社
- (4) Frank M. White - Fluid Mechanics
- (5) 김용수, 2004 Hybrid Vibration Isolator Design 중앙대학교 대학원 졸업논문