

치수공차가 고려된 방진마운트의 동특성 예측

김국원*(순천향대 기계공학과), 김남웅(LG전자 디지털미디어(연))

Prediction of Dynamic Characteristics of Rubber Mount for Anti-Vibration Considering the Dimensional Tolerance

K. W. Kim(Mech. Eng. Dept., SCHU), N. W. Kim(Digital Media Lab., LGE)

ABSTRACT

With the increase of storage density, high rotational speed and high access technologies in optical disk drive, mechanical issues, mainly noise and vibration, become critical. Up to now the researches of rubber mount for anti-vibration focused on how to calculate the static and the dynamic stiffness of rubber mount and leaved out of consideration of the dimensional tolerance of rubber mount for anti-vibration. This paper presents the effects of dimensional tolerance of rubber mount for anti-vibration on the dynamic characteristics of optical disk drive by finite element analysis and dynamic test. The relation between dimensional tolerance and dynamic characteristics of optical disk drive is observed and discussed.

Key Words : Rubber Mount for Anti-Vibration(방진마운트), Optical Disk Drive(광디스크 드라이브), Dimensional Tolerance(치수공차), Finite Element Analysis(유한요소해석)

1. 서론

광디스크 기기의 고밀도화, 고속화 및 고속 역세스 등에 따라 기계적인 진동, 소음에 대한 문제가 매우 심각하게 대두되고 있다. 광 픽업(optical pick-up) 부가 디스크에 기록되어 있는 트랙(track)을 읽거나, 또는 새로운 정보를 기록할 때, 고속/고밀도화 되어 갈수록 외부의 진동 및 충격에 의해 오동작을 일으킬 가능성이 높아지며, 또한 고배속화에 따라 발생하는 내부 진동원에 대해서도 대책이 마련되어야 하는 등 광디스크 드라이브는 기본적으로 복잡한 방진 대책을 요구하고 있다. 따라서 안정적으로 정보를 저장, 재생시키기 위해서는 서보 제어기술의 발전과 함께, 기계적인 진동특성의 안정성 확보가 요구된다.

현재까지 광디스크 드라이브의 방진마운트에 관한 연구는 대부분 정적강성과 동적강성에 관한 연구가 주류를 이루고 있으며^(1~4), 치수공차에 대한 고려는 전혀 이루어지지 못하고 있는 실정이다. 이는 CD-ROM 계열의 광디스크 드라이브의 경우 치수공차까지 고려한 정밀한 설계의 필요성이 없었던 것도 하나의 원인이다. 현재, 같은 치수의 방진고무를 사

용하더라도 치수공차에 따라 약 10% 내외의 시스템 고유진동수 차이를 가져오고 있다. 그러나 고밀도 저장장치인 DVD의 경우 10% 내외의 고유진동수 차이는 제품성능에 큰 영향을 미치게 되며 향후 지속적으로 고밀도 디스크가 개발될 것으로 예측되는바, 현 시점에서 치수공차에 따른 방진 마운트의 성능분석은 매우 의미있는 연구라고 사료된다.

본 연구에서는, 유한요소법을 이용한 고무재료거동해석과 방진마운트부 치수공차에 따른 시스템 동특성 실험을 수행하여 치수공차에 따른 광디스크 드라이브의 성능을 분석하고자 한다.

2. 방진마운트 제작

광 디스크에 사용되는 방진마운트는 일반적으로, 방진해야 할 대상인 픽업 베이스(pick-up base)를 허리 부분에 마운팅하여, 세로축의 충격을 통해 베이스 판의 돌출부(이하 보스(boss)라 칭함)에 끼워진 다음, 덮개 판(cover plate)으로 덮고, 나사(screw)를 조여 시스템에 체결되는 구조를 갖는다. Fig. 1은 이러한 구조의 전형적인 모습을 나타낸다. 방진마운트의

기능은 일반적으로 두 가지로 대별된다. 첫째, 지정된 공간 내에 픽업 베이스를 지지하여 다른 부품과의 간섭을 일으키지 않도록 한다. 둘째, 외부로부터의 진동을 절연하고, 내부의 진동을 외부로 적게 전달시키는 역할을 한다. 이러한 기능들은 방진마운트의 강성과 밀접한 관련을 맺으며, 강성은 또한 방진마운트의 형상 및 경도의 함수라 할 수 있다. 따라서 방진마운트를 설계한다고 함은 곧, 강성 설계를 의미하며 이는 구체적으로 적절한 재료의 고무와 경도를 선택하고, 형상을 구현하는 행위이다.

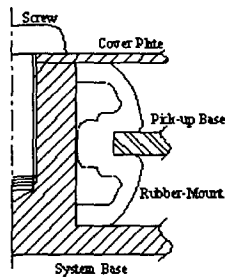


Fig. 1 Assembly configuration of generic rubber mount

치수의 결정 측면에서 가장 중요하게 고려할 사항은 방진마운트의 높이라 할 수 있는데, 이는 덮개 판을 덮고, 나사를 조이는 작업에 의해 강성이 크게 달라지기 때문이다⁽⁴⁾. 높이 외에 중요하게 고려해야 할 치수는 rubber mount의 내경이다. 이는 또한 방진마운트가 취부되는 보스부분의 외경 치수와도 관련이 있다. 현재까지 방진마운트 설계자들은 내경치수의 공차에 일관성을 부여하지 못하고 있으며 이에 대한 연구내용은 찾아 볼 수가 없다. 보스의 외경과 방진마운트의 내경은 서로간의 치수 공차에 의해 헐거운 맞춤이 되기도 하고, 끼는 맞춤이 될 수 있다. 이 때, 끼는 맞춤이 될 경우, 방진마운트의 특성상 고무가 겹치게 되어 원하는 강성과 다른 강성이 될 가능성이 있다.

Fig. 2는 본 연구를 위해 제작된 방진마운트의 형상을 나타낸다. 내부는 비어 있으며 내경의 치수와 공차는 각각 $\phi 4.3$ 에 ± 0.03 이다. 이 공차는 통상적으로 제작되는 고무부품의 공차인 ± 0.1 보다 엄격한 값으로서 오차가 적은 실험을 위해 부여되었다. 높이는 4.9이다.

제작 상의 문제로 방진마운트의 내경은 쉽게 바꿀 수 없기 때문에 보스의 외경을 변화시켰다. 보스의 외경 치수 및 공차는 각각, $\phi 4.1$, $\phi 4.3$, $\phi 4.5$ 에 ± 0.01 로, rubber mount의 내경 $\phi 4.3$ 와의 맞춤에 있어서 극단적인 경우를 선택했다. 방진마운트의 초기 압축량은 0.2 mm를 부여하였다.

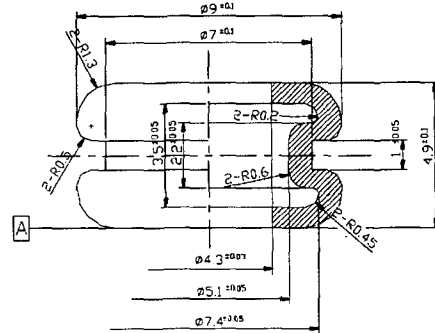


Fig. 2 Shape of rubber mount

3. 유한요소해석

3.1 해석상의 가정 및 구현 방법

Fig. 3은 방진마운트의 유한요소 모델을 나타낸다. 비선형해석 전용 프로그램인 MARC⁽⁵⁾를 이용하여 해석을 수행하였다. 축대칭 요소를 사용하였으며, 프로그램의 특성상 x축이 회전중심축이다. 좌측, 우측, 하단의 rigid surface는 각각 나사, 베이스, 보스의 표면에 해당한다. 정적 변형의 해석은 다음과 같이 두 가지의 경우로 나누어 수행되었다.

- 1) 보스의 외경 < rubber mount의 내경
 - 스크류의 조임 : 좌단 rigid surface에 변위 부여
 - 픽업 베이스계의 하중 : 고무 요소에 힘 부여
- 2) 보스의 외경 > rubber mount의 내경
 - 스크류의 조임 : 좌단 rigid surface에 변위 부여
 - 보스의 외경이 rubber mount의 내경보다 큰 상황 : 하단 rigid surface에 변위 부여
 - 픽업 베이스계의 하중: 고무 요소에 힘 부여

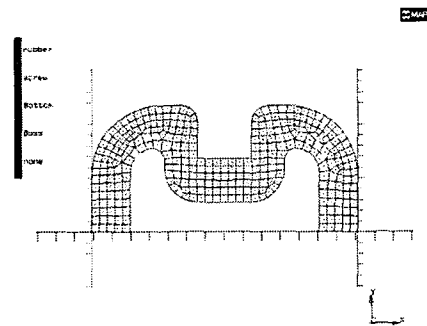


Fig. 3 Finite element model of rubber mount

3.2 경계조건 및 물성치

방진마운트와 접촉하는 모든 면에는 접촉경계조건을 사용하였다. 이 때 문제가 되는 부분은 Fig. 4에 나타난 픽업 베이스가 안착되는 부분의 경계조건으로써 다음과 같이 가정되었다. 첫째, a에서 b까지의 거리는 픽업 베이스의 두께로서 해석과정에서 보존되어야 한다. 따라서 해석에서는 a부분과 b부분의 x좌표를 연성시켰다. 둘째, c부분은 rubber mount의 변형이 진행되어도 픽업 베이스의 너비가 일정하므로 y방향의 좌표는 변함이 없다. 따라서 c부분의 y좌표는 고정하였다. 셋째, b부분은 픽업 베이스 계의 중량이 작용되는 부분으로 해당 절점에 힘, 즉 픽업부의 무게가 부여되었다.

해석에 사용된 변형률 에너지 함수는 Neo-Hookean 모델이다. Table 1은 각 경도에 해당하는 Neo-Hookean 모델의 상수로서 Gent의 실험식⁽⁶⁾으로부터 구했다.

Table 1 Neo-Hookean model constants

Hardness	20 °	30 °	40 °
Neo-Hookean constants	0.12242	0.19113	0.28275

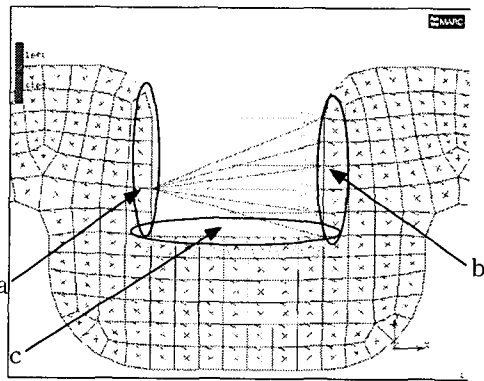


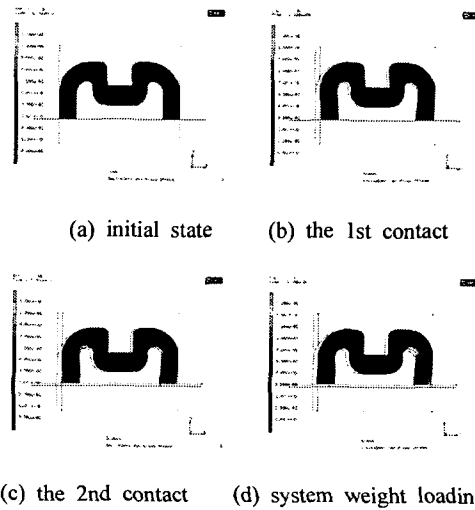
Fig.4 Boundary conditions

3.3 해석결과 및 검토

해석의 과정은 앞에서 상술한 바와 같이, boss의 외경과 방진마운트의 내경과의 차이에 따라 두 종류로 나누어 해석을 수행했다. 나사의 초기 압축량은 0.2 mm이다.

Fig. 5의 (a) ~ (d)까지는 boss의 외경이 $\phi 4.5$ 로

방진마운트의 내경보다 큰 경우의 변형된 형상과 von-Mises 응력을 나타낸다. boss의 외경이 큰 경우에는 boss에 해당하는 하단의 rigid surface에 y방향으로 변위 경계조건을 부여한다. 나사의 조임에 의해 방진마운트 내부의 굴곡진 부분에 걸리는 응력이 증가하며 boss와 맞닿는 면은 안으로 오그라드는 변형 양상을 보인다.(Fig. 5 (b)) 다음 boss의 영향으로 boss 면과의 접촉되는 부분의 응력이 증가된다.(Fig. 5 (c)) 이 때까지는 x방향에 대해 대칭적인 응력분포를 보이다가 픽업 베이스 계의 하중이 부여되고 난 후는 비대칭적인 응력 분포를 보인다.(Fig. 5 (d))



(a) initial state (b) the 1st contact
(c) the 2nd contact (d) system weight loading
Fig. 5 Deformation and stress distribution

Fig. 6의 (a) ~ (c)까지는 boss의 외경이 $\phi 4.1$ 로 방진마운트의 내경보다 작은 경우를 해석한 결과이다. 이 경우에는 boss에 해당하는 하단의 rigid surface 위치를 모델링할 때, Fig. 6의 (a)와 같이 방진마운트의 내경면에서 떨어뜨린 후, 해석을 수행한다. 나사의 조임과 픽업 베이스의 하중이 부여되면, Fig. 6 (b), (c)와 같이 방진마운트가 boss와 약간 접촉하게 된다. 방진마운트의 응력상태를 살펴보면 Fig. 5와는 달리 boss와의 접촉이 거의 없기 때문에 주로 시스템의 무게에 의한 응력증가 현상을 보이게 된다. 즉, 픽업부를 지지하는 방진마운트의 아래부분(그림에서 우측부분)만이 변형하는 형태를 보인다.

이와 같은 방법으로 0.2 mm의 초기 압축량, $\phi 4.3$ 의 방진마운트 내경에 대해서, boss의 외경을 $\phi 4.1 \sim \phi 4.5$ 로 변화시킬 때 경도 20°, 30°, 40°의 방진마운트의 정적 강성을 계산하고 고무재료의 정동비를 이용하여 시스템의 고유진동수를 계산하였다 (Fig. 7의 실선). 고려된 3가지 경도 모두 boss의 외경이 증가할수록, 즉 방진마운트와 boss의 끼는 맞

춤이 심해질수록 방진마운트의 강성이 증가하고 이에 따라 시스템의 고유진동수가 증가하였다. 경도 20°, 30°, 40° 각각에 대해 보스의 외경이 방진마운트 내경보다 0.1 mm 작을 경우에 비해 0.1 mm 큰 경우 시스템의 고유진동수는 약 14.3%, 18.7%, 18.5% 증가하였다.

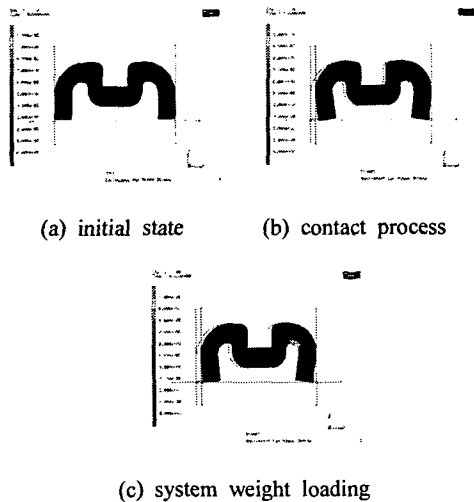


Fig. 6 Deformation and stress distribution

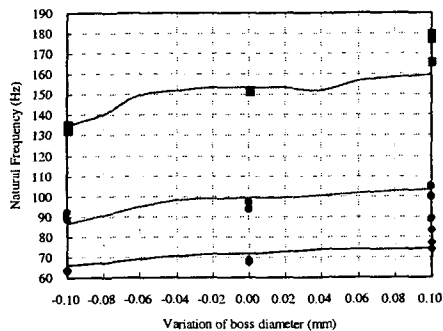


Fig. 7 FEM results and experimental results (line : FEM, symbol : experiment)

제작된 rubber mount와 실험 지그를 이용해서 시스템 고유진동수 측정 실험을 수행하였다. 각 경도 및 보스의 외경에 대해 각각 3번씩 실험을 하여 평균을 구하였다. Fig. 7에 실험치와 해석치를 비교하였다. 해석과 실험은 비교적 잘 맞는 결과를 보여준다. 특별히, 유한요소 해석은 보스의 외경이 방진마운트의 내경보다 작을 때, 고유 진동수가 작아지는 효과를 잘 보여주지만, 보스의 외경이 방진마운트의 내경보다 클 경우에는, 약간의 오차를 보인다. 고려

된 3가지 경도 모두 보스의 외경이 방진마운트 내경보다 클 경우 측정된 고유진동수는 다른 경우에 비해 큰 편차를 보였는데, 이것은 실험에서 방진마운트를 보스에 끼울 때, 표면의 마찰에 의해 고무가 겹치거나 예상치 못한 상태로 오그라들어 안착되지 때문이라 사료된다. 실제로 제품 조립 시 이러한 상황이 발생하면, 고유 진동수의 편차가 크기 때문에 시스템의 신뢰성에 문제가 생길 수 있다. 따라서, 보스의 외경의 경우는 음수의 공차가, 방진마운트의 내경의 경우는 양수의 공차가 부여되어야 할 것이다.

4. 결론

본 연구를 통하여 다음의 결론을 얻을 수 있다.

1) 방진마운트 내경이 보스의 외경보다 클 때와 작을 때 모두 고유진동수에 영향을 초래한다. 일정한 방진마운트의 내경에 대해 보스의 외경을 증가시키는 해석 및 실험에서 보스의 외경이 증가할수록 시스템의 고유진동수는 증가하였다. 즉 헐거운 맞춤에서 끼는 맞춤으로 바뀔 때 따라 시스템의 고유진동수는 증가하였다.

2) 보스의 외경이 방진마운트의 내경보다 클 경우, 측정된 고유 진동수는 비교적 큰 편차를 보였으며 이는 시스템의 신뢰성에 문제가 생길 수 있다. 따라서, 보스의 외경의 경우는 음수의 공차가, 방진마운트의 내경의 경우는 양수의 공차를 부여하는 것이 추천된다.

참고문헌

1. 김국원 등, 1998, "압축하중을 받는 방진고무의 동특성 해석 및 실험", 한국소음진동공학회지 제 8권 제 5호, pp. 900~907.
2. 김남용 등, 1999, "슬립형 광 디스크 드라이브의 방진설계", 한국소음진동공학회지 제 9권 제 2호, pp. 324~330.
3. 김국원 등, 1999, "압축된 고무재료의 정적 변형 해석과 동특성 예측", 한국소음진동공학회지 제 9권 제 3호, pp. 472~476.
4. 김국원 등, 1999, "압축된 방진고무의 강성 해석", 한국정밀공학회지 제 16권 제 6호, pp. 141~147.
5. MARC, 1997, "Analysis of Non-linear Material Behaviour Using the MARC Finite Element Program", MARC Analysis Research Corporation.
6. Gent, A. N., 1958, "On the Relation Between Indentation Hardness and Young's Modulus," Rubber Chemistry and Technology, Vol. 31, pp. 896~906.