

# 압전 션트회로를 이용한 광 디스크 드라이브의 진동 저감

## Vibration Reduction of the Optical Disk Drive Using Piezoelectric Shunt

박종성<sup>0\*</sup> · 임수철<sup>\*</sup> · 최승복<sup>\*\*</sup> · 김재환<sup>\*\*</sup> · 박영필<sup>\*\*\*</sup>

J. S. Park, S. C. Lim, S. B. Choi, J. H. Kim, Y. P. Park

Key Words : Optical Disk Drive(O.D.D), Piezoelectric Shunt, Modal Analysis, Vibration Reduction

### ABSTRACT

This paper presents a piezoelectric shunt methodology to reduce unwanted vibration of optical disk drive(O.D.D.). After briefly investigating a second-order mechanical vibration absorber model, the O.D.D. structure is incorporated with the piezoelectric shunt circuit. In order to identify modal parameter of the structure, a finite element analysis is undertaken. The parameters are optimally tuned on the basis of the circuit model. The displacement transmissibility is evaluated and compared with various resistance values.

### 1. 서론

광 디스크 드라이브(optical disk drive, O.D.D.)는 음성, 영상 및 데이터 정보 등 소위 멀티미디어 정보를 저장(기록)하거나 재생(검색)하는데 있어서 대표적인 광 저장장치로써, 제 1세대 계열의 CD-ROM, CD-R/RW, 그리고 제 2세대 계열의 DVD-ROM/RAM/RW 등 다양한 미디어 형태를 이루며 하드 디스크 드라이브와 더불어 2차 저장매체로서 확고한 위치를 차지하고 있다. CD의 구조는 1.2mm의 단면 구조에 데이터를 구성하는 최소 크기가 0.87  $\mu\text{m}$ 인 피트의 열이 나선형으로 트랙을 형성하고 있으며 일반적으로 한 장의 CD에 650MB의 데이터를 저장할 수 있으며, DVD의 경우, 최소 피트 크기가 CD의 절반 수준인 0.4  $\mu\text{m}$  정도로써, 디스크 단면에 4.7GB의 데이터를 저장할 수 있다. 또한 데이터의 전송속도와 접근 시간 같은 드라이브의 동작특성을 향상시키기 위하여 드라이브의 배속이 꾸준히 증가하여 왔으며, 현재 주류를 이루는 52 배속 CD-ROM의 경우 스피들의 회전속도는 6,000rpm에 이른다.<sup>(1)</sup> 따라서 드라이브 내에서 발생하는 진동 등에 의한 드라이브의 신뢰성 문제가 매우 중요시되고 있다. 광 픽업 장치의 대물렌즈는 비교적 강성이 작은 구조물에 지지되어 VCM(voice coil motor)으로 구동되는 작동기로 구성되어 작은 전류에도 빠른 응답과 큰 가동 범위가 가능하도록 되어 있다. 그러나 드라이브가 고배속, 고밀도화 되어갈수록 외부의 진동 및 충격에 매우 민감하며, 제어 가능 이상의 외란에 노

출될 경우 기록 및 재생의 오동작을 일으킬 가능성이 높아지며, 또한 내부 진동원에 대해서도 대책이 마련되어야 하는 등 광 기록 재생 기기의 기본적인 구조상 진동에 매우 취약하다는 특성을 내재하고 있다.<sup>(2,3)</sup>

현재 상용화되어 있는 대부분의 광 디스크 드라이브에는 스피들 및 광 픽업을 포함하는 피딩 시스템의 진동 감쇠를 위하여 방진부가 설치되어 내외부에서 발생하는 진동을 흡수하도록 하고 있는데, 내부의 불균형된 디스크로부터 발생하는 과도한 메인 베이스의 진동과 이로 인한 외부로의 진동 전달을 방지하기 위하여 적절한 강성과 감쇠를 갖는 방진부의 설계가 필요하며, 현재 유한요소법을 이용한 방진재료의 거동 해석과 실험을 통한 연구가 진행되어 왔다.<sup>(2-4)</sup> 또한, 24 배속 이상의 고배속 장치에서 기존의 점탄성 재료만을 이용한 방진부 설계의 한계를 극복하기 위하여 자동 불균형장치<sup>(5)</sup>를 채용하거나 ER 유체를 이용한 드라이브 마운트<sup>(6)</sup>가 제안되었다. 그러나 실제 드라이브에 있어서 데크 메커니즘을 구성하는 부품들의 진동 특성 역시 피딩 시스템의 진동 특성에 많은 영향을 미친다. 특히 메인 베이스가 공진을 일으킬 경우 광 픽업에 의한 기록 및 재생과정에 치명적인 결함을 유발시킬 수 있다. 현재까지는 주로 피딩 시스템의 진동특성에 대한 연구가 주로 진행되어 왔으며, 방진부 설계에 대한 방향제시 차원에서 메인 베이스에 대한 진동 특성 연구가 진행되었을 뿐<sup>(7)</sup>, 메인 베이스 자체의 진동 감쇠에 대한 연구는 미미한 상태이다.

따라서 본 연구에서는 대표적인 지능 재료인 압전 재료(piezoelectric material)로 구성되는 션트회로(shunt circuit)를 이용한 수동 감쇠 방법을 통하여 메인 베이스의 진동을 억제하고자 한다. 이를 위하여 먼저 슬라이드 베이스에 대한 유한요소해석을 통하여 공진주파수와 같은 기본적인 동특성을 파악한 후, 이와 연계하여 션트회로를 구성하

\* 인하대학교 대학원 기계공학과  
E-mail : totoro@inhavision.inha.ac.kr  
Tel : (032) 872-7925, Fax : (032) 868-1716  
\*\* 인하대학교 기계공학과  
\*\*\* 연세대학교 기계공학과

고, 시뮬레이션을 통하여 메인 베이스의 진동감쇠 성능을 고찰하였다.

## 2. 압전 재료를 이용한 수동감쇠

수동감쇠의 효율성은 손실계수(loss factor)의 최대치와 그 값이 유지되는 주파수 영역의 폭에 의하여 결정되며, 높은 손실계수가 넓은 주파수영역에 걸쳐 유지되는 감쇠재를 일반적으로 좋은 감쇠재라 한다. 점탄성 재료는 기계진동의 수동감쇠 재료로서 널리 알려져 있으나 위의 두 가지 조건이 서로 상반되는 성질을 가지고 있기 때문에 이를 극복하기 위한 수동 감쇠재로서 압전재료가 도입되었다.

압전재료 중 압전세라믹(piezoelectric ceramic)은 높은 강성과 손실계수를 가지고 있으며 특히 압전재료의 강성은 압전재료에 가해지는 전기적 경계조건에 따라 변화되는데 이러한 강성변화에 의한 감쇠 효과는 점탄성재료와 같은 방법으로 나타낼 수 있다.<sup>(9),(10)</sup>

압전재료로 부터는 강성 변화에 의한 감쇠효과 이외에도 에너지 측면에서의 감쇠효과도 얻을 수 있다. 개회로 상태에서의 압전재료는 외부로부터의 압력으로 인한 기계적 에너지를 전극표면에 전기적 에너지의 형태로 저장한다. 이 때 전극에 저항을 연결하면 축적된 전기에너지 중 일부가 압전재료의 양단에 연결된 선트회로를 거쳐 저항을 통해 소산되는데 이러한 에너지 소산으로 인한 시스템의 감쇠효과를 압전재료를 이용한 수동감쇠라고 한다. 압전재료에 연결하는 선트회로의 종류에는 압전체와 저항회로를 사용하는 경우와 압전체와 저항 그리고 인덕터를 사용하는 두가지 경우가 가장 일반적이다. 이때 압전재료에 의해 변환된 전기에너지는 단지 저항에서만 소모되고 인덕터와 캐패시터에는 저장된다. 두번째의 경우 인덕터는 압전재료 고유의 정전용량(capacitance)과 함께 선트회로에 대상 구조물의 공진 주파수에 가까운 공진을 일으켜 해당 모드에서 보다 많은 전기에너지를 이동할 수 있게 하여 에너지 소산을 도와주게 되는데 이 방법을 공진회로 선트(resonant shunt)라 하고 첫번째의 경우를 저항회로 선트(resistive

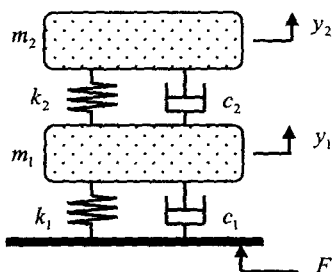


Fig. 1 2-D.O.F Mechanical Vibration Absorber Model

shunt)라 한다.

본 연구에 사용된 방법은 공진회로 선트이다.

## 3. 압전 재료를 이용한 단일 모드 수동

### 감쇠 모델링<sup>(8),(9)</sup>

구조물에 압전재료를 수동 감쇠재로 부착하는 것은 일반적인 진동 감쇠방법 중의 하나인 기계진동 흡진기법을 사용한 것과 유사하다. 본 절에서는 기계진동 흡진기 모델과 압전 선트회로 모델의 유사성을 검증하고 압전회로 선트 모델에서 압전재료의 기계적 임피던스를 이용하여 구조물의 변위에 대한 전달함수를 유도하였다

### 3.1 기계진동 흡진기모델

Fig. 1과 같은 2차 시스템에서  $m_1, k_1, c_1$ 을 각각 고려대상(구조물)의 질량, 강성, 댐핑이라 하고  $F$ 는 구조물에 가해지는 가진력, 그리고  $m_2, k_2, c_2$ 는 기계진동 흡진기의 질량, 강성, 댐핑이며 기계진동 흡진기의 질량  $m_2$ 는 고려대상의 질량  $m_1$ 보다 작다. 이와 같은 시스템에서는  $m_1$ 이 전혀 진동하지 않는데 이것은  $k_2, c_2$ 가 가진력과 같은 크기를 가지며 반대방향으로 작용하여 정미력(net force)을 제거하기 때문이다. 기계적 시스템은 기계-전기 회로상사(circuit analogy)이론에 의해 상응하는 전기회로 모델로 변환할 수 있는데 이를 이용하여 Fig. 1의 기계적 모델을 Fig. 2의 전기적 임피던스 모델로 나타낼 수 있다.

### 3.2 압전 선트회로 모델

Fig. 3은 구조물로서 O.D.D.의 메인 베이스에 압전체가 부착되어 있고 압전체에 저항과 인덕터가 선트회로로서 연결되어있는 그림이다. 구조물의 질량, 댐핑 그리고 강성을 전기적 모델로 변환시키고, 압전체(캐패시터)와 선트회로를 연결시키면 Fig. 4와 같이 되는데 이는 Fig.2와 회로적으로 완전히 동일한 모델임을 알 수 있다. 따라서 적절한 압전재료와 선트회로를 구성함으로써 구조물의 진동을 감쇠시킬 수 있음을 알 수 있다.

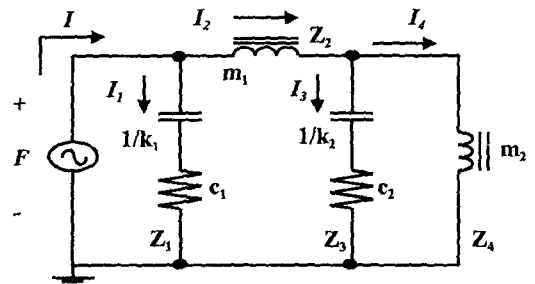


Fig. 2 2-DOF Electrical Impedance Circuit Model

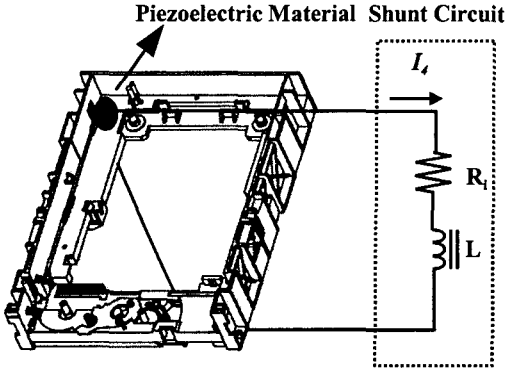


Fig. 3 Schematic Diagram of Structure-Shunt Circuit-Circuit-Piezoelectric Material Relation

### 3.3 압전재료의 기계적 임피던스 모델

본 연구에서는 압전재료의 기계적 임피던스를 이용하여 셉트회로가 포함된 구조물(메인 베이스)의 변위에 대한 전달함수를 유도하기 위해 Hagood의 방법을 사용하였다<sup>(9)</sup>. 이 때 구조물은 댐핑이 없는 것으로 가정하며 셉트회로는 공진회로 셉트를 사용한다. Hagood는 압전재료의 구성 방정식으로부터 압전재료와 셉트회로의 전기적 임피던스를 유도하고 이로부터 셉트 시스템의 기계적 임피던스를 유도하여 이를 1 자유도의 질량-감쇠기-스프링 모델에 적용하여 변위에 대한 전달함수를 유도하였다. 다음 식은 공진회로 셉트의 전기적 임피던스를 나타낸다.

$$Z_i^{SU} = Ls + R \quad (1)$$

이 때, 압전재료의 횡방향만의 작용을 고려하여 외부회로가 연결된 압전재료의 기계적 임피던스를 유도 하면 식 (2)와 같은 스칼라형태의 식으로 표현된다.

$$\bar{Z}_{11}^{ME}(s) = \frac{Z_{11}^{SU}(s)}{Z_{11}^D(s)} = \frac{(1 - k_{31}^2)}{1 - k_{31}^2 \bar{Z}_3(s)} \quad (2)$$

이때  $Z_{ij}^D$ 는 개회로 상태에서의 압전재료의 임피던스이고,  $Z_i^{EL}$ 은 압전재료의 전기적 임피던스,  $k_{31}$ 는 압전재료의 전기-기계 결합계수이다. 이제 식 (1)과 (2)를 이용하여 구조물에 대한 변위 전달

$$\frac{x}{x^{ST}} = \frac{\gamma^2 + \delta^2 r \gamma + \delta^2}{(\gamma^2 + 1)(\gamma^2 + \delta^2 r \gamma + \delta^2) + K_{\gamma}^2 (\gamma^2 + \delta^2 r \gamma)} \quad (3)$$

$$\gamma = \frac{s}{\omega_n^E}, \quad r = R_i C_{pi}^s \omega_n^E, \quad \delta = \omega_e / \omega_n,$$

$$\omega_e = 1 / \sqrt{L_i C_{pi}^s}$$

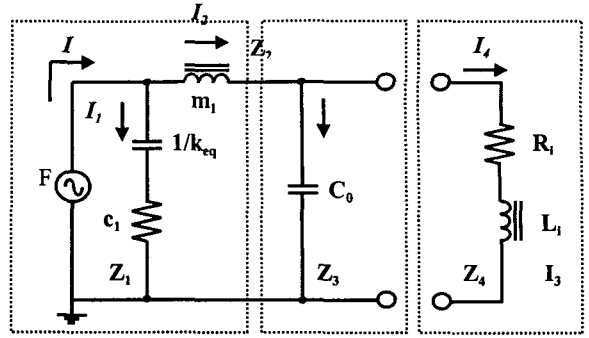


Fig. 4 Electrical Model of Structure-Shunt circuit-Piezoelectric Material

함수를 유도하면 식 (3)과 같이 정의된다. 여기서  $x/x^{ST}$ 는 2 자유도 진동모델에서 주 시스템(primary system, 본 연구에서는 구조물)의 준정상 상태에서의 변위와 동적 상태에서의 변위의 비라 할 수 있으며 위의 준정상 상태의 변위  $x^{ST}$ 는  $x^{ST} = F/K_{tot}$ 로 나타낼 수 있는데  $K_{tot}$ 은 구조물의 모달 강성과 폐회로상의 압전재료의 모달강성의 합이다. 한편,  $K_{ij}$ 는 일반화된 전기-기계 결합계수(generalized electro-mechanical coupling coefficient),  $C_{pi}^s, R_i, L_i, \omega_e$ 는 각각 셉트회로에서의 정전용량, 저항, 인덕턴스 그리고 회로의 공진을 나타내며  $\omega_n$ 은 구조물의 공진을 나타낸다. 식 (3)을 통하여 변위의 전달율은 임의로 조절할 수 있는 셉트회로에 관계되는 변수들과 구조물의 공진으로 나타낼 수 있음을 알 수 있고 따라서 구조물의 공진점, 즉 해당 모드와 주파수를 알아내면 나머지 변수들을 결정하여 전달율을 조절할 수 있게 된다.

### 4. 모드 해석

Fig. 5는 본 연구에 사용된 광디스크 드라이브(O.D.D)의 메인 베이스를 나타낸 그림이다. 스펀들을 비롯하여 광 픽업장치를 포함하는 피딩 시스템 대부분이 메인 베이스에 장착이 되며 따라서 메인 베이스의 동특성을 파악하고 적절한 압전재료와 셉트회로를 부착하여 메인 샤프의 진동을 저감시킴으로써 내부적으로 발생되는 진동의 외부 전달을 억제하거나 외부에서 들어오는 외란이 광픽업 및 피딩시스템으로 전달되는 것을 방지할 수 있게된다. 메인 베이스는 그림과 같은 대단히 복잡한 형태로서 해석적으로는 모드 해석이 불가능하므로 본 연구에서는 유한요소법을 이용하였다.

Fig. 6은 Fig. 5에 대한 유한요소모델을 나타낸 것으로 약 6500개의 요소와 절점으로 구성되어있다. 해석에 사용된 프로그램은 상업용 코드를 이용하였고 소요시간은 약 3분 정도이다. Fig. 7은 메인 베이스의 첫번째 모드와 형상을 나타낸 그림

이다. 약 105 Hz에서 1차 모드가 형성되었으며 주로 메인 베이스의 전면부의 변형이 크게 일어남을 알 수 있다. 모드 해석은 전달율을 구하기 위한 해당 모드의 공진 주파수를 제공할 뿐 아니라 해당 모드의 형상으로부터 압전재료의 적절한 위치와 압전재료의 작동방향 등을 결정하는데 유용하다. Fig. 7로부터 압전재료는 변형이 심한 전면부에 부착해야 하며 횡방향으로 작동하는 압전재료를 선택하여 시스템의 감쇠효율을 높일 수 있을

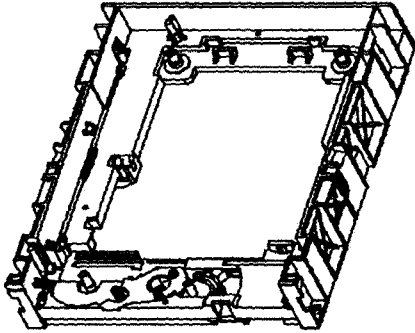


Fig. 5 Geometric Model of Main Base

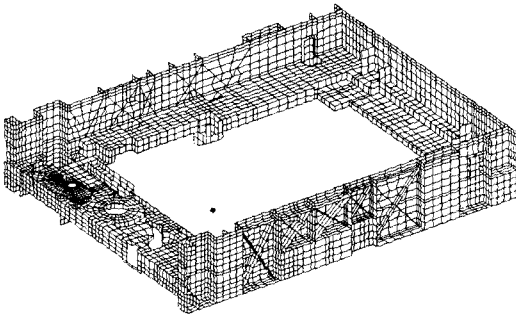


Fig. 6 Finite Element Model of Main Base

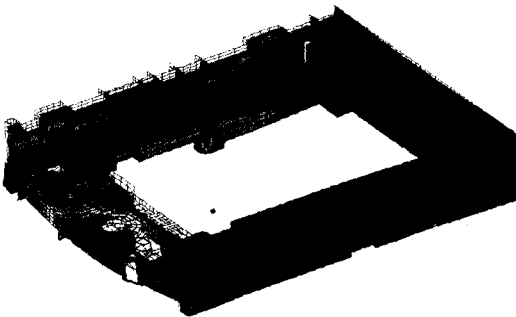


Fig. 7 Modal Analysis Result (1<sup>st</sup> mode : 105.8 Hz)

을 알 수 있다.

## 5. 파라미터 튜닝

4절에서 구해진 1차 공진 주파수를 식 (3)에 대입하고 모드 형상으로 적절한 압전체(정전용량)의 선정이 완료되면 파라미터 튜닝을 통하여 효과적인 수동감쇠 성능을 발휘할 수 있도록 최적의 인덕턴스와 저항값을 구할 수 있으며 본 연구에서는 3절에서 이용한 기계진동 흡진기법을 이용하였다. 기계진동 흡진기는 2자유도 시스템으로써 1차와 2차 공진주파수를 거의 일치시켜 서로간의 상대운동을 통하여 진동을 억제한다. 이러한 시스템의 경우, 2차 시스템의 댐핑에 상관없이 전달함수의 크기가 변하지 않는 두개의 고정점이 1차 시스템의 공진 주파수 좌, 우측에 존재한다. 이 고정점에서의 크기를 같게 하여 최적의 질량(인덕턴스)을 구하게 되며 최적의 댐핑(저항)은 1차 시스템의 공진 주파수에서의 전달함수의 크기를 고정점에서의 크기와 일치시켜서 얻는다. 이 방법을 식(3)에 대입하여 다음과 같은 최적값을 얻는다.

$$\delta^* = \sqrt{1 + K_y^2}, \quad r^* = \sqrt{2}K_y / (1 + K_y^2) \quad (4)$$

$$R^* = r^* / C_p^S \omega_n, \quad L^* = 1 / C_p^S \omega_c^2 \quad (5)$$

## 6. 시뮬레이션 결과

전 절의 식 (4)와 (5)를 이용하여 얻어진 최적값을 사용하여 기계진동 흡진기법을 사용했을 때의 변위 전달율을 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8은  $L^*$  값을 고정 시키고 저항을 변화시켰을 때의 변위 전달률 그래프이며, 전절에서 언급한 바와 같이 두개의 고정점이 형성되었고 최적 저항값의 공진점 변위 전달율은 다른 저항값에 비해 높지만 고정점 부근의 변위 전달율이 최소가 됨을 알 수 있다. 한편, 시뮬레이션에 사용된 압전 셉트회로의 최적값을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Optimal Parameters of Shunt System

Parameter	$f_n$ (Hz)	$L$ (H)	$R$ ( $\Omega$ )	$C_0$ (F)
Optimal Value	105.8	20.4	1527	1.115E-7

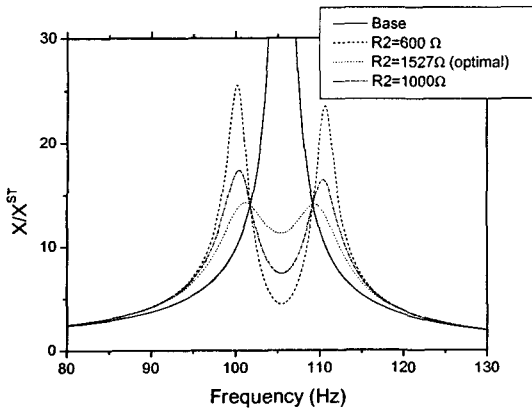


Fig. 8 Displacement Transmissibility with Various Resistance Values

## 7. 결론

본 연구에서는 정보저장기기의 하나인 광디스크 드라이브의 진동저감을 위하여 압전 셉트회로를 사용하였고 기계진동 흡진기법을 이용하여 압전 셉트회로의 각 파라미터들을 최적화 하였다. 효과적인 진동저감을 위하여 광디스크 드라이브의 부품들 중 메인 베이스에 대한 모드 해석을 통하여 1차 공진 주파수와 압전체의 부착위치 및 작동 방향 등을 결정할 수 있었으며 얻어진 공진 주파수와 전달률 함수를 이용하여 압전 셉트회로 각 변수들의 최적 값을 도출하고 이에 따른 변위 전달률을 시뮬레이션을 통해 확인하였다. 추후 실험을 통하여 모드 해석 및 압전 셉트회로의 각 변수 최적값, 전달률의 검증을 시도할 예정이다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 연세대학교 정보저장기기 연구센터의 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. 정선중, “프린터/광저장장치 기술/시장 보고서,” 한국전자통신연구원, 2000.
2. 장승환, 김현석, 최진경, 이대길, “고배속 CD-ROM Drive의 진동덤퍼 설계에 관한 연구,” 대한기계학회 논문집 A, 1998, 제 22 권, 제 4 호, pp. 939-952.
3. 김남용, 김국원, 홍구, 정문채, 김외열, “슬립형 광 디스크 드라이브의 방진설계,” 한국소음진동공학회지, 1999, 제 9 권, 제 2 호, pp. 324-330.
4. 김국원, 임종락, 안태길, “방진고무의 대변형 해석 및 동특성 고찰,” 한국정밀공학회 추계학술대회 논문집, 1998, pp. 766-770.

5. Lee, J. and W. K. Van Moorhen, “Analytical and Experimental Analysis of a Self-Compensating Dynamic Balancer in a Rotating Mechanism,” *ASME Journal of Dynamic System, Measurements, and Control*, 1996, Vol. 118, pp. 468-475.

6. 최승복, 김형규, 임수철, 박영필, “ER CD-ROM 마운트를 이용한 드라이브 피딩 시스템의 진동 제어,” 한국소음진동공학회지, 1999, 제 9 권, 제 6 호, pp. 1247-1258.

7. 박건순, 임종락, 한용희, 손희기, “광디스크 드라이브의 진동특성에 대한 유한요소해석,” 한국소음진동학회 춘계학술대회 논문집, 1998, pp. 227-232.

8. 류연호, 김재환, “압전지능구조물의 다중모드 수동감쇠를 위한 전기적 임피던스 튜닝법,” 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, 1999, pp. 299-304

9. N.W. Hagood, A. von Flotow, “Damping of Structural Vibrations with Piezoelectric Materials and Passive Electrical Networks”, *J. of Sound and Vibration*, 1991, Vol. 146(2), pp. 243-268

10. H.H. Law, “Characterization of Mechanical Vibration Damping by Piezoelectric Materials”, *J. of Sound and Vibration*, 1996, Vol. 197(4), pp.489-513

11. J. J. Hollkamp, “Multimodal Passive Vibration Suppression with Piezoelectric Materials and Resonant Shunt”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1994, Vol. 5, pp. 49-57

12. M. S. Tsai, K. W. Wang, “On the Structural Damping Characteristics of Active Piezoelectric Actuators with Passive Shunt”, *J. of Sound and Vibration*, 1999, Vol. 221(1), pp. 1-22