

# 광디스크 드라이브의 광대역 진동저감을 위한 동흡진기 설계 및 동특성 해석

## Dynamic Analysis of an Optical Disk Drive for Wide Range Vibration Reduction by Using Dynamic Vibration Absorber

이동철\*·정진태\*\*·홍순교\*\*\*·김홍렬\*\*\*

Dongchul Lee, Jintai Chung, Soonkyu Hong and Hongryul Kim

**Key Words :** Dynamic vibration absorber(동흡진기), Wobbled disk(편향디스크), Unbalanced disk(편심디스크), Frequency response function(주파수응답함수)

### ABSTRACT

A Dynamic vibration absorber(DVA) is developed to reduce the excessive vibration of an optical disk drive(ODD) originated from the deriving range of an wobble disk and unbalanced disk. We design the material properties and shapes of the DVA by simulating Frequency response function(FRF) such as target frequency, mass of the DVA, stiffness of camper, damping coefficient, shape and dimension, analyze dynamic characteristics and provide its design guide line for suppressing the vibration of an optical disk derive. To examine the performance of the DVA, the vibration of the feeding system with DVA and without DVA are measured by using a three-axis accelerometer, PCB derive and Pulse analyzer. The result show that the proposed DVA reduces the vibration of wide range in ODD.

### 1. 서론

현재 개발되고 있는 광디스크 드라이브는 기록 및 재생, 특수목적 재생용 등으로 그 사용영역이 매우 다양해지고 있다. 또한 고배속, 고밀도화 되는 광디스크 드라이브에서의 진동과 소음문제는 광디스크 드라이브 개발에 있어 반드시 해결해야만 하는 문제로 대두되고 있다. CD-ROM, CD-RW, DVD-ROM 등에 사용하는 광디스크는 제작시 공차 등에 의한 가변적 질량 불평형이 발생되어 편심디스크(Unbalanced disk, 질량 불균형이 있는 디스크)가 발생하고, 잦은 사용과 보관 부주의, 열이나 외력에 쉽게 변형을 일으켜 편향디스크(Wobble disk, 휘어짐이 있는 디스크)가 발생된다. 이러한 편심디스크, 편향디스크를 광디스크 드라이브에 사용하는 경우 일반디스크를 사용할 때에 비해 과도한 진동이 발생하여 대물렌즈의 포커싱과 트레이킹 구동시 위치오차를 야기시켜 이에 대한 대책이 필요하다. 광디스크 드라이브의 안정성을 확보하기 위해 공진영역의 극부적인 진동저감을 위한 동흡진기 개발에 대한 연구<sup>(1-2)</sup>가 진행

되었다.

또한 광디스크 드라이브의 평면내 진동을 능동적으로 저감시켜 주는 자동 볼 평형장치(Automatic ball balancer)를 사용하기도 하지만, 질량 불평형을 저감시키는 장점과 더불어 저배속 재생, 기록시 진동을 부가하여 주는 역작용과 초기 구동시 볼의 마찰과 충격에 의한 소음발생, 재현성이 떨어지는 경우 진동 및 소음증가 등의 문제가 있다.

본 연구에서는 이러한 자동 볼 평형장치의 문제점을 극복하고 광대역 운전영역에서 사용가능한 동흡진기(DVA)의 설계 및 피딩테크 시스템의 동적거동을 해석하였다. 평면내 방향으로 작동하는 동흡진기를 설계하여 편심디스크와 편향디스크로 인해 발생하는 과도한 진동을 제어함으로써 광디스크 드라이브의 성능향상을 도모하고자 한다. 또한 이론적으로 해석된 모델을 검증하기 위하여 실험용 피딩테크와 동흡진기의 형상을 제작, 진동저감에 따른 피딩테크의 동적 안정성을 평가하였다.

### 2. 선형 지배방정식

#### 2.1 시스템의 구조

동흡진기가 부착된 광디스크 드라이브의 개략적인 구조는 Fig. 1 과 같이 피딩테크의 네모서리에 고무댐퍼가 장착되고, 피딩테크와 고정된 스피들 모터가  $\omega$ 로 회전하면서 피딩테크를 가진한다.

\* 한양대학교 일반대학원 정밀기계공학과

E-mail : solid95@ihanyang.ac.kr

Tel : (031) 406-6964, Fax : (031) 501-4590

\*\* 한양대학교 공학대학 기계정보경영공학부

\*\*\* ㈜삼성전자 디지털미디어 네트워크 총괄 OMS 사업부

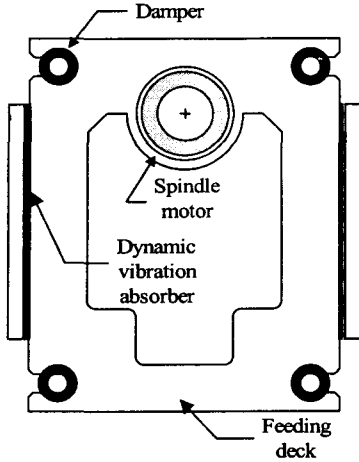


Fig. 1 Feeding deck coupled with a DVA

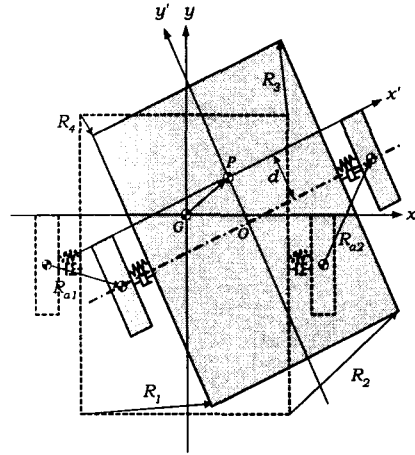


Fig. 2 Vibration model of the system

동흡진기는 피딩데크의 평면내로 작동하도록  $x$  방향으로 장착되며,  $y$  방향으로 장착될 수도 있다. 동흡진기는 피딩데크의 진동에너지를 흡수하는 질량체와 강성을 가지는 고무로 구성된다. 해석의 용이함을 위해 피딩데크는 균일한 사각평판으로 가정하였으며, 피딩데크의 무게중심과 도심은 일치하지 않는다고 가정하였다. 해석모델의 평면도를 Fig. 2 과 같이 나타내었다. 그림에서 점선 부분은 진동하고 있지 않은 피딩데크의 위치를 나타낸 것이고  $P$  는 진동후의 피딩데크 질량중심,  $O$  는 피딩데크의 도심을 나타낸다. 동흡진기는 평면방향으로 1 자유도를 가진다.

$(x_i, y_i)$  는 피딩데크를 지지하는 4 개의 댐퍼에 대한 위치좌표 ( $i=1,2,3,4$ ) 이고, 진동후 댐퍼의 평면상의 변위는  $R_1, R_2, R_3, R_4$  로 표현된다.  $R_{a1}, R_{a2}$  는 2 개의 동흡진기 질량의  $x$  방향의 변위를 나타낸다. 여기서  $d$  는 피딩데크의 무게중심에서 동흡진기까지의  $y$  축 방향의 거리이다. 피딩데크의 평면운동은  $x$  방향과  $y$  방향으로 병진운동과  $\theta_z$  방향의 회전운동을 하며, 동흡진기는 가정에 의해  $x_{a1}, x_{a2}$  방향의 병진운동만 가진다.

피딩데크와 동흡진기의 진동후의 변위는 다음과 같이 정리할 수 있다.

- $$\begin{aligned} R_{x1} &= x - y_1 \theta_z, & R_{y1} &= y + x_1 \theta_z & (1) \\ R_{x2} &= x - y_2 \theta_z, & R_{y2} &= y + x_2 \theta_z & (2) \\ R_{x3} &= x - y_3 \theta_z, & R_{y3} &= y + x_3 \theta_z & (3) \\ R_{x4} &= x - y_4 \theta_z, & R_{y4} &= y + x_4 \theta_z & (4) \\ R_{a1} &= x - x_{a1} + d \theta_z & & & (5) \\ R_{a2} &= x - x_{a2} + d \theta_z & & & (6) \end{aligned}$$

## 2.2 선형 지배방정식의 유도

동흡진기와 연성된 피딩데크의 운동방정식은 다음과 같이 선형 운동방정식으로 유도된다.

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x} + \{4k + (k_{a1} + k_{a2})\} \dot{x} - \left\{ k \sum_{i=1}^4 y_i + (k_{a1} + k_{a2}) \right\} \theta_z \\ + \{4c + (c_{a1} + c_{a2})\} \dot{x} - \left\{ c \sum_{i=1}^4 y_i + (c_{a1} + c_{a2}) \right\} \theta_z - k_{a1} x \\ - k_{a2} x = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$m_p \ddot{y} + 4ky + \left( k \sum_{i=1}^4 x_i \right) \theta_z + 4cy + \left( c \sum_{i=1}^4 x_i \right) \dot{\theta}_z = 0 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} J_{pz} \ddot{\theta} + \left\{ -k \sum_{i=1}^4 y_i + (k_{a1} d + k_{a2} d) \right\} x + \left( k \sum_{i=1}^4 x_i \right) y \\ + \left\{ k \left( \sum_{i=1}^4 x_i^2 + y_i^2 \right) + k_{a1} d^2 + k_{a2} d^2 \right\} \theta_z - k_{a1} d x_{a1} \\ - k_{a2} d x_{a2} + \left\{ -c \sum_{i=1}^4 y_i + (c_{a1} d + c_{a2} d) \right\} \dot{x} + \left( c \sum_{i=1}^4 x_i \right) \dot{y} \\ + \left\{ c \left( \sum_{i=1}^4 x_i^2 + y_i^2 \right) + c_{a1} d^2 + c_{a2} d^2 \right\} \dot{\theta}_z - c_{a1} d \dot{x}_{a1} - c_{a2} d \dot{x}_{a2} \\ = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$m_{a1} \ddot{x}_{a1} - k_{a1} x - k_{a1} \theta_z - c_{a1} \dot{x} - c_{a1} \dot{\theta}_z + k_{a1} x_{a1} + c_{a1} \dot{x}_{a1} = 0 \quad (10)$$

$$m_{a2} \ddot{x}_{a2} - k_{a2} x - k_{a2} \theta_z - c_{a2} \dot{x} - c_{a2} \dot{\theta}_z + k_{a2} x_{a2} + c_{a2} \dot{x}_{a2} = 0 \quad (11)$$

여기서  $m_p$  는 피딩데크의 질량이며,  $m_{a1}, m_{a2}$  는 동흡진기의 질량이다.  $J_{pz}$  는 피딩데크의  $z$  축에 대한 질량 관성모멘트이며,  $k, c$  는 피딩데크의 평면방향의 강성과 감쇠계수를 의미하는데  $x, y$  방향의 강성계수와 감쇠계수는 동일하다고 가정

하였다. 동흡진기의 강성 및 감쇠계수는  $k_{a1}$ ,  $k_{a2}$  와  $c_{a1}$ ,  $c_{a2}$  로 각각 표현하였다. 구해진 선형 운동방정식을 행렬식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (12)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_p & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{pz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{a1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{a2} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 4c + (c_{a1} + c_{a2}) & 0 & -c \sum_{i=1}^4 y_i & -c_{a1} & -c_{a2} \\ 0 & 4c & c \sum_{i=1}^4 x_i & 0 & 0 \\ -c \sum_{i=1}^4 y_i & c \sum_{i=1}^4 x_i & c \sum_{i=1}^4 (x_i^2 + y_i^2) & -c_{a1}d & -c_{a2}d \\ + (c_{a1}d + c_{a2}d) & 0 & + (c_{a1}d^2 + c_{a2}d^2) & c_{a1} & 0 \\ -c_{a1} & 0 & -c_{a1}d & 0 & c_{a2} \\ -c_{a2} & 0 & -c_{a2}d & 0 & c_{a2} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 4k + (k_{a1} + k_{a2}) & 0 & -k \sum_{i=1}^4 y_i & -k_{a1} & -k_{a2} \\ 0 & 4c & k \sum_{i=1}^4 x_i & 0 & 0 \\ -k \sum_{i=1}^4 y_i & k \sum_{i=1}^4 x_i & k \sum_{i=1}^4 (x_i^2 + y_i^2) & -k_{a1}d & -k_{a2}d \\ + (k_{a1}d + k_{a2}d) & 0 & + (k_{a1}d^2 + k_{a2}d^2) & k_{a1} & 0 \\ -k_{a1} & 0 & -k_{a1}d & 0 & k_{a2} \\ -k_{a2} & 0 & -k_{a2}d & 0 & k_{a2} \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\mathbf{X} = \{x, y, \theta_z, x_{a1}, x_{a2}\}^T \quad (16)$$

$$\mathbf{F} = \{F_i \cos \omega t, F_i \sin \omega t, -y_f \cos \omega t + x_f \sin \omega t, 0, 0\}^T \quad (17)$$

여기서  $\mathbf{F}$  는 스피들 모터에서 디스크의 불균형에 의해 발생하는 진동이 피딩데크를 가진하는 외력이며, 외력의 작용점은 디스크를 회전시키는 모터의 회전축이라고 가정하였다.

### 3. 피딩데크의 주파수 응답함수 해석

#### 3.1 질량비의 변화에 대한 주파수응답함수

동흡진기가 장착된 피딩데크의 선형 운동방정식으로부터 주파수 응답함수(Frequency response function)를 분석하였다. 사용된 피딩데크의 물성치는 시스템 분석을 통해 얻은 결과를 이용하였다. 주파수 대 변위, 주파수 대 가속도의 응답함수를 구하였으며, 가진력은 질량 불평형의 광디스크가 회전함에 따라 발생하는 평면내 외력으로 정의하였고, 변위와 가속도는 다음과 같이 무차원

화 해주었다. 여기서  $m_0$  는 질량 불평형량이며 회전중심으로부터  $\varepsilon$  만큼 떨어져있음을 의미한다.  $m$  은 피딩데크와 동흡진기의 전체 질량이다.

$$\left| \frac{Xm}{m_0 \varepsilon} \right| = \left| \frac{\omega^2 m}{-m\omega^2 + j\omega c + k} \right| \quad (20)$$

$$\left| \frac{Am^2}{m_0 \varepsilon k} \right| = \left| \frac{\omega^4 m^2}{(-m\omega^2 + j\omega c + k)k} \right| \quad (21)$$

2 개의 동흡진기의 질량합을  $m_a$  라 하였을 때, 피딩데크와 동흡진기의 총질량을 182g 으로 일정하게 유지하고, 목표주파수( $\omega_T$ )는 140Hz 로 설정하였다. 이때 질량비  $\mu$  ( $\mu = m_a/m_p$ )를 변화시켜주며 주파수 응답함수를 분석하였다.

Fig. 3, 4. 의 결과에서 보이듯이  $\mu$  가 커질수록 목표 주파수에서 진동량이 감소하였으며, 목표주파수 이하의 대역에서도 진동량이 감소하는 것을 알 수 있다. 하지만 동흡진기의 질량은 피딩데크의 질량보다 작아야 하기 때문에  $\mu \leq 0.5$  가 만족해야만 한다. 동흡진기는 피딩데크에 부가 질량을 장착하여 진동을 흡수하는 것이 목적이며 주 질량보다 부가 질량이 커지면 그 역할이 반대가 되므로 이를 고려해야만 한다. 주파수 응답함수 분석 결과 동흡진기 설계변수로  $\mu$  의 범위가 지배적인 역할을 하고 있다는 것을 확인하였다.

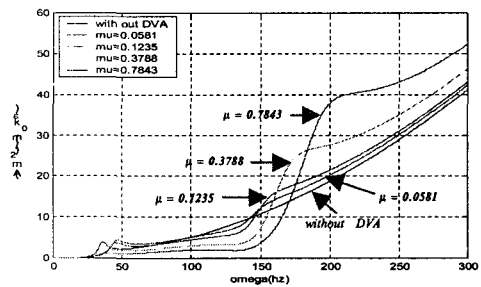


Fig. 3 Inertance of the feeding deck for the target frequency ( $\omega_T=140\text{Hz}$ )

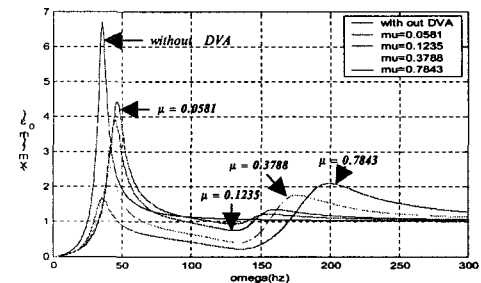


Fig. 4 Receptance of the feeding deck for the target frequency ( $\omega_T=140\text{Hz}$ )

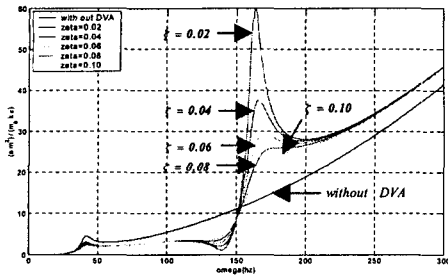


Fig. 5 Iertance of the feeding deck for the target frequency ( $\omega_t=140\text{Hz}$ )

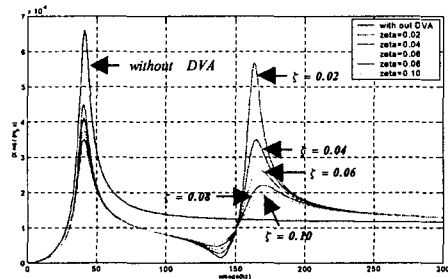


Fig. 6 Receptance of the feeding deck for the target frequency ( $\omega_t=140\text{Hz}$ )

### 3.2 감쇠비의 변화에 대한 주파수 응답함수

피딩데크와 동흡진기의 질량비  $\mu$  를 0.32 으로 고정시키고 동흡진기의 감쇠비  $\zeta$  가 성능에 미치는 영향을 분석하였다. Fig. 5, 6 은 동흡진기의  $\zeta$  를 변화시켜가며 주파수 응답함수를 시뮬레이션 해준 결과이다.

주 운전영역이 되는 목표 주파수의 진동감소량은  $\zeta$  가 작을수록 큰 효과를 나타내지만, 목표 주파수를 넘어선 영역에서는  $\zeta$  가 작을수록 오히려 진동량이 증가하는 것을 확인하였다.

## 4. 시스템 분석 및 신호 분석

### 4.1 피딩데크의 시스템 분석

피딩데크의 물성치를 파악하기 위하여 시스템 분석을 수행했다. 고유진동수를 측정함으로써 각 고유진동수에 대한 모드형상을 구하였고, 이로부터 병진운동이나 기울어짐 운동을 분석하였다. 또한 피딩데크를 지지하고 있는 고무댐퍼의 강성과 감쇠비를 계산할 수 있는 기초자료를 획득하였다. 피딩데크의 가진실험을 위하여 Fig. 7 과 같이 실험장치를 구성하였다.  $x, y, z$  방향으로 가진을 해주기 위해 아크릴 지그를 제작하여 피딩데크를 고정해 주고 각 방향으로 가진하였다.

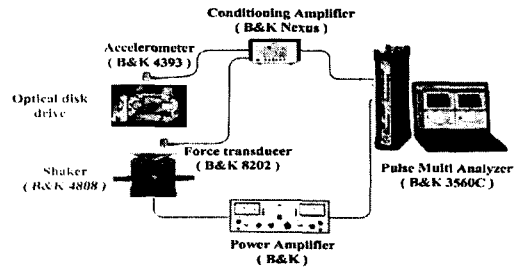


Fig. 7 Experimental set-up for the system analysis

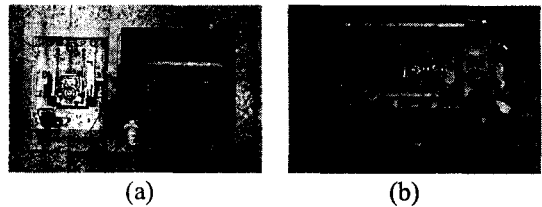


Fig. 8 Feeding deck on jig and shaker (a) Excitation for in-plane direction, (b) Excitation for out of plane direction

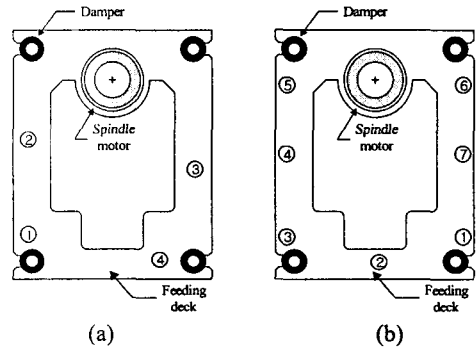


Fig. 9 Measurement position of the feeding deck (a) Excitation for the  $x, y$  direction, (b) Excitation for the  $z$  direction

Fig. 8 는 피딩데크를 아크릴 지그에 고정하여 각 방향으로 가진하는 모습이다. Pulse3560C (Analyzer)에서 정현파 신호가 나오도록 하고 이를 증폭기로 증폭함으로써 가진기가 작동하도록 하였다. 입력신호는 Force 센서를 이용하였고, 출력신호는 가속도계를 이용하여 신호를 측정하였다. Fig. 9 와 같이 피딩데크를 분할하여 신호를 측정하였으며, 실험결과  $x, y$  방향은 각각 47Hz 와 52Hz 에서 병진운동을 하였고,  $z$  방향으로는 58Hz 에서 병진운동과 115Hz 에서 기울어짐 운동을 하였다.  $z$  방향의 기울어짐 운동은 광픽업시포커싱에 위치오차를 야기시켜 오작동의 원인이 되므로 피딩데크를 지지하는 고무댐퍼의 위치를 변경<sup>(3)</sup>하거나 초기 설계시 피딩데크의 무게중심을 도심과 일치하도록 설계하여 제거해야 한다.

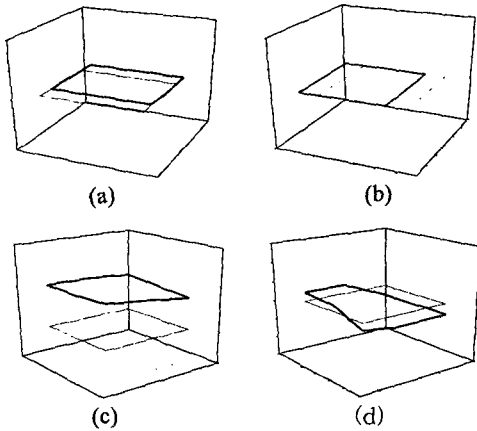


Fig. 10 Mode shapes of the feeding deck (a) Translation motion of the  $x$  direction, (b) Translation motion of the  $y$  direction, (c) Translation motion of the  $z$  direction, (d) Tilting motion of the  $z$  direction

피딩데크의 고유 진동수로부터 계산된 고무댐퍼의  $x$  방향 강성은 약  $3976.06 N/m$ ,  $y$  방향 강성은 약  $4910.84 N/m$  그리고  $z$  방향 강성은 약  $6193.95 N/m$  로 계산되었다. 또한 고무댐퍼의 감쇠비  $\zeta$  는 고유진동수의 진폭(Magnitude)과 대역폭( $\Delta\omega$ , Bandwidth)을 이용한 Q factor 계산식으로부터  $x$  방향은 약 0.071,  $y$  방향은 약 0.093 그리고  $z$  방향은 약 0.079 의 값을 구하였다.

#### 4.2 피딩데크의 신호 분석

광디스크 드라이브의 신호분석을 위하여 광디스크 드라이브의 케이스를 제거한 후 스피들모터에 광디스크를 장착하여 회전시켰을 때 피딩데크에서 발생하는 진동의  $x, y, z$  방향의 가속도를 3축 가속도계로 측정된 후 Pulse Analyzer 로 입력하여 waterfall 그래프를 획득하였다. 광디스크의 회전속도는 600RPM ~ 10,500 RPM(52 배속)까지 일정간격으로 증가시켰으며, 회전수에 대한 신호는 타코메터를 이용하여 측정하였다. Fig. 11 은 신호분석을 위한 실험장치 구성을 보여준다. 실험결과 피딩데크의 진동은 주로 1X 성분(주파수가 회전수의 1 배가 되는 진동 성분)만 가지며 그 외 다른 성분은 상대적으로 매우 작게 나타났다. 1X 성분은 주로 질량 불평형에 의한 것이다.

실험 결과로부터 회전속도가 증가할수록 진동의 크기는 대체적으로 회전속도의 제곱에 비례하여 증가하였고, 또한 편심이나 편향이 없는 정상디스크의 진동량에 비해 평면내 방향으로 약 1.8 배 이상 진동량이 증가하고 있음을 확인하였다.

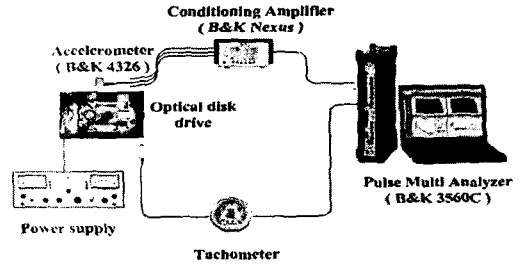
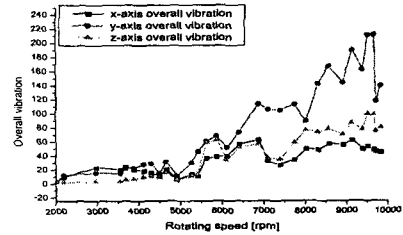
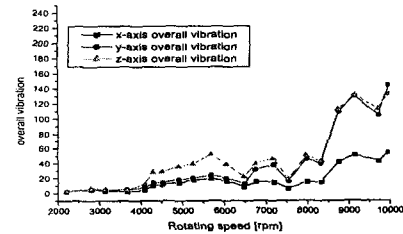


Fig. 11 Experimental set-up for the signal analysis



(a) Overall vibration of the unbalanced disk



(b) Overall vibration of the wobble disk

Fig. 12 Overall vibration of the feeding deck for two types disk

## 5. 동흡진기 성능평가

### 5.1 실험용 피딩데크 및 동흡진기 제작

동흡진기의 성능을 분석하기 위하여 현재 상용되고 있는 피딩데크와 유사한 실험용 피딩데크를 제작하였다. 상용 피딩데크는 무게중심과 도심의 불일치로 인한 기울어짐 운동이 발생하였는데, 실험용 피딩데크는 이러한 문제점을 없애기 위하여 초기설계시 무게중심과 도심이 일치하도록 설계하였다.

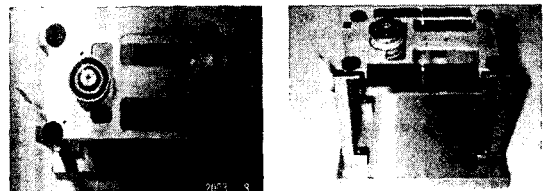


Fig. 13 Experimental feeding deck and DVA

재질은 알루미늄 합금을 사용하였으며, 댐퍼의 위치도  $x, y$  방향에 대칭이 되도록 설계하여 피딩테크의 기울어짐 운동을 최소화 하였다. 동흡진기의 형상 모델은 Fig. 13 과 같이 제작하였다. 동흡진기의 질량이 크기 때문에 목표주파수에 맞는 설계를 해주기 위해서는 큰 강성을 필요로 한다. 따라서 이에 적합한 댐퍼의 형상으로 피딩테크의 측면 전체에 댐퍼를 형성하였다.

## 5.2 동흡진기의 성능평가

동흡진기의 성능을 평가하기 위하여 동흡진기를 장착하지 않은 피딩테크의 진동량을 측정하고, 평면내 방향으로 동흡진기를 장착하였을 때의 진동량을 측정하였다. 또한 고무댐퍼의 정확한 강성 구현이 어렵기 때문에 고무의 경도의 변화에 따른 진동량을 측정하여 분석하였으며, 실험장치 구성은 신호분석 실험과 동일하게 하였다.

동흡진기와 피딩테크의 질량비  $\mu$  는 0.32 로 고정하였으며, 가진원으로는 편심디스크와 편향디스크를 사용하였다. 동일한 형상의 동흡진기를 고무댐퍼 경도 20, 40, 60 로 제작하여 이에 대한 진동량을 측정하였다. 실험결과 동흡진기를  $x$  방향으로 장착한 경우 진동 감소량은 고무경도 60 일 때 가장 좋은 결과를 나타냈다. 편심디스크를 사용한 경우 회전속도 8400 RPM 에서 29.5% 진동이 감소하였으며, 7200 RPM 에서 23.4% 진동이 감소하였다.  $y$  방향으로 장착한 경우 진동 감소량은 고무경도 40 일 때 가장 좋은 결과를 보여줬다. 편심디스크를 사용한 경우 8400RPM 에서 29.7% 진동이 감소하였으며, 7200RPM 에서 26.5% 평면내 방향의 진동이 감소하였다.

Table. 1 Result of the overall vibration test ( $x$  direction)

구분		Overall vibration (단위 : $m/s^2$ )					
		7200 RPM (120Hz)			8400RPM (140Hz)		
		장착전	장착후	개선량 (%)	장착전	장착후	개선량 (%)
편심 디스크	경도 60	0.0923	0.0707	23.4	0.1797	0.1265	29.6
편향 디스크	경도 60	0.0081	0.0067	17.3	0.0181	0.0136	24.8

Table. 2 Result of the overall vibration test ( $y$  direction)

구분		Overall vibration (단위 : $m/s^2$ )					
		7200 RPM (120Hz)			8400RPM (140Hz)		
		장착전	장착후	개선량 (%)	장착전	장착후	개선량 (%)
편심 디스크	경도 40	0.2541	0.1867	26.5	0.5208	0.3661	29.7
편향 디스크	경도 40	0.0271	0.0193	27.8	0.0530	0.0426	19.6

## 6. 결론

본 연구에서 광디스크 드라이브의 광대역 진동저감을 위한 평면내 방향의 동흡진기를 제시하였다. 피딩테크와 동흡진기가 연성된 운동방정식을 유도하였으며, 주파수 응답함수를 시뮬레이션하여 동흡진기의 설계변수를 분석하였다. 또한 실험용 동흡진기와 피딩테크를 제작하여 동흡진기의 성능을 평가하였다. 기존의 동흡진기는 고유 진동수에서의 상하방향의 진동량 감소에 목적이 있었지만, 본 연구에서는 진동량이 가장 크게 발생하는 평면내 방향의 운전영역에서 동적 안정성을 확보할 수 있는 동흡진기를 제시하였다. 그 결과 광디스크 드라이브의 설계인자중 동흡진기와 피딩테크의 질량비  $\mu$  가 피딩테크의 진동량 감소에 지배적인 영향을 주고 있다는 것을 확인하였다. 개발된 동흡진기는 기존의 진동저감장치보다 양산비용이 저렴하고, 적용이 용이할 뿐만 아니라 형상 및 목표주파수를 변경하기 쉬운 장점이 있다. 따라서 동흡진기를 이용하여 적은 비용으로 광디스크 드라이브의 동특성을 개선, 픽업제어의 동적 안정성을 확보함으로써 광디스크 드라이브의 성능향상에 큰 효과를 기대할 수 있다.

## 참고문헌

- (1) J. W. Heo, J. Chung, J. M. Park, 2002, "Vibration and Noise Reduction of an Optical Disk Drive by Using a Vibration Absorber", IEEE, Vol. 48, No. 4, pp. 874-878
- (2) 박준민, 허진욱, 이영원, 서영선, 정진태, 2001, "동흡진기를 이용한 광디스크 드라이브의 진동저감", 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp706-711
- (3) 정진태, 박준민, 노대성, 1997, "기울어짐 진동 모드 제기를 위한 CD-ROM 드라이브의 댐퍼 최적 위치", 한국소음진동공학회지 제 7권 제 3 호, pp393-399
- (4) Cyril M. Harris, 1997, "Shock and vibration handbook" 4<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill
- (5) Simon G. Braun, David J. Ewins, Singiresu S. Rao, 2002, "Encyclopedia of vibration", Academic Press
- (6) Daniel J. Inman, 2001, "Engineering vibration", Prentice Hall
- (7) D. J. Ewins, 2000, "Modal testing : Theory, practice and application" 2<sup>nd</sup> edition, Research studies press LTD.