

論文99-36T-6-5

대물렌즈 전환식 축습동형 광학픽업용 액츄에이터 설계

(Design of the Actuator of Shaft Sliding Type for an Optical Pick-up to Switch an Objective Lens)

崔永錫 *

(Young-Suk Choi)

요 약

CD(Compact Disc) 호환성을 가지는 고밀도 재생전용 및 기록재생용 DVD(Digital Video Disc) 기기의 광학픽업 2중 액츄에이터 구조를 콤팩트하게 할 수 있는 단일 액츄에이터 설계법을 제시한다. 설계된 액츄에이터는 가동부에 CD용 대물렌즈와 DVD용 대물렌즈를 함께 장착하고, 사용 디스크에 따라 가동부를 축주위로 회전시켜서 대물렌즈를 전환하는 축습동형 구조를 하고, 자기 스프링에 의하여 부동된다. 감쇠방식으로는 가동부와 축사이의 쿨롱마찰을 이용하고, 가동부는 유한요소법(FEM)을 통해, 서보대역내에서 2차 진동모드가 발생하지 않도록 한다. 본 논문의 설계법을 검증하기 위하여 시제품을 제작하고, 동특성을 측정, 평가한다.

Abstract

The design method that the structure of double actuators of read-only or read-writable DVD optical pick-up of high density can be compact into the structure of one actuator, is proposed. The designed actuator has the structure of the shaft sliding type in which the moving part can be rotated about the shaft accord to a used optical disc and an objective lens can be switched, and is suspended with magnetic spring. In this actuator, Coulomb's friction is used as damping force and the moving part is designed by finite element method so that the second natural vibration mode can not occur within the servo band. The mock-up of the actuator designed in this paper is made, and its dynamic characteristics is measured and estimated.

I. 서 론

지금까지, 오디오, 비디오, 메모리분야 산업의 근간이 되어 온 테이프 미디어 산업은 기록밀도, 내구성, 랜덤 액세스기능 면에서 우수한 광디스크 관련산업으로 급속히 전환 대체되고 있다. 현재, 이러한 광디스크

산업은 관련 하드웨어만 연간 1억 5천만대이고 약 200억불 시장을 형성하고 있다. 특히, 멀티미디어 산업의 발전에 따라 양질의 음질과 고화질의 영상을 원하는 소비자의 욕구를 충족시키기 위하여 CD 크기의 디스크 1장에 영화 1편을 구현하는 고밀도 광디스크 DVD가 출현하여 비디오 및 메모리 분야(DVD-ROM)로 급속히 파급되고 있다. 또한, 최근 상변화 방식에 의한 광기록 기술과 다층박막 기술이 실현됨에 따라 새로운 4GB 이상의 고밀도 기록재생용 광디스크(DVD-RAM, DVD-R, DVD-R/W, DVD+R/W등) 기기가 출현하여 자기 디스크 시장도 잠식해 나갈 것으로 예상된다. 따라서, 2000년대에는 연간 3억대, 약

* 正會員, 仁德大學 메카트로닉스과

(Dept. of Mechatronics, Induk Institute of Technology)

※ 본 논문은 인덕대학 학술연구비의 일부 지원에 의한 것임

接受日字:1999年5月10日, 수정완료일:1999年6月5日

300억불의 시장을 형성할 것으로 예상된다.

전술한 바와 같이, 차세대의 고밀도 재생전용 또는 기록재생용 DVD가 급속히 보급되고 있지만 아직도 대부분의 소비자가 CD를 보유하고 있으므로, DVD 기기는 DVD뿐만 아니라 CD도 재생할 수 있는 호환성을 가져야만 한다. 따라서, DVD 기기에는 신호면의 위치와 크기가 서로 다른 DVD와 CD를 둘 다 기록 재생할 수 있는 광학픽업이 필요하다. 이러한 호환성을 실현하는 광학픽업 방식은, 2가지로 대별된다. 즉, CD 및 DVD 각각에 대하여 별도의 광원(LD: Laser Diode)과 대물렌즈를 구비하는 광학픽업 방식과 1개의 광원과 대물렌즈를 구비하고 재생하는 디스크의 종류에 따라 추출 신호를 전환하는 광학픽업 방식이 있다. 전자는 그림 1과 같이 CD용 광원($\lambda=780\text{ nm}$)과 대물렌즈(NA: Numerical Aperture=0.45)로 이루어지는 CD 광학계와, DVD용 광원($\lambda=635\sim 650\text{ nm}$)과 대물렌즈(NA: Numerical Aperture=0.6)로 이루어지는 DVD 광학계가 각기 별도로 구비되어 있다.

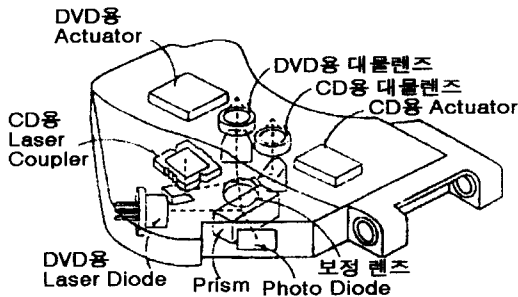


그림 1. DVD 광학픽업의 구조(Sony社)
Fig. 1. Structure of DVD Optical pick-up(Sony Co.).

따라서, 광학픽업이 다소 커지는 단점이 있지만, 기존의 보편화된 광전자 및 광학 부품을 적용할 수 있어 가격구조가 좋다. 또한, 광손실이 거의 없어 재생전용뿐만 아니라 기록재생에도 대응할 수 있고, 별도의 CD 광원을 사용하므로 일반 오디오용 CD 및 CD-ROM과 정보면의 재질이 다른 CD-R($\lambda=780\text{ nm}$)에서만 반사율 양호)의 경우도 대응할 수 있는 강점이 있다. 후자의 방식으로는, 2개의 초점거리를 실현하기 위하여 홀로그래프 렌즈를 채용하는 방식, 액정셔터로 DVD와 CD의 NA를 조정하는 방식, 대물렌즈의 아래 부분을 음각 처리하는 환차폐형 방식이 있다. 이러한 방식은 단일 광원과 대물렌즈를 사용하므로, 광학픽업

이 콤팩트해지는 장점은 있지만, 전술한 바와 같이 제조비용이 높은 특수 부품을 장착해야 하므로 가격구조가 좋지 않다. 또한, 전자와는 달리 CD 광원을 사용하지 않기 때문에 CD-R에 대응할 수 없고, 특수 부품에 의하여 광이 분산되므로 광효율이 낮아서 기록용으로는 부적합하다.

따라서, 본 논문에서는 전자 방식의 크기에 대한 단점을 보완하고, 그림 1의 2중 액츄에이터 구조와 같은 기능을 하도록, CD용 대물렌즈와 DVD용 대물렌즈를 둘 다 구비하고 사용 디스크에 따라 대물렌즈를 전환할 수 있는 단일 액츄에이터 구조를 구현하고자 한다. 축속동식 액츄에이터 구조는 대물렌즈가 장착된 가동부가 축을 중심으로 회전하여 트랙킹 서보 동작을 하고, 축방향으로 병진운동을 하여 포커스 서보 동작을 한다. 따라서, 가동부에 CD 대물렌즈와 DVD 대물렌즈를 장착하고, 사용 디스크에 따라 가동부를 회전시켜서 해당되는 대물렌즈가 광축상에 오도록 하면, 대물렌즈 전환 구조를 실현할 수 있다. 가동부의 복원력은 강자성 철편에 의한 자기 스프링(magnetic spring)으로 가능하고, 감쇠력은 축에 고체윤활제, 테프론을 코팅하여 형성되는 쿨롱 마찰로 가능하다. 대물렌즈가 부착되는 가동부는 저주파수에서는 강체로 행동하지만 고주파수에서는 탄성체로 행동하여, 2차 진동모드 발생의 원인이 된다. 그리고, DVD 기기는 고배속 CD-ROM 드라이브에 필적하는 빠른 신호전송율이 요구되므로, 서보대역이 비교적 넓다. 따라서, 넓은 서보대역에서 부차진동 모드가 발생하지 않도록 가동부를 설계하여야 한다. 따라서, 본 논문에서는 이와 같은 구조와 개념을 기초로 이론적인 접근과 유한요소법을 통하여 대물렌즈 전환식 축속동형 액츄에이터를 설계하고, 시제작한다. 시제작품의 동특성을 측정, 평가하여 본 논문의 설계 방법이 타당함을 검증한다.

II. 광디스크 규격

액츄에이터 설계의 기준이 되는 광디스크 규격과 허용치를 표 1에 나타내었고, DVD는 CD에 비해 고밀도이므로 허용치가 전반적으로 작다. 액츄에이터 특성은 서보 시스템과 밀접한 관계가 있으므로, 연관관계를 면밀히 검토하면서 설계하여야 한다. 특히, 액츄에이터의 포커스와 트랙킹 차단 주파수는 디스크의 면진동 가속도 및 편심 가속도에 비례하고 서보허용치에

반비례하는 관계가 있다.⁽¹⁾

표 1. CD와 DVD의 디스크 규격
Table 1. Spec. of Disc of CD and DVD.

항 목	CD	DVD	액츄에이터 설계 관련 사항
최소 피치(μm)	0.9	0.45	
트랙 피치(μm)	1.6	0.75	
RPM	200-500	600-1300	가속도 감도
지름(cm)	12	12	
Data inner radius(mm)	25	24	
Data outer radius(mm)	58	58	
두께(mm)	1.2	0.6+2	
편심(μm)	< 125	< 35	트래킹 지역감도
면진동(μm)	< 500	< 300	포커스 지역감도
면진동 가속도(ms ⁻²)	< 10	< 8	포커스 허용 2차 공진 주파수
편심 가속도(ms ⁻²)	< 0.4	< 1.1	트래킹 허용 2차 공진 주파수
선속도(m/s)	1.2(평균값)	3.49(평균값)	
Channel Bit rate(Mbps) =선속도/IT 신호길이	4.3218	26.16	서보 대역
IT(ns)	1/4.3218MHz=230	1/26.16=38	
Average Bit rate(Mbps)	1.4	4.7	
액츄에이터 포커스 가속도 감도(ms ⁻² /v)		> 30	최적 지역 감도
액츄에이터 트래킹 가속도 감도(ms ⁻² /v)		> 53	최적 지역 감도

록 가동부, 가동 지지부, 구동부를 설계한다. 다음으로 설계에 따라 시제품을 제작하고 사양을 측정하여 설정된 사양과 비교한다.

1, 사양 결정^[1,2,3]

액츄에이터의 설계 기준이 되는 사양을 표 2에 나타내었다.

표 2. 액츄에이터의 사양
Table 2. Spec. of the actuator.

SPEC.	1차 공진주파수	2차 공진 위상 피크	지역감도	공진 피크
FOCUS	26Hz±4	< 0.26 rad at 100-10 kHz	1.35±0.5 m/V	< 20 dB
TRACKING	33Hz±4	< 0.26 rad at 100-10 kHz	1.20±0.5 m/V	< 28 dB

1차 공진주파수는 디스크의 편심 또는 면진동이 최대인 주파수를 기준으로 선정하는데, 주로 경험에 의하여 결정한다. 일반적으로, 디스크의 최대 편심 또는 면진동 주파수의 ± 5 Hz내에서 결정한다.

가동부의 모드해석의 기준이 되는 2차 공진주파수는 서보 시스템의 차단 주파수를 고려하여 결정한다. 차단 주파수는 시스템의 안정 대역을 결정하는 기준 주파수로서, 개루우프 전달함수의 주파수 스펙트럼에서 게인이 0 dB인 주파수이다. 차단 주파수가 작을수록 안정 대역이 커지므로 서보가 용이하게 된다. 즉, 위상 지연이 180°의 경우 이득여유가 클수록 가동부의 2차 공진주파수를 낮게 할 수가 있어, 가동부 설계가 용이해진다. 일반적으로, 가동부의 2차 공진주파수는 차단 주파수에 10을 곱하여 구한다. CD의 경우, 차단 주파수는 약 1.0 kHz이므로 2차 공진주파수는 10 kHz가 된다. 참고문헌 (1)의 최소 허용 2차 공진주파수에 관한 식을 이용하여 2차 공진주파수를 구하여 다음에 나타내었다.

$$\text{최소 허용 2차 공진주파수} = f_c \times 10$$

$$\begin{aligned} \text{포커스방향 } f_c &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{a_{\max} \times C}{e_{\max}}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(8 \times 1.5) \times 3}{0.23}} = 2 \text{ kHz} \quad (1) \end{aligned}$$

$$\text{최소 허용 2차 공진주파수} = 2 \times 10 = 20 \text{ kHz}$$

$$\begin{aligned} \text{트래킹방향 } f_c &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{a_{\max} \times C}{e_{\max}}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(1.1 \times 1.5) \times 3}{0.022}} = 2.4 \text{ kHz} \quad (2) \end{aligned}$$

$$\text{최소 허용 2차 공진주파수} = 2.4 \times 10 = 24 \text{ kHz}$$

III. 설계

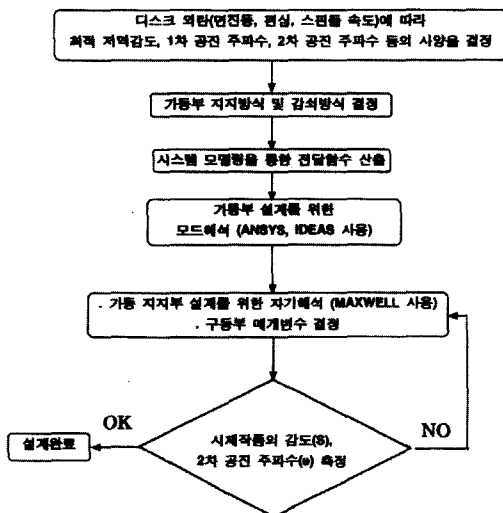


그림 2. 액츄에이터 설계의 흐름도
Fig. 2. Flow chart of the design of the actuator.

액츄에이터 설계 방법을 그림 2에 흐름도로 나타내었다. 설계 순서로서는, 우선 액츄에이터의 사양을 디스크 규격으로부터 선정하고, 설정한 사양이 실현되도

여기서, f_c = 차단 주파수, a_{max} = 디스크의 최대
 면진동 또는 편심 가속도, e_{max} = 서보 허용편차,
 C = 위상보상 상수

(1), (2) 식에 의한 최소 허용 2차 공진주파수는 안
 정한 이론상의 설계최도가 되고, 실제로는 이 최소 허
 용 2차 공진주파수내에 2차 공진주파수가 존재해도 침
 두처가 작을 경우에는 노치필터와 같은 제어 수단이
 존재하므로 서보상에 문제는 없다.

최적 저역감도는 표 1의 가속도 감도와 다음 식으
 로 구할 수 있다.

감도 S = 가속도 감도/ $(2\pi \times f_0)^2$, 여기서, f_0 = 1차
 공진 주파수

2. 전달함수

다음에 액츄에이터의 포커스 또는 트래킹 방향의 전
 달함수를 나타내었다.

$$L \frac{di}{dt} + Ri = E - \phi v \quad \text{여기서, } v = \frac{dy}{dt} \quad (3)$$

$$m \frac{d^2y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} + Ky = Bl_e Ni = \phi i \quad (4)$$

- 여기서, N : 코일의 회전수
- l_e : 코일유효 길이
- b : 감쇠 계수
- E : 코일 전압
- y : 가동부의 변위
- B : 자속 밀도
- L : 코일의 인덕턴스
- R : 코일의 저항
- m : 가동부의 질량
- ϕv : 코일의 역기전력
- K : 자기 스프링 상수
- ϕ : 모터 상수

$$\frac{Y}{E} = \frac{1}{\frac{Lm}{\phi} s^3 + \frac{(Lb+Rm)}{\phi} s^2 + (\frac{LK+Rb}{\phi} + \phi)s + \frac{RK}{\phi}} \quad (5)$$

$$\frac{Y(m)}{E(V)} = \frac{\phi}{RK} = \frac{Bl_e N}{RK} \quad (6)$$

전달함수는 코일의 전기적인 특성과 가동부 운동의
 기계적인 특성으로부터 구성된다. 식 (3)은 코일의 전
 기적인 특성을 나타내며, 코일의 역기전력 ϕv 는 실제

미소하므로 무시한다. 식 (4)는 가동부의 기계적인 운
 동특성을 나타내고 있다. 식 (3)과 식 (4)를 각각
 Laplace 변환하고, 연립하여 풀면 식 (5)로 표현되는
 전달함수를 구할 수 있다. 여기서, $s = 0$ 하면, 저역
 감도식 (6)을 구할 수 있다.

3. 가동부 설계

가동부 설계를 위해서는 일반적으로 구조해석 소프
 트웨어인 ANSYS 또는 IDEAS를 사용하는데, 본 설
 계에서는 ANSYS 5.0 소프트웨어를 사용하였다. 설계
 결과, 가동부의 2차 공진주파수(벤딩모드)가 약 25
 kHz 근방에서 발생하였다. 그 결과를 그림 2에 나타
 내었다.

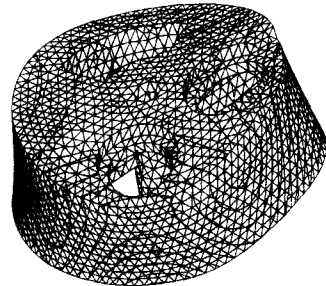


그림 2. 약 25 KHz에서의 가동부 2차 공진 모드
 Fig. 2. The second vibration mode of the moving part at about 25 kHz.

4. 가동 지지부 설계

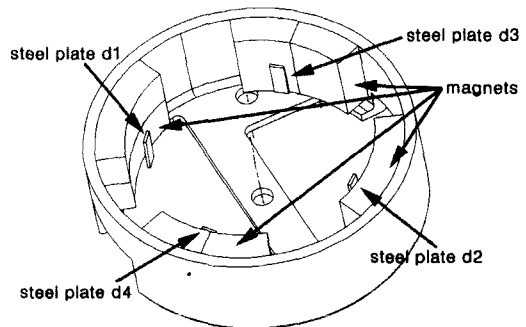


그림 3. 가동 지지부의 구조
 Fig. 3. Structure of supporting system of the moving part.

영구자석(포커싱 자석 2개, 트래킹 자석 2개), 4개의
 철판, 원통형 요오크로 구성되는 가동 지지부를 그림
 3에 나타내었고, 철판 각 면의 표면적과 방향을 그림
 4에 나타내었다. 철판은 오스테나이트 계열의 강자성

체인^(4,5) 스테인레스 강철이고, 원통형 가동부의 외측면에 90° 간격으로 접착되어 있고, 영구자석으로부터 약 0.8mm 이격되어 있다. 따라서, 가동부가 포커싱 및 트래킹을 위하여 이동할 때, 자속밀도 변화량이 최대가 되는 위치로 이동하려는 철편에 의하여, 가동부에 복원력이 발생한다.⁽⁶⁾ 이와 같은 자기 스프링 구조에 의하여 가동부는 부동될 수 있다. 가동부가 이동할 때, 가동부에 접촉된 철편에 작용하는 복원력은 이론적으로 다음 식과 같이 표현된다.^[2, 3]

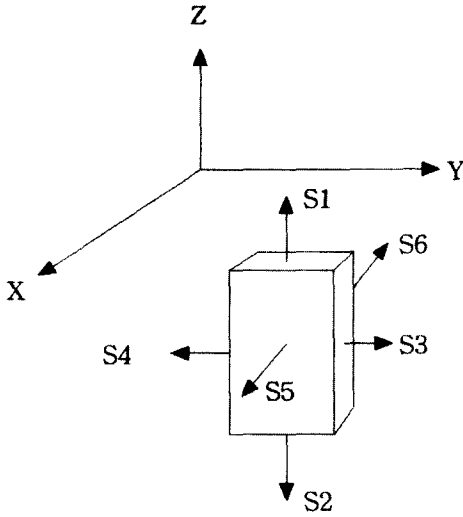


그림 4. 자계중에서의 철편 d3
Fig. 4. Steel plate d3 in magnetic field.

$$F = \int_{surface} \tau dS \tag{7}$$

$$\text{여기서, } \tau = \frac{1}{\mu_0} n^T \left[BB^T - \frac{1}{2} |B|^2 I \right]$$

n : 수직 벡터

τ : 응력 벡터

B : 자속밀도 벡터,

I : 단위 벡터

μ₀ : 진공 투자율

따라서, x, y, z 방향의 복원력 성분은 다음과 같다.

$$F_x = \frac{1}{\mu_0} \left[\int_{S_1} (B_x B_z) dS - \int_{S_2} (B_x B_z) dS + \int_{S_3} (B_x B_y) dS dS - \int_{S_4} (B_x B_y) + \int_{S_5} (B_x^2 - \frac{1}{2} |B|^2) dS - \int_{S_6} (B_x^2 - \frac{1}{2} |B|^2) dS \right] \tag{8}$$

$$F_y = \frac{1}{\mu_0} \left[\int_{S_1} (B_y B_z) dS - \int_{S_2} (B_y B_z) dS + \int_{S_3} (B_y^2 - \frac{1}{2} |B|^2) dS - \int_{S_4} (B_y^2 - \frac{1}{2} |B|^2) dS + \int_{S_5} (B_x B_y) dS - \int_{S_6} (B_x B_y) dS \right] \tag{9}$$

$$F_z = \frac{1}{\mu_0} \left[\int_{S_1} (B_z^2 - \frac{1}{2} |B|^2) dS - \int_{S_2} (B_z^2 - \frac{1}{2} |B|^2) dS + \int_{S_3} (B_y B_z) dS - \int_{S_4} (B_y B_z) dS + \int_{S_5} (B_x B_z) dS - \int_{S_6} (B_x B_z) dS \right] \tag{10}$$

식 (8), (9), (10)을 이용하여, 자계중에서 철편 d3에 작용하는 복원력을 계산하여 표 3에 나타내었다.

표 3. 철편 d3에 작용하는 복원력 계산 결과
Table 3. Result of calculation of the force on steel plate d3.

표면적 복원력	S1	S2	S3	S4	S5	S6	ΣSi/μo
Fx(N)	4.661E-9	-3.767E-8	5.402E-9	1.751E-10	-1.051E-6	-1.058E-6	4.3E-2
Fy(N)	-1.227E-10	-5.184E-9	-1.474E-7	-1.523E-7	-2.618E-10	-1.097E-8	1.6E-2
Fz(N)	-2.429E-8	6.599E-9	-3.218E-9	-1.676E-9	2.377E-7	2.179E-7	-1.0E-2

註) 철편 d3의 치수: 1.2(width)×3.5(height)×0.3(thickness) mm³
가동부 변위: 포커스 방향 ΔZ=0.5 mm, 트래킹 방향 Δθ =5° CCW
요오크 재질: SPCC
영구자석 재질: Nd-Fe 계열, BH46, offset angle = 5.5°

철편 d3의 복원력 계산과 같은 방법으로, 모든 철편에 작용하는 복원력을 계산하고 합력을 구한 다음, 가동부에 작용하는 힘과 토크를 계산하면 다음과 같다.

포커스 방향의 힘

$$\Sigma F_z = -1.69e-2 \text{ N}$$

포커스 방향의 강성

$$K_f = \Sigma F_z / \Delta Z = 1.69e-2/0.5 = 33.8 \text{ N/m}$$

포커스 방향의 고유주파수

$$f_{of} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{33.8 \text{ N/m}}{1.2 \text{ g}}} = 27 \text{ Hz}$$

트래킹 방향의 토크

$$\Sigma T = \sum_{i=1}^4 [-F_{xi} \times \sin(di \text{의 offset angle}) - F_{yi} \times \sin(di \text{의 offset angle})] \times \text{가동부 반경} = -1.4 \text{ E-4 Nm}$$

트래킹 방향의 강성

$$K_t = \Sigma T / \Delta \theta = -1.4 E-4 \text{ Nm} / 5^\circ = 1.6 E-3 \text{ Nm/rad}$$

트래킹 방향의 고유주파수

$$f_{0t} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{I}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1.6 E-3 \text{ Nm}}{3.8 E-8 \text{ kg m}^2}} = 33 \text{ Hz}$$

다음으로, 축과 가동부사이의 마찰거동 해석을 한다. 그림 5에 축과 가동부 해석을 위한 모델을 단면도 형태로 나타내었다.

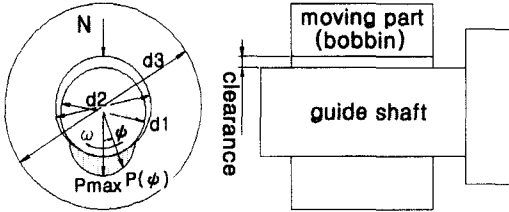


그림 5. 가동부와 축의 마찰거동 해석을 위한 모델
Fig. 5. Model for analysis of friction of moving part and guide shaft.

그림 5에서, ω 각속도로 회전하는 축은 수직항력 N 과 면접촉 압력 $p(\phi)$ 를 받는다. 면접촉 압력 $P(\phi)$ 는 축의 회전각도 위치에 따라 변화된다. $P(\phi)$ 는 회전각도가 0일 때, 최대값 P_{max} 이다. 회전각도가 증가될수록 면접촉 압력은 감소한다.

축습동 방식의 액츄에이터 설계에서 가장 난이한 부분은 축과 가동부사이의 마찰거동 해석이다. 마찰은 대부분 비선형적으로 거동하므로, 주로 실험식과 경험에 의존한다. 본 설계에서는 유리섬유가 함유된 플라스틱인 PPS 재료의 가동부와, 마찰계수가 미소한 고체 윤활제, 테프론이 코팅된 축사이에 발생하는 쿨롱 마찰이 해석 대상이다. 따라서, 설계 대상은 가동부의 내경과 축과의 최소 틈새인 C_{min} , 허용 PV치(P : 접촉압력, V : 회전속도), 마찰력, 마찰 모멘트이다.

최소 틈새는 다음과 같이 표현된다.^[4]

$$C_{min} = k_t + k_h + k_i \tag{11}$$

여기서, k_h 는 습도에 관련된 항으로 플라스틱 재질에서는 0으로 가정할 수 있다. 또한, k_i 는 축과 가동부 내경사이의 끼워맞춤 간섭에 관련된 항인데, 축과 가동부는 상호운동을 위한 헐거운 끼워맞춤이므로 0으로 가정할 수 있다. 따라서, 온도에 관련된 k_t 항에 의하여, 다음과 같이 된다.^[7]

$$C_{min} = k_t + \alpha d_1 \frac{(1+\nu)(1-k^2)}{(1-2\nu)+k^2} \left[1 - \frac{1}{(1-k^2)} + \frac{1}{2 \ln \frac{1}{k}} \right] (T - T_a) \tag{12}$$

여기서, $k = d_2/d_3 = 0.1$, $d_1 =$ 축직경(1.5mm),
 $\alpha =$ 가동부의 열팽창계수, $T =$ 마찰부 온도,
 $T_a =$ 마찰부 주위의 온도, $\nu =$ 가동부의 포아송 비
가동부 재질에 따른 최소 틈새를 표 4에 나타내었다.

표 4. 가동부 재질에 따른 축과의 최소 틈새 계산 결과

Table 4. Result of calculation of minimum clearance between the moving part and the shaft.

보빈 재질	열팽창계수	포아송 비	C_{min}	$T - T_a$	최소 틈새
G-10(PPS-G)	$2.0 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$	0.4	1.43 μm	30 $^\circ\text{C}$	10 μm
FC-2(PPS-C)	$2.4 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$	0.4	1.71 μm	30 $^\circ\text{C}$	10 μm

식 (12)로부터 이론적으로 계산된 표 4의 최소 틈새는 가동부의 정속한 운동을 위한 기준 척도이므로 설계에 적용되어야 하지만, 실제 축과 가동부 내경의 양산 공차를 고려할 때, 실현 불가능한 치수이다. 따라서, 축과 가동부 내경의 양산 공차를 감안하여 이론 계산치보다는 다소 크지만 양산 가능한 최소한의 틈새로 설계하였다.

허용 PV치는 일반적으로 축과 베어링사이의 운동조건을 제한하는 척도인데, 본 설계에서는 가동부의 운동조건을 설정하는 기준이 된다. 가동부는 축을 중심으로 요동운동을 하므로, 가동부 회전각 θ 를 $\theta_0 \sin(\omega t)$ 로 나타낼 수 있다. 여기서, θ_0 는 각진폭으로 트래킹 동작시 가동부가 움직일 수 있는 최대 각도이고, 디스크의 최대 허용 편심량과 대물렌즈의 회전 반경으로부터 구할 수 있다. DVD의 최대 허용 편심량은 규격집에 의하면 150 μm 이고, 대물렌즈의 축으로부터의 거리가 4.5 mm이므로, 각진폭 θ_0 (rad)는 다음과 같이 된다.

$$\theta_0 = \frac{0.15}{4.5} = 0.03 \text{ rad} \tag{13}$$

다음으로, 수직항력 N 을 유도한다. 식 (14)에 편심된 회전체의 원심력을 나타내었고, 1 주기동안의 평균값 \bar{N} 를 식 (15)에 나타내었다.

$$N = m e \dot{\theta}^2 = m e \theta_0^2 \omega^2 \cos^2 \omega t \quad (14)$$

$$\bar{N} = m e \bar{\theta}^2 = \frac{1}{2} m e \theta_0^2 \omega^2 \quad (15)$$

여기서, m : 가동부 무게(1g), e : 편심량(1mm)

가동부의 선속도 V 는 식 (16)으로 표현되고, P_{max} 는 식 (17)로 구할 수 있으나, 복잡하므로 보통 $\phi \leq 20^\circ$ 의 경우, 근사식 (18)로 구한다. [7, 8]

$$V = \frac{d}{2} \dot{\theta} = \frac{d}{2} \theta_0 \omega \cos \omega t \quad (16)$$

$$P(\phi) = P_{max} \int_0^{\phi_0} [1 - (\frac{\phi}{\phi_0})^{1.8}]^{0.5} \phi d\phi \quad (17)$$

$$\frac{P_{max}}{P} = \frac{b}{\pi \sin \phi_0} = \text{압력비} \quad (18)$$

여기서,

$$\phi_0 = k_1 \left(\frac{a_1}{a_1 + 1} \right)^m, \quad P = \frac{\bar{N}}{d l}, \quad a_1 = \frac{\bar{N}}{E c}$$

ϕ_0 = 가동부와 축간 접촉각의 1/2

d = 축지름(1.5 mm), l = 가동부 안내공 길이(5 mm),

E = 가동부의 탄성계수(단위: MPa), c = 틈새(단위: mm),

k_1, m, b 는 매개변수로서 각각, 0.78, 0.39, 3.97이다.

식 (13) - (18)를 사용하여, 최대 허용 PV를 계산하고, 축과 가동부 재질에 대한 최대 허용 PV 권장치와 [9] 비교하여 표 5에 나타내었다. 계산 결과가 권장치보다 적으므로 마찰 설계가 안정함을 알 수 있다. 수직항력은 원심력과 철판에 의한 자기 복원력을 합하여 계산했으며, 압력비는 약 76으로 했다.

표 5. 최대 허용 PV 계산결과

Table 5. Result of calculation of maximum allowable PV.

구분	최대 허용 PV 권장치	최대 허용 PV 계산결과	
V	0.17 m/s	0.036 m/s	
P	490 kPa	원심력 0.182 kPa	2.16 kPa
		자기복원력 1.978 kPa	
Pmax	3300 kPa	164 kPa (2.16 kPa × 압력비 76)	
Allowable PV = Pmax×V	561 kPa×m/s	5.91 kPa×m/s	

가동부가 포커싱 및 트래킹 동작을 할 때, 축과 안내공사이의 마찰에 의하여 마찰력과 마찰 모멘트가 발생하고, 가동부 구동력에 대한 외력으로 작용한다. 마찰력과 구동력은 다음의 식으로 표현된다.

$$\text{포커싱 마찰력 } F = \mu N = (\text{마찰계수}) \cdot (\text{마찰력})$$

$$\text{트래킹 마찰토크}$$

$$T = d^2 l \mu P = (\text{축지름})^2 \cdot (\text{안내공 길이}) \cdot (\text{마찰계수}) \cdot (\text{면접촉압력})$$

$$\text{포커싱 구동력} = I B l e = (\text{코일 전류}) \cdot (\text{자속밀도}) \cdot (\text{코일 유효길이})$$

$$\text{트래킹 구동력} = I B l e R$$

$$= (\text{코일 전류}) \cdot (\text{자속밀도}) \cdot (\text{코일 유효길이}) \cdot (\text{축심에서 코일까지 거리})$$

표 6에 마찰력과 마찰 모멘트를 계산한 결과와 포커싱 및 트래킹 구동력을 서로 비교하여 나타내었다.

표 6. 마찰력과 마찰 모멘트의 계산 결과

Table 6. Result of calculation of friction force and friction moment.

구분	마찰력 및 마찰 모멘트	구동력 및 구동 토크	구동력과의 비
포커싱	(0.4)(0.016N) =0.0064N	(0.3A)(0.4T)(0.016m)(60) =0.12N	1/19
트래킹	(0.0015)(0.005)(0.4)(2160) =9.72e-6 Nm	(0.3A)(0.4T)(0.012)(60)(0.0073) =6.3e-4 Nm	1/64

마찰력과 마찰 모멘트는 가동부와 축사이에 쿨롱마찰을 발생시키는 감쇠요소로서 작용한다. 와이어 부동 방식 액츄에이터에서 채용하고 있는 실리콘 겔에 의한 점성마찰 감쇠는 진폭이 대수적으로 감쇠하지만, 쿨롱 마찰 감쇠는 마찰력에 선형 비례하고 강성 K에 반비례한다. 다음에 쿨롱마찰 감쇠에 대한 식을 나타내었다.

$$X_n - X_{n+1} = \frac{4\mu N}{K} \quad (19)$$

여기서

K = 시스템의 강성, μN = 마찰력, X_n = n 번째의 진폭

(19) 식에 의하면, 강성 K 가 마찰력의 4배에 해당하는 값에 따라서 가동부의 평형위치, 즉 외부 충격에 의하여 정지하는 위치가 결정된다. 가동부의 최초 위치로 최대한 근접, 복원시키기 위해서는 강성 K 가 마찰력보다 상당히 커야만 한다. [10]

5. 구동부 설계

구동부 설계에서는 영구자석의 자속밀도 B , 코일의 저항 R , 코일 1 회전당 유효길이 $l e$ 등의 매개변수를 결정한다. 이 값들은 기구적 간섭과 조립성을 고려하

여, 저역감도식 (6)이 저역감도 사양을 만족하도록 결정한다. 코일선경이 작을수록 조립성은 향상되지만, 너무 작으면 저항이 올라가서 감도에 악영향을 미치므로 적절히 선택해야만 한다. 이와 같은 조건들을 고려하여 각 설계 매개변수를 결정하고 표 7에 나타내었다.

표 7. 구동부 매개변수 계산 결과
Table 7. Result of calculation of the parameters of the actuating part.

구분	포커싱	트래킹
B	4000 Gauss	4000 Gauss
R	6 ohm	6 ohm
le	16mm	12mm
코일두께	0.36-0.4mm	0.36-0.4mm

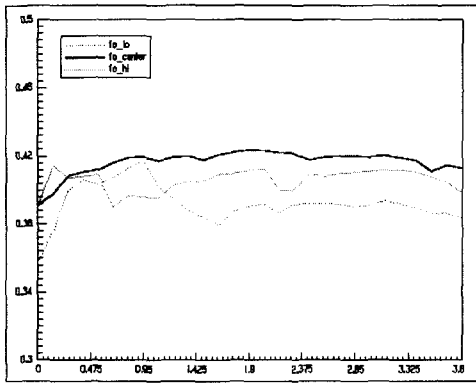


그림 6. 포커스 구동코일 영역에서의 자속밀도 변화
Fig. 6. Variation of magnetic flux density in domain of focus coil.

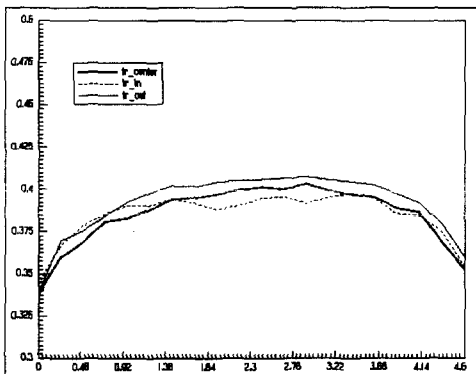


그림 7. 트래킹 구동코일 영역에서의 자속밀도 변화
Fig. 7. Variation of magnetic flux density in domain of tracking coil.

영구자석은 크기가 작으면서도 자연계에서 보자력 (BHC)과 잔류자화(Br)가 가장 큰 네오뎀(Nd) 계열로 하였다. 영구자석의 자속밀도는 구동코일이 위치하는 공간내에서 균일하여야 서보가 용이하게 된다. 구동코일 공간상에서의 자속밀도 변화를 그림 6과 그림 7에 나타내었다.

그림 6은 포커스 코일 구동구간에서의 자속밀도를 상, 중, 하로 구분하여 각각 tr_lo, tr_center, tr_hi로 나타내었고, 그림 7은 트래킹 코일 구동구간에서의 자속밀도를 코일의 내측, 중간, 외측으로 구분하여 각각 tr_in, tr_center, tr_out로 나타내었다. 그림 6과 7의 단위는 종축은 Tesla이고, 횡축은 mm이며, 평균 자속밀도는 트래킹 구동구간에서 3,800 Gauss, 포커싱 구동구간에서 4,000 Gauss 정도이다.

IV. 측정 및 결과

전술한 설계 데이터를 토대로 제작한 액츄에이터의 외양을 그림 8에 나타내었다.

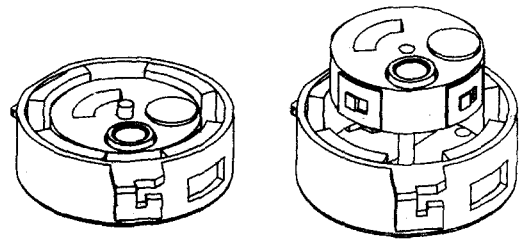


그림 8. 대물렌즈 전환식 축슬iding형 액츄에이터의 외양
Fig. 8. Appearance of the actuator of shaft sliding type to switch an objective lens.

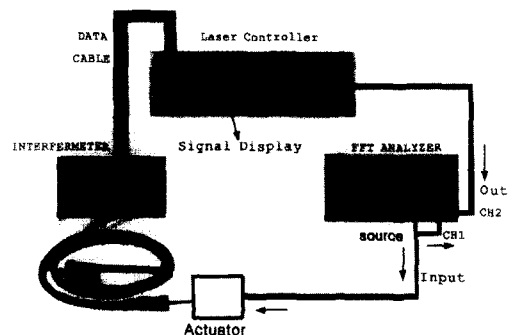


그림 9. 액츄에이터 동특성 측정 장치 구성도
Fig. 9. Lay-out to measure the dynamic characteristics of the actuator.

설계 절차의 타당성을 검증하기 위하여 FFT 분석기와 레이저 진동계(laser vibrometer)를 이용하여 그림 9와 같은 측정장치 구성으로, 동특성을 측정하고 목표 사양과 비교하여 표 8에 나타내었다.

표 8. 액츄에이터 동특성 측정결과
Table 8. Result of measurement of the dynamic characteristics of the actuator.

구분	트래킹		포커싱	
	Spec.	측정치	Spec.	측정치
저역감도(mm/V)	1.2±0.5	0.8	1.35±0.5	1.5
댐핑 Q(dB)	< 28	20	< 15	10
공진주파수(Hz)	33Hz±4	33	26Hz±4	25
100-10kHz에서의 2차 공진 위상피크	< 0.26rad	OK	< 0.26rad	OK

표 8에 의하면, 액츄에이터의 동특성 측정치가 목표로 한 사양을 만족하므로 본 설계 절차가 타당함을 알 수 있다. 그림 10과 그림 11에 동특성 측정 결과인 포커스 및 트래킹 주파수응답곡선을 나타내었다.

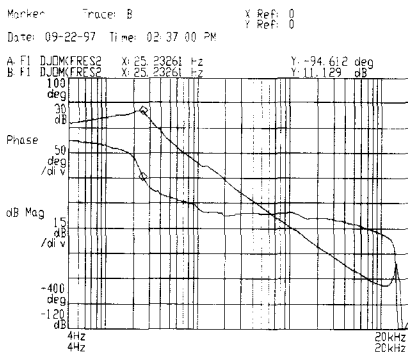


그림 10. 포커스 방향의 주파수 응답 곡선
Fig. 10. Frequency response curve at focus direction.

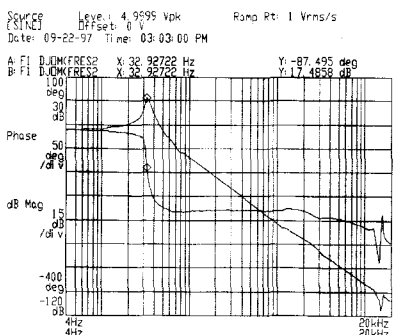


그림 11. 트래킹 방향의 주파수 응답 곡선
Fig. 11. Frequency response curve at tracking direction.

V. 결 론

CD 호환성을 보유하는 고밀도 기록재생용 광학픽업을 콤팩트하게 할 수 있는 대물렌즈 전환식 축습동형 액츄에이터를 설계하고, 시제작하여 동특성을 측정, 평가하였다. 그 결과, 동특성 측정치가 목표 사양을 만족함으로써 설계 절차가 타당함을 입증하였다. 본 설계와 같이 2개의 렌즈를 장착하는 축습동형 액츄에이터는 단일 렌즈를 장착하는 액츄에이터에 비하여, 구조가 복잡해지고, 부품수가 증가하며, 주파수 응답 특성이 평탄하지 못한 단점이 있다. 그러나, 본 설계의 액츄에이터는 높은 광효율이 요구되는 기록재생용 광학픽업에 사용되는 2중 액츄에이터 구조에 비해 점유 공간이 적으므로, 공간이 협소한 컴퓨터 내장용 메모리 장치에 사용될 수 있을 뿐만 아니라 CD-R 호환성도 실현할 수 있는 장점이 있다.

참 고 문 헌

- [1] Toshiba Coporation et al., "DVD Specifications for Read-Only Disc version 0.9", 1996.
- [2] N. Takahashi et al., "DVD/CD Compatible Pickup Heads", ISOM'96, Technical Digest Series, Vol. 12, 1996.
- [3] Sankyo Coporation, "Revision of Specification".
- [4] D. K. Cheng, "Fundamentals of Engineering Electromagnetics", Addison-Wesley, pp.211-212, 1993.
- [5] 이철주외, "대학물리학", 탐구당, p.438
- [6] Nakajima et al., "Apparatus for Actuating Objective Lens", U.S patent number 4863240.
- [7] Z. Rymuza, "Designing Miniature Plastic Bearings", Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 135-140, p.196, 1990.
- [8] Zygmunt Rymuza and Piotr Kowalski, "The Contact Pressure Distribution in the Friction Region of Miniature Journal Bearings", Wear, 116, pp.89-106, 1987.
- [9] TOSO SUSTEEL CO.,LTD, "'Susteel' Technical Bulletin", File No. 1, p10.
- [10] Robert F. Steidel, Jr, "An Introduction to

- Mechanical Vibration*", 보성문화사, pp. 221-224.
- [11] 최영석, "제 2회 산학연계를 통한 정보화교육 교재: 자동화(Compact Disc의 광기술)", 중소기업청, 전문대학중소기업기술협력회, 인덕전문대학 공동주최, 1997
- [12] 최영석, "와이어 부동형 CD 광학헤드용 2축 구동부 설계", 전자공학회논문지, 제 35권, T편, 제1호, pp 40-47, 1996
- [13] 최영석, "와이어 서스펜션형 광학픽업용 2축 구동부 설계", 인덕대학논문집, 제 20편, pp. 365-383, 1998
- [14] 최영석, "홀로그래프 레이저 다이오드를 이용한 박형 CD 광학픽업 설계", 전자공학회 교육 논문지, 제 11권, 2호, pp.88-97, 1997
- [15] 최영석외 25명, "4세대 고신뢰성 차량용 광픽업의 설계 및 제조기술", 국산 신기술, p.15, 1996

 저 자 소 개


崔 永 錫(正會員)

1962년 2월 15일생. 1985년 2월 부산대학교 기계설계학과 졸업. 1992년 8월 서울대학교 기계설계학과 공학박사. 1990년 2월 ~ 1997년 2월 (주)대우전자 OM 연구소 책임 연구원. 1997년 3월 ~ 현재 인덕대학 메카트로닉스과 조교수