

광디스크 픽업용 3 축 레버 구동기의 설계 및 해석

한창수*, 김수현**

Design and Analysis of a Lever actuator for the Optical Disk Pickup

Chang Soo Han*, Soo Hyun Kim**

ABSTRACT

Optical disk system aiming at fast data transfer rate and high-density recording requires the improvement in performance of the pickup head. Especially, the pickup actuator needs better linearity and stability. So, a lever actuator for optical disk is proposed. In this paper, the role of lever and its structure are discussed and the flexure hinge is introduced to enhance the precise movement. Using the Newton's method, the motion of equation for the lever actuator is obtained. The results are compared with the analysis results by the FEM (Finite Element Method) for the vibration and the magnetic field. Consequently, the lever actuator has the 2nd system characteristics in 3-axis moving directions and superior stability for the external vibration.

Key Words : Optical disk (광디스크), Pickup actuator (픽업 구동기), Lever actuator (레버 구동기), Flexure hinge (유연 힌지), FEM (유한요소법)

1. 서론

멀티미디어의 발달과 더불어 데이터 저장에 있어서 대용량화, 고속화에 대한 요구가 커지고 있으며, 저장 매체의 하나인 광디스크의 경우에 이 두 가지를 기본적인 개발방향으로 많은 연구가 진행중이다⁽¹⁾. 1990 년도 후반에 등장한 DVD (digital versatile disk)는 이를 반영한 광디스크 장치로서 디스크 1 장에 영화 1 편에 해당되는 동영상 을 저장하기 위해 기존 CD 에 비해 고밀도와 고 배속의 성능을 구현하였다⁽²⁾. 또한 CD-ROM (compact disk - read only memory)에서는 데이터 전송 속도를 올리기 위한 배속향상의 경쟁이 계속 되고 있다. 이 외에도 기록밀도를 높이기 위한 청

색레이저의 개발, 다중빔(multi-beam)을 이용한 고 배속에 관한 연구 등이 활발히 진행되고 있다. 또한 구동기 분야에서는 이에 대한 대응으로 HD-DVD 나 경사량을 능동적으로 보정하는 성능이 우수한 구동기의 개발에 관한 연구도 진행되고 있다⁽³⁾. 특히 고배속화 될수록 진동에 의한 영향을 최소화하기 위한 이송계와 회전계의 방진 및 제진에 관한 설계적 부담 및 비용이 점차 증가하고 있으며, 경사 방향에 대해서도 고밀도화가 진행될수록 능동적인 경사보정이 필요한 실정이다. 본 논문에서 제안한 외란에 대한 응답특성이 우수하고 경사량을 보상할 수 있는 레버 구동기를 통해 기존 구동기에 비해 배속 및 기록밀도를 더 높이는데 일조를 할 수 있으리라 판단된다.

☞ 2001 년 9 월 15 일 접수
* 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부
** 한국과학기술원 기계공학과

본 논문에서는 광디스크용 레버 구동기를 제안하였고, 이에 대한 이론적 해석 및 유한요소 해석을 수행하였다. 이 구동기는 기존에 사용되어 오던 구동기들의 장점인 고정밀 이송, 외란에 대한 안정성, 높은 가속도를 가지고 있으며, 경사에 대해 능동적으로 대처할 수 있는 구조이다.

2. 레버 구동기의 설계

2.1 기존의 광 픽업 구동기

광 디스크 장치에 사용되는 구동기로는 지지 방법에 따라 크게 외팔보 방식과 축 회전 방식으로 나눌 수 있다. 외팔보 방식은 대물렌즈를 포함하는 가동부가 고정단과 스프링 방식으로 지지한 것이며, 축회전 방식은 축을 중심으로 상하 운동과 회전 운동을 하는 것이다. Fig. 1 은 각각 외팔보 방식의 대표적인 구동기인 4-wire 구동기와 축회전 구동기의 대표적인 구동기를 보여준다.

광 픽업 구동기에 있어서 디스크의 고밀도화에 따라 향상되어야 할 성능 변수로는 경사량과 구동 선형성을 들 수 있다. 고밀도화 될수록 디스크의 경사량에 대한 수차(Aberration)가 크게 발생

하므로 이에 대한 보정이 필요하며, 좁아진 트랙 간격을 추종하기 위한 추종 정밀도가 높아지기 때문에 구동기의 선형성도 향상되어야 한다.

그리고 고배속화에 따라 개선되어야 할 성능으로는 외란에 대한 안정성 및 구동 가속도이다. 디스크의 회전속도가 올라가면 이송계 전체에 전달되는 진동이 커지게 되며, 탐색 시간(access time)을 줄이기 위한 피드 모터(feed motor)의 고속 이송도 구동기의 입장에서는 외란의 증가 요인이 된다 그리고 디스크의 회전 속도가 높아지면 디스크의 흔들림 가속도가 커지기 때문에 이를 추종하기 위해서는 구동기의 가속도도 그에 맞게 커져야 한다. 이러한 4 가지의 설계변수는 고밀도 및 고배속용 광 픽업 구동기를 설계하는 데 있어서 유용한 설계 및 평가 기준이 될 수 있다⁽⁴⁾.

이 네 가지 성능 변수의 관점에서 기존의 대표적인 외팔보 방식의 구동기인 4-wire 구동기와 축회전 구동기의 성능을 표 1 에 나타내었다. 측정에 사용된 픽업 구동기는 CD-ROM 20 배속에 채용된 상용 제품이다.

Table 1 Performance comparison between 4-wire and rotary-axis actuators

측정항목	4-wire 형		축 회전형	
	focusing	tracking	focusing	tracking
구동가속도(G/A)	31.0	22.1	41.3	30.0
최소선형성 (μm)	<0.05	<0.03	0.7	1
경사량 ($^\circ$)	>0.2	>0.2	<0.05	<0.05
진동전달률 (Hz)	4	43	4	>1
	4		9	000

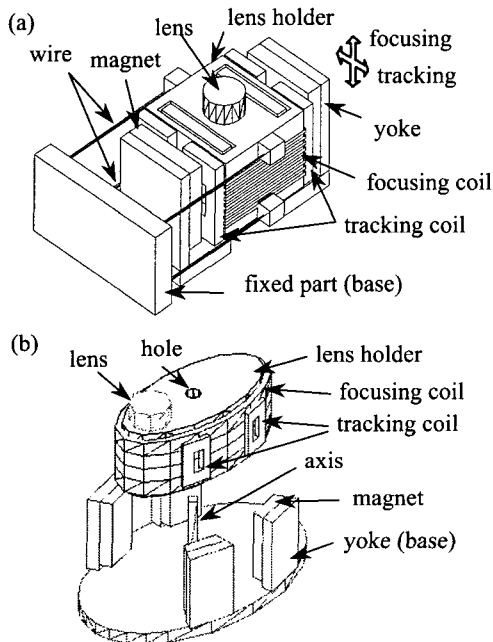


Fig. 1 The kinds of pickup actuator (a) 4-wire type (b) rotary and axis type

두 구동기에서 4-wire 방식은 구동 선형성에 있어서 확실한 우위에 있으며, 축 회전의 경우는 외란 안정성과 경사량 측면에서 비교 우위에 있다. 위 두 구동기에 대한 상세한 정량적인 비교는 이전의 연구에서 소개하였다⁽³⁾. 결과적으로 고밀도 및 고배속을 추구하는 차세대 광디스크용 구동기로서 위의 두 구동기는 매우 불리한 구조임을 보여주고 있다. 이 외에도 조립성, 원가 등 비교할 항목이 더 있지만 각 제조회사의 축적된 기술력, 지적 재산권 등을 고려하여 선정하게 된다. 대체적으로 고배속의 경우는 축 회전형이 유리하고, 고밀도의 경우는 4-wire 형이 유리하다고 할 수 있

다. 이 외에도 축회전 구동기는 포커싱 및 트랙킹 방향의 구동이 서로 다른 지지 방식에 의해 구동되므로 연성이 매우 적게 일어나지만, 4-wire 나 레버 구동기는 하나의 스프링으로 포커싱과 트랙킹의 두 구동을 동시에 담당하므로 상대적으로 연성 특성이 저하될 수 있다. 레버 구동기는 이러한 연성을 최소화하기 위해 포커싱의 자기회로와 트랙킹 자기회로를 분리하여 연성 효과를 최소화 하였다.

2.2 레버구동 방식과 기본 구조

레버 구조는 Fig. 2 와 같이 사용되는 주요 목적이 변위를 확대하거나 힘을 증폭하기 위한 것이다. 특히 피에조(piezo) 구동기와 레버 구조를 이용한 변위 확대 기구는 산업계의 여러 장치에 많이 적용되었다^{(5),(6)}. 그러나 피에조 구동기는 히스테리시스, 작은 구동범위, 고전압 구동 등 아직까지 저가의 상용화 제품에 적용하기에는 어려움이 많다. 이러한 피에조 구동기의 변위확대를 위해 사용되는 레버 구조와 코일-자석을 이용한 구동 방식인 VCM(voice coil motor)를 결합한 구조가 레버 구동기이다.

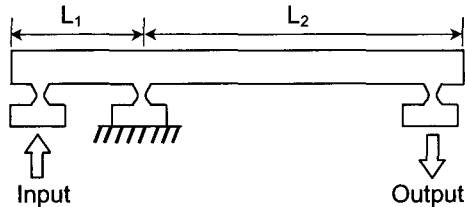
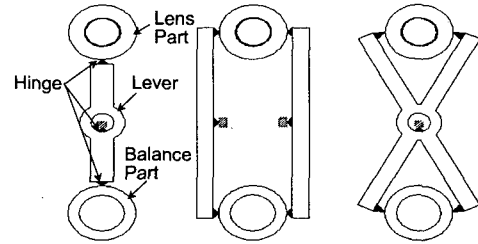


Fig. 2 The moving principle of a lever structure

광디스크용 픽업 구동기용으로 사용되는 레버 구동기의 주 목적은 변위 확대보다는 외란에 대한 안정성과 구동 선형성을 동시에 향상시키기 위한 것이다. 본 논문에서 고려한 구조는 Fig. 2 에서 $L_1=L_2$ 인 경우이다. 이 때 일반적으로 입력단의 변위가 손실 없이 출력단으로 전달되기 위해서는 연결부의 강성이 매우 커야 한다. 그리고 구동기 전체의 구동 강성은 작아야 하므로 입력단과 출력단 그리고 중앙의 고정단에서는 연성이 큰 탄성 힌지 (elastic hinge)를 사용한다. Fig. 3 은 레버의 개수에 따른 구성 가능한 광 디스크용 픽업 구동기의 개략도를 보여준다. 비대칭인 다른 형태는 불요공진 (undesired vibration)을 일으킬 수 있는 가능성이 크므로 구조적으로 안정되고 대칭인 구조를 가지는

양팔형이 광디스크용에 가장 적합한 구조로 판단 된다.



(a) 일자형 (b) 양팔형 (c) X 자형

Fig. 3 Topology of the lever structure

Fig. 4 는 양팔형의 경우에 대해 레버와 힌지의 여러 가지 연결 방법들을 보여준다. 이 세가지 배치 방식은 구동기가 2 축으로 구동할 때, 힌지 부분에서 받는 모멘트나 힘의 방향이 달라지게 되는 것 이외에는 큰 차이가 없다. 따라서 이 세가지는 모두 광 디스크용 구동기의 레버 배치 방식으로 적용 가능하다고 볼 수 있다.

다음은 각 레버에 달려있는 힌지의 종류에 관한 것이다.

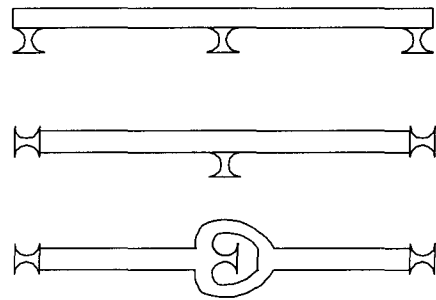


Fig. 4 Arrangement between the lever and the hinge

레버가 탄성 힌지의 종류에 따라 어떤 특성을 가지는 지에 관한 많은 연구가 진행되어 왔다⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾. Fig. 5 는 많이 사용되어지는 힌지의 종류를 나타낸 것이다. 이 그림에서 최소 폭(t)가 동일하다고 가정할 때, (a)에서 (d)의 형태로 갈수록 유연성 (flexibility)이 점차 줄어들고 정밀도(accuracy)는 반대로 향상된다⁽⁹⁾. 이렇게 Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5 에서 제시한 여러 배치 방법에 따라 조합하면 많은 형태의 레버 구동기를 구성할 수 있다. 이 중에서

본 논문에서는 광 디스크용 구동기에서 중요한 구동 안정성, 대칭성, 정밀도 특성을 고려하여 양팔형, E type, 원형(right circle) 힌지를 선정하였다.

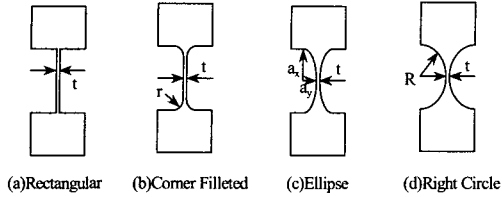


Fig. 5 The kinds of flexure hinge

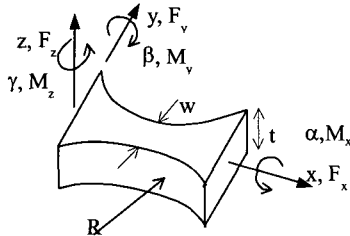


Fig. 6 Definition of the symbol in flexure hinge

Fig. 6 과 같은 원형힌지에 가해지는 힘에 대한 컴플라이언스(compliance)는 Paros 의 식에 의해 다음과 같이 주어진다^{(6),(7)}.

$$c_x = \frac{\Delta\alpha}{M_x} = \frac{1}{M_x} \int_0^R \frac{M_x(x)dx}{GJ_x(x)} \cong \frac{1}{Gt^2wk_1} f_1(\delta) \quad (1)$$

$$c_z = \frac{\Delta\gamma}{M_z} = \frac{1}{M_z} \int_0^R \frac{M_z(x)dx}{EI_z(x)} \cong \frac{12}{Ew^2t} f_1(\delta) \quad (2)$$

이때,

$$f_1(\delta) = \frac{1}{(2+\delta)^2} \left[\frac{3+4\delta+2\delta^2}{2(1+\delta)} + \frac{3(1+\delta)}{\sqrt{\delta(2+\delta)}} \tan^{-1} \sqrt{\frac{2+\delta}{\delta}} \right]$$

t: hinge height, w: hinge thickness, R: hinge radius
E: elastic modulus, G: shear modulus, k₁: geometric related constant depending on the ratio t/w

주어진 컴플라이언스는 레버 구동기의 운동방정식에서 등가강성을 구하는데 사용될 것이다.

2.3 레버 구동기의 개념 설계

광디스크용 레버 구동기를 설계하기 위해서는 위의 지지(suspension) 구조와 더불어 자기 회로의 구조를 구상해야 한다. 자기회로는 Fig. 7 과 같이

구성하였다.

Fig. 8 은 제안된 자기회로와 레버의 지지구조를 포함하는 광디스크용 구동기의 개념도이다.

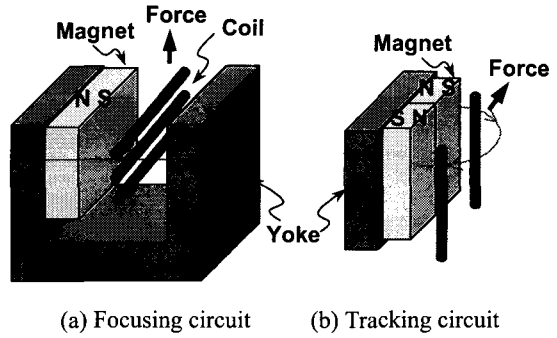


Fig. 7 The magnetic circuit of the lever actuator

실제된 구동기는 4 개의 포커싱 코일과 4 개의 트래킹 코일, 4 개의 레버와 각 레버에 3 개의 원형 힌지를 가진 구조이다. 그리고 렌즈를 구동하는 렌즈부에 대해 반대편에도 중량 평형 및 가공의 용이성을 위해 같은 형상의 구동부를 배치하여 대칭적인 구조를 가지도록 설계하였다.

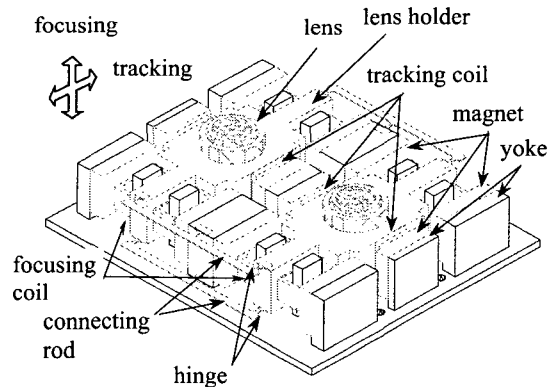


Fig. 8 Concept design of the lever actuator

구동 방법은 한쪽 렌즈부의 포커싱 코일에 전류를 가해서 렌즈부가 위로 구동할 때, 반대편의 구동부는 아래방향으로 구동하게 된다. 트래킹 방향도 마찬가지로 한쪽 렌즈부가 오른쪽으로 이동하면 반대편 구동부는 왼쪽으로 구동하게 된다. 마찬가지로 렌즈부가 시계방향으로 회전구동하게 되면, 반대편 구동부는 반시계방향으로 회전 구동하게 된다. 이 레버 구동기는 세 축에 대해 완벽하게 대칭적인 시소 방식으로 구동하도록 구성되

어 있다. 경사방향으로 구동할 때는 렌즈부의 두 포커싱 코일이 서로 반대 위상으로 입력이 가해지며, 반대편도 마찬가지로 반대위상으로 입력이 가해져서 회전구동기 가능하게 된다. 이를 위해 렌즈부에 2 개, 발란스부에 2 개의 포커싱 코일을 장착하였다. 이 두 구동부의 중앙부는 지렛대와 고정 되어있다. 이 때, 연결 부재(connecting rod)의 강성이 힌지에 비해 상대적으로 크게 하기 위해서는 연결 부재의 폭과 두께를 적절히 선택하면 된다.

3. 레버 구동기의 해석

3.1 레버 구동기의 이론적 해석

이론적 해석의 목적은 레버 구동기의 동역학적 운동 방정식을 유도하고, 특히 구동기의 강성에 대한 정확한 해석식을 유도해서 시행착오를 줄이고 설계시의 자유도를 넓히기 위한 것이다. 해석하고자 하는 레버 구동기의 개념도는 Fig. 9 와 같다.

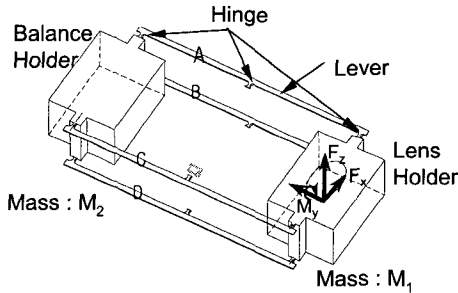


Fig. 9 Diagram of the lever actuator

제시된 레버 구동기가 2 축으로 구동한다고 할 때, 각 축 방향은 서로에 대해 상사성(similarity)를 가지고 있으므로 포커싱 방향에 대해서만 구동기의 운동 방정식을 구하고자 한다.

Fig. 6 에서 보여준 힌지에 대해 설계상의 한계를 정하기 위해 최대 응력이 발생하는 지점에서의 응력에 대한 식을 다음과 같이 구하였다.

각 방향에 대한 최대응력은 원형 힌지의 경우 폭이 가장 좁아지는 부분에서 일어나며, 이때 두 방향에 대해 다음과 같은 식으로 주어진다.

$$[z \text{ 방향 bending}] \quad (\sigma_{\max})_z = \frac{6M_z}{tw^2} \quad (3)$$

$$[x \text{ 방향 twisting}] \quad \tau_{\max} = \frac{M_x}{k_2 tw^2} \quad (4)$$

이 때, k_2 는 힌지 부분의 기하학적 형상에 따라 결정되는 계수이다. 이 최대응력은 선정된 힌지 재료의 허용응력을 넘지 않도록 설계되어야 한다.

이 구동 시스템을 해석하기 위해서 구동부의 회전량은 없으며, 홀더 부분의 강성은 매우 크다고 가정하였다. 한 방향의 홀더에 대한 힘과 모멘트의 자유도(freebody diagram)은 Fig. 10 와 같이 주어지며, 각각 모멘트 평형과 힘 평형 조건에 의해 다음 식을 구할 수 있다.

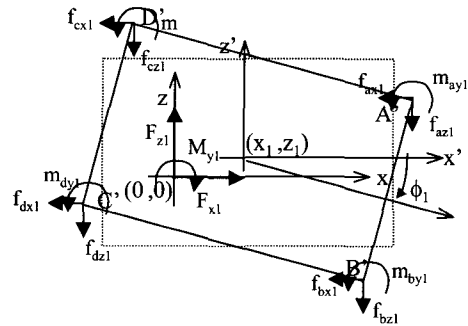


Fig. 10 Freebody diagram of the lens holder

$$\begin{aligned} \sum M_o &= J_{y1} \ddot{\phi}_1 \\ &= M_{y1} - (m_{ay1} + m_{by1} + m_{cy1} + m_{dy1}) - (V - H\phi_1)f_{ax1} \\ &\quad + (V + H\phi_1)f_{bx1} - (V + H\phi_1)f_{cx1} + (V - H\phi_1)f_{dx1} \\ &\quad + (H + V\phi_1)f_{az1} + (H - V\phi_1)f_{bz1} - (H + V\phi_1)f_{cz1} \\ &\quad - (H - V\phi_1)f_{dz1} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\sum F_x = M_1 \ddot{x}_1 = F_{x1} - (f_{ax1} + f_{bx1} + f_{cx1} + f_{dx1}) \quad (6)$$

$$\sum F_z = M_1 \ddot{z}_1 = F_{z1} - (f_{az1} + f_{bz1} + f_{cz1} + f_{dz1}) \quad (7)$$

여기서 f 는 내력(internal force)을 나타내며, F, M 은 외력을 나타낸다. 침자 1 은 첫번째 홀더임을 표기한 것이다.

다음은 하나의 레버에 대한 자유도(freebody diagram)를 Fig. 11 에 나타내었다. 이와 같이 레버의 연결부분을 강체(rigid)라고 놓지 않고 유연하다고 한 것은 실제 레버를 제작할 때, 연결부재의 두께를 정할 기준을 마련하기 위한 것이다. 이상적으로 레버의 연결부분이 강체라고 하면 렌즈 홀더의 구동력이 전부 발란스 홀더에 전달되지만 실제로는 레버의 연결부재가 유연하기 때문에 변위나 힘의 전달에서 손실이 발생한다. 따라서 이 부분에 대한 해석을 통해 레버의 연결부재에 대한 설계 변수를 찾고자 하는 것이다.

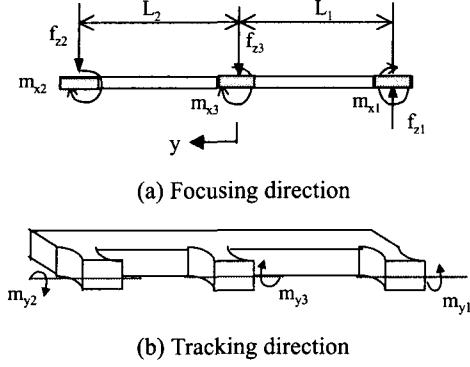


Fig. 11 Freebody diagram of the lever

이 레버에 대해서 힘 평형 및 모멘트 평형을 고려하여 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\sum F_z = f_{z1} - f_{z2} - f_{z3} = 0 \quad (8)$$

$$\sum M_0 = L_1 f_{z1} + L_2 f_{z2} - m_{x1} - m_{x2} - m_{x3} = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_0 = m_{y1} - m_{y2} - m_{y3} = 0 \quad (10)$$

이 때, f_{z1}, f_{z2}, f_{z3} : 레버의 각 위치에서 받는 힘의 크기, m_{x1}, m_{x2}, m_{x3} : 레버의 각 위치에서 받는 모멘트의 크기, m_{y1}, m_{y2}, m_{y3} : 경사방향으로 구동할 때 레버가 받는 모멘트의 크기를 나타낸다.

위 레버에서의 구속 조건은 다음과 같다.

$$\theta_{z1} = \theta_z(-L_1) = \frac{m_{x1} L_1}{EI_x} - \frac{L_1^2 f_{z1}}{2EI_x} + \theta_{z0} = -c_{x1} m_{x1} \quad (11)$$

$$\theta_{z2} = \theta_z(L_2) = \frac{m_{x2} L_2}{EI_x} - \frac{L_2^2 f_{z2}}{2EI_x} + \theta_{z0} = -c_{x2} m_{x2} \quad (12)$$

$$\theta_{z0} = \theta_z(0) = -c_{x3} m_{x3} \quad (13)$$

이와 같이 구속조건과 주어진 평형방정식을 미지수에 대해 연립하여 풀면 다음과 같은 운동 방정식을 구할 수 있다. 여기서 트랙킹 방향은 포커싱 방향과의 상사성으로 간단히 변수들을 대입해 구할 수 있다.

(포커싱방향)

$$\text{Lens: } M_1 \ddot{z}_1 + K_{z11} z_1 + K_{z12} z_2 = F_{z1} \quad (14)$$

$$\text{Balance: } M_2 \ddot{z}_2 + K_{z21} z_1 + K_{z22} z_2 = F_{z2} \quad (15)$$

이 때, $K_{zij} = 4k_{zij} \quad (i=1,2, j=1,2)$

(트랙킹방향)

$$\text{Lens: } M_1 \ddot{x}_1 + K_{x11} x_1 + K_{x12} x_2 = F_{x1} \quad (16)$$

$$\text{Balance: } M_2 \ddot{x}_2 + K_{x21} x_1 + K_{x22} x_2 = F_{x2} \quad (17)$$

이 때, $K_{xij} = 4k_{xij} \quad (i=1,2, j=1,2)$

(경사방향)

$$\text{Lens: } J_{y1} \ddot{\phi}_1 + (K_{y11} + VK_{x11} + HK_{z11}) \phi_1 + (K_{y12} + VK_{x12} + HK_{z12}) \phi_2 = M_{x1} \quad (18)$$

$$\text{Balance: } J_{y2} \ddot{\phi}_2 + (K_{y21} + VK_{x21} + HK_{z21}) \phi_1 + (K_{y22} + VK_{x22} + HK_{z22}) \phi_2 = M_{x2} \quad (19)$$

이 때, $K_{yij} = 4k_{yij} \quad (i=1,2, j=1,2)$

전체적으로 레버 2 차 시스템으로 운동 방정식이 모델링 되며 이것은 픽업 구동기용으로 적합한 역학적 구조이다.

다음으로 레버 구동기의 베이스 부분에서 가진 했을 때의 진동 전달률에 대해 구하였다. Fig. 12 는 가진 시의 레버 구동기의 자유도를 나타낸다.

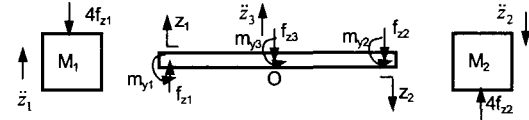


Fig. 12 Freebody diagram in the case of base vibration

각각의 홀더에 대한 운동 방정식을 이용해 라플라스 변환 (Laplace Transform)을 통한 전달함수를 구하면 다음 식과 같이 구해진다.

$$\frac{Z_1}{Z_3} = \frac{(M_1 s^2 + K_{z22})(K_{z11} - K_{z12}) - K_{z12}(K_{z21} - K_{z22})}{(M_1 s^2 + K_{z11})(M_2 s^2 + K_{z22}) - K_{z12} K_{z21}} \quad (20)$$

$$\frac{Z_1}{Z_3} = \frac{(M_1 s^2 + K_{z11})(K_{z21} - K_{z22}) - K_{z21}(K_{z11} - K_{z12})}{(M_1 s^2 + K_{z11})(M_2 s^2 + K_{z22}) - K_{z12} K_{z21}} \quad (21)$$

이 때, $s = -jw$ 이고, w 는 고유진동수를 나타낸다.

이상적인 경우, 즉 레버의 연결 부분의 강성이 무한대인 경우에는 $Z_1/Z_3=1, Z_2/Z_3=1$ 이 되어 레버 구동기가 외부 진동에 대해 영향을 받지 않는 성능을 가지게 된다. 그러나 레버의 강성이 바뀌면 진동전달률의 1 차 공진주파수도 달라지게 되어 외란에 대한 레버 구동기의 성능이 변하게 된다.

3.2 레버 구동기의 설계변수 해석

광 픽업 구동기는 여러 가지 조건에 의해 구동 성능이 다르게 설계되어야 한다. 휴대형 광 저

장기기의 경우는 높이와 소비 전력이 가장 중요하며, 독립형(stand-alone)의 경우는 가격이 가장 중요한 설계 변수가 된다. 그리고 광디스크의 회전속도와 디스크의 기록밀도에 따라 광 픽업 구동기는 각각 다른 성능을 가져야 한다.

Table 2 Specifications of Be-Cu (C1720-1/4HM)

Description	Abbreviation	Value
Elastic Modulus	E	$1.1 \times 10^5 [\text{N/mm}^2]$
Density	ρ	$8.23 [\text{g/cm}^3]$
Poisson's ratio	ν	0.3
Tensile Strength	σ_t	$1205 [\text{N/mm}^2]$
Yield Strength	σ_y	$895 [\text{N/mm}^2]$

따라서 해석한 결과를 통해 구동기의 각 설계 변수와 성능과의 관계를 살펴볼 필요가 있다. 이 해석을 위해 사용된 스프링(Be-Cu)의 물성치는 다음과 같다.

Fig. 13 은 포커싱 방향에 대해 설계변수와 구동기의 1 차 공진 주파수와와의 관계를 나타낸 것이다. 해석 결과 포커싱 및 트래킹에 대해 1 차 공진 주파수에 가장 민감한 설계변수의 순서대로 나열하면 다음과 같다.

$$\text{Focusing: } w > t > L > R > b > t_e \quad (22)$$

$$\text{Tracking: } w > L > t > R > b \approx t_e \quad (23)$$

이 때, t_e 는 레버의 연결부분의 보강재의 두께이고, L 은 레버의 길이이다. 이것은 힌지의 형상이 픽업 구동기를 설계하는 데 가장 민감한 설계 변수임을 보여준다.

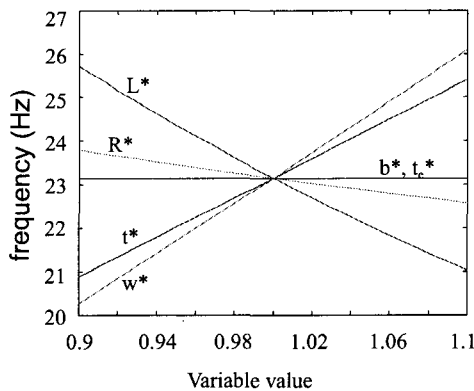


Fig. 13 Sensitivity analysis of dimensionless variables

Fig. 14 는 광픽업 구동기의 기본 성능을 고려한 설계 변수를 선정했을 때의 포커싱의 주파수 응답특성을 나타낸 것이다.

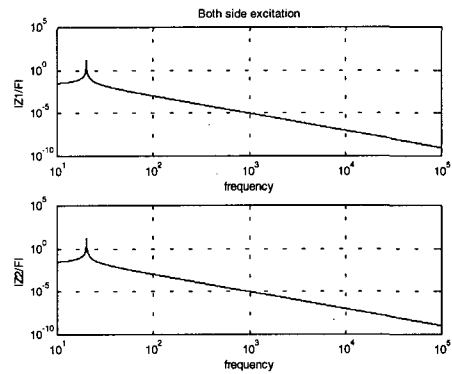


Fig. 14 Frequency response plot of the lever actuator

트래킹 및 경사 방향도 Fig.14 와 같은 특성을 가진다. 즉, 레버 구동기는 이 세 구동방향에 대해 1 차 공진 주파수가 100Hz 미만에 있는 2 차 시스템의 특성을 가지고 있다.

다음으로 실제 힌지를 제작했을 때의 적절한 크기를 고려하여 힌지의 형상 변화에 따른 최대응력이 재료의 허용 응력을 초과하는지의 여부를 해석하였고, 그 결과를 Fig. 15 에 나타내었다. 이 때 해석의 기준 변수는 t, w 와 같이 구동기에 가장 민감한 영향을 미치는 변수로 정하였다. 해석한 결과 힌지에 걸리는 최대 응력은 최대의 t, w 에 대해 허용응력의 1/10 수준이므로 설계에 무리가 없을 것으로 판단된다.

또한 레버 구동기는 외란에 대해 구조적으로 안정된 특성을 지니고 있으며, 이를 검증하기 위

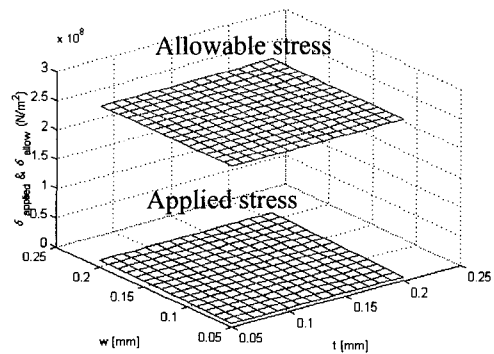


Fig. 15 b & t Vs. applied stress & allowable stress

해 Fig. 16 에서 레버 구동기의 외란에 따른 진동 전달률을 나타내었다. 진동 전달률의 1 차 공진 주파수까지는 외란에 대해 안정된 동특성을 가지게 되는데, 연결부재의 두께가 증가함에 따라 레버의 연결부분의 강성이 커지므로 진동전달률의 1 차 공진 주파수가 올라가게 된다.

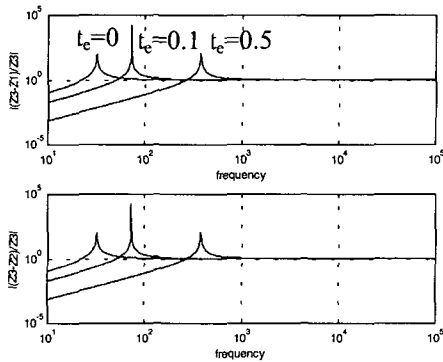
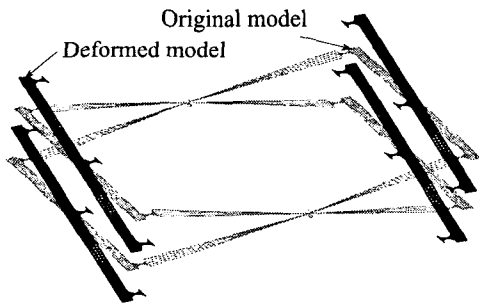


Fig. 16 Transmissibility of the lever actuator

(a) Focusing mode shape



(b) Tracking mode shape

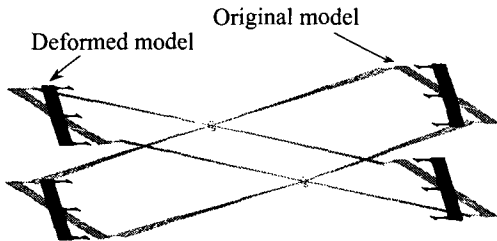


Fig. 17 1st and 2nd mode shapes in E type

이는 기존의 광 픽업 구동기가 자신의 1 차 공진주파수와 진동전달률의 1 차 공진주파가 항상 일

치하여 진동전달률만을 높일 수 없는 구조인데 반해 레버 구동기는 1 차 공진 주파수를 고정해 놓고, 진동전달률의 1 차 공진주파수를 원하는 데까지 높일 수 있으므로 외란에 강한 구조임을 보여 주는 것이다.

3.3 레버 구동기의 FEM 진동 해석

레버 구동기의 이론적 해석의 타당성 검증 및 주요한 설계 변수의 변화에 따른 성능 결과를 파악하기 위해 다음과 같이 IDEAS 를 이용해서 유한요소해석을 수행하였다.

구동기의 진동 해석의 주 내용은 구동중심과 중량의 중심의 위치를 일치시켜 불필요한 공진이 발생하지 않게 하기 위한 중량 해석, 구동기의 감도 및 강성을 결정하는 1 차 공진 주파수와 1kHz 이내의 공진 주파수에 대한 해석 및 홀더와 렌즈, 코일로 구성된 가동부의 고유진동수를 통한 10kHz 이상의 불필요한 공진의 위치에 대한 해석을 들 수 있다. 이 중에서 홀더의 공진주파수는 상용화 시에 필요한 성능이므로 여기서는 중량해석과 지지 스프링의 고유진동수에 대한 해석을 주로 하였다.

해석에 사용된 모델은 홀더를 점질량(Lumped mas)화하여 처리하였으며, Fig. 17 에 나타내었다. 구해진 모드는 각각 포커싱과 트래킹 방향으로의 이송을 나타내는 것이며, 적절한 성능 수준에 있음을 알 수 있다. 해석은 앞의 논문에서 보여준 T type, I type, E type 의 세 종류에 대해 기본적인 1 차 공진 주파수에 대해 해석 하였으며, 이를 이론적 해석결과와 비교하여 Table 3 에 나타내었다.

Table 3 1st resonance frequencies in several types (Hz)

	E type	I type	T type	해석값
Focusing	23.37	22.02	23.66	23.1
Tracking	41.63	41.25	40.69	40.7
Tilting	79.9	78.2	78.8	78.3

해석결과 힌지의 배치에 따른 1 차 공진주파의 변화는 거의 없었으며, 이론적인 해석값과도 일치함을 알 수 있었다. 그러나 I type 의 경우는 구조적 형상 때문에 1kHz 안에서 더 많은 공진 모드가 발생하므로 실제 적용 시에는 불필요한 공진이 더 많이 발생할 여지가 있다. 해석값과 구동부의 중

량은 코일, 렌즈를 포함해서 2.514g 이며, 구동부의 중심과 중량 중심은 가공차(0.01mm)이내에서 일치하도록 설계하였다.

3.4 레버 구동기의 전자기장 해석

앞의 논문에서 설계한 자기회로에 대한 해석을 위해 유한요소법을 이용한 전자기장 해석을 MAXWELL 을 이용하여 수행하였다. 이 해석의 목적은 코일에 의해 발생하는 힘의 크기와 구동부가 힘을 받는 위치에서의 전자기장의 균일한 분포를 얻기 위한 형상 설계에 있다. Fig. 18 은 포커싱 자기회로의 자기력 분포(magnetic field)를 나타낸 것이다. 자석과 코일에 의해 힘을 받는 부분에서 균일한 자속분포(등고선)를 나타내고 있음을 알 수 있다. 포커싱 및 트래킹 방향으로 코일에 각 15Ampere-turns 과 8Ampere-turns 이 가해질 때, 코일에 의해 발생하는 힘을 Table 4 에 나타내었다. x 는 트래킹, z 는 포커싱 방향을 나타내며, 자신의 구동 방향이외의 방향으로 0.1%이하의 힘이 발생하므로 문제가 되지 않는다.

Table 4 Force analysis by the magnetic circuit (Unit: Newton)

	F_x	F_y	F_z
Focusing	9.44×10^{-5}	2.26×10^{-5}	-5.21×10^{-2}
Tracking	4.05×10^{-2}	1.25×10^{-5}	4.02×10^{-6}

코일이 처음 위치로부터 구동영역의 범위 안에서 움직일 때, 코일에 의해 발생하는 힘의 변화는 1%이하인 것으로 나타났으며, 설계된 자기회로가 포커싱과 트래킹이 공간적으로 분리되어 있기 때문에 서로에 대한 상호영향은 없으므로 구동 범위안에서 선형적인 구동이 가능하다.

4. 결론

기존 구동기의 장점을 결합한 3 축 레버형 구동기를 제안하였다. 이 레버형 구동기는 마찰이 없이 구동하므로 구동 선형성이 우수하고, 중량 평형된 구조를 가지고 있으므로 외부의 외란에 대해 안정된 구조를 가지고 있다. 또한 구동 가속도와 경사량 측면에서도 설계에 따라 기존의 구동기에 비해 우수한 성능을 낼 수 있도록 고안되어 있다. 본 논문에서는 이러한 레버 구동기의 가능한 여러 구조들을 제시하고, 제시된 것을 조합하여 광디스크

크용 픽업 구동기로서의 가능성을 검토하였다.

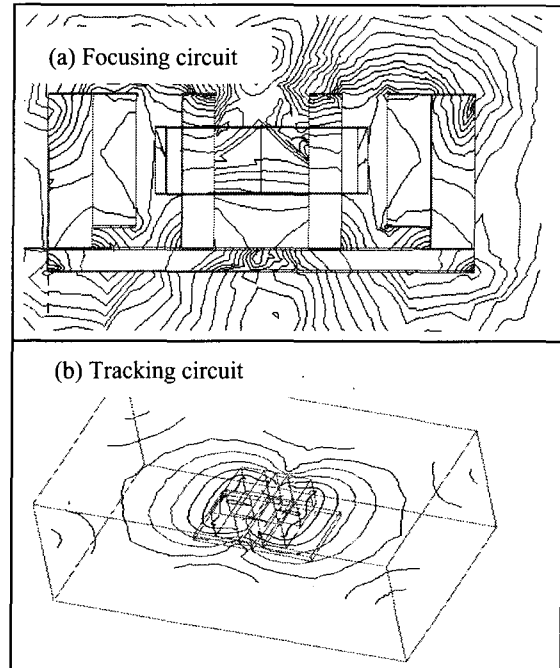


Fig. 18 Analysis results of the magnetic circuits

그리고 이 레버 구동기를 이론적으로 모델링하였으며, 각각 홀더부와 가이드부에 대해 newton's method 를 이용해 운동방정식을 유도하였다. 또한 고정부에서 들어오는 진동에 대한 모델을 세우고 진동전달률을 구하였다. 그 결과 레버 구동기는 3 축 방향으로 2 차 시스템의 특성을 가지며, 레버의 연결부재의 강성에 따라 1 차 공진 주파수와 상관 없이 진동전달률의 1 차 공진주파수를 높일 수 있음을 알 수 있었다.

또한 레버 구동기의 해석 모델과 유한요소법을 이용한 진동해석을 통해 이론과 해석의 결과가 상호 일치함을 알 수 있었고, 이를 통해 이론적인 수식의 타당성을 검증할 수 있었다. 또한 유한요소법을 이용해 전자기장을 해석하여 코일에 의한 전자기력을 구하였고, 그 잔류 힘과 비선형성의 정도를 평가하였다. 추후로 이론적 유도와 유한요소해석을 기초로 설계된 레버 구동기의 시제품을 제작하여 그 성능을 평가하고 상용화로서의 가능성을 살펴볼 것이다.

참고문헌

1. S. Saegusa and S. Yoshida, "Mechatronics in optical head mechanism," *Int. J. Japan Soc. Prec. Eng.*, Vol. 31, No.3, pp. 172 -176, 1997.
2. Masahara T. et al., "Special report (DVD vies with VOD)," *NIKKEI Electronics*, pp. 50 - 50, May 1990.
3. 한창수, 김수현, "차세대 광픽업 구동기를 위한 설계변수," *한국정밀공학회지*, 제 18 권, 1 호, pp. 82-88, 2001.
4. 송태선, 이문도, 전홍걸, 박노철, 박영필, "광 정보저장장치의 기술동향," *한국정밀공학회지* 제 18 권, 제 4 호, pp. 25-36, 2001.
5. T. Tojo, K. Sugihara, "Piezoelectric-driven turntable with high positioning accuracy(1st repost) – operation principle and basic performance," *Bull., JSPE*, Vol. 23, No. 1, pp. 67-71, 1989.
6. F. E. Scire and E. C. Taegue, "Piezodriven 50- μ m range stage with subnanometer resolution," *Int. J. Japan Soc. Prec. Eng.*, Vol. 25, No. 4, pp. 315-320, 1991.
7. J. M. Paros and L. Weisbord, "How to design flexure hinge," *Machine Design*, No. T-27, pp151-157, 1965
8. R. Yang, M. Jouaneh, and R. Schwiezer, "Design and characterization of a low profile micropositioning stage," *J. Precision Eng.*, Vol. 20, pp. 20-29, 1996.
9. W. Xu and T. King, "Flexure hinges for piezoactuator displacement amplifiers: flexibility, accuracy, and stress considerations," *J. precision Eng.*, Vol. 19, No.1, pp. 4-10, 1996.