

<논 문>

고밀도 기록용 광픽업의 정밀 액추에이터 동특성 연구

A Study on Dynamic Characteristics of a Precise Actuator
for the High Density Optical Recording Pick-Up

김석중* · 이용훈* · 손용기* · 이철우* · 임경화**

Seok-Jung Kim, Yong-Hoon Lee, Yong-Ki Son, Chul-Woo Lee and Kyung-Hwa Rim

(1997년 7월 31일 접수 ; 1997년 12월 16일 심사완료)

Key Words : Optical Pick-Up, Actuator, FEM, Dynamic Analysis, Magnetic Analysis, Sensitivity Analysis

ABSTRACT

A Precise actuator in the optical pick-up of a DVDR/P(Digital Video Disk Recorder/Player) is required to control position accurately. Therefore, in order to develop a reliable actuator, dynamic characteristics of each part in an actuator should be examined closely. This paper presents systematic design process of an actuator using various analysis methods to confirm fundamental capability and solve performance problems related to dynamic characteristics of an actuator beforehand. Particularly, sensitivity analysis is presented through the program using mass moment of inertia and general equations of rigid body. Through the result of sensitivity analysis, important inferiority causes of actuator are selected and reduced. In the end, dynamic characteristics of manufactured actuators are improved considerably.

1. 서 론

미래 정보화 시대에서 중추적인 역할을 할 광관련 멀티미디어 장비들은 최근 관련 산업계에서 주목을 받기 시작하고 있고 특히 기존 VTR(Video Tape Recorder)시장을 대체할 차세대 DVDR/P(Digital Video Disk Recorder/Player)는 기술전쟁이라고 할 정도로 선진 기업의 연구가 치열해지고 있다⁽¹⁾.

DVDR/P 시스템에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 필요한 정보들을 레이저빔을 이용한 광학신호로 바꾸어 광디스크에 기록, 재생하는 광픽업이 절대적

으로 필요하게 된다^(2,3). 그런데 광픽업의 위치추종 기구인 액추에이터는 다양한 환경조건에 따른 광디스크의 흔들림을 보정하기 위해 정확한 위치추종($\pm 0.5\mu\text{m}$ 오차 이내)을 할 수 있는 성능이 요구되며 서보의 특성상 20kHz 이하에서 불필요한 모우드가 가진되지 않는 정밀부품이어야 하므로 액추에이터 각 부품의 동적인 특성을 명확히 규명할 필요가 있다. 특히 기존 CDP(Compact Disc Player), LDP(Laser Disc Player)의 액추에이터에 비해 디스크의 회전 선속도의 증가와 고개구수(high numerical aperture) 대물렌즈를 사용해야 하는 DVDR/P에서는 정밀한 액추에이터가 요구된다.

따라서 본 연구에서는 우선 액추에이터 각 부품과 가동부 전체의 중량해석, 응력 및 진동해석을 통해 동특성을 조사하였다⁽⁴⁾. 그리고 액추에이터의 중요

* 삼성전자주식회사 기술총괄 DVD개발팀

** 정희원, 한국기술교육대학교 제어기계공학과

한 기본성능중 하나인 구동감도 확보여부를 검토할 필요가 있기 때문에 자기회로 부분에 대한 해석을 구하였다. 구조해석에는 유한요소법 프로그램인 ANSYS/Mechanical 5.3을 이용하였고 자기회로 해석에는 ANSYS5.0을 이용하였다. 그리고 액추에이터에서는 가동부와 자기회로 등 하위부품을 조립하는 과정에서 발생하는 조립오차로 인해 불필요한 공진과 회전현상이 야기될 수 있으므로 동특성 및 문제점 파악을 위한 민감도 분석이 필요하다. 본 연구에서는 가동부의 관성 모멘트값과 강체에 대한 일반식을 이용한 자체 프로그램을 작성하여 불필요한 공진과 회전량에 대한 민감도 분석을 구하였다.

이와같은 과정을 통해 구해진 설계값을 바탕으로

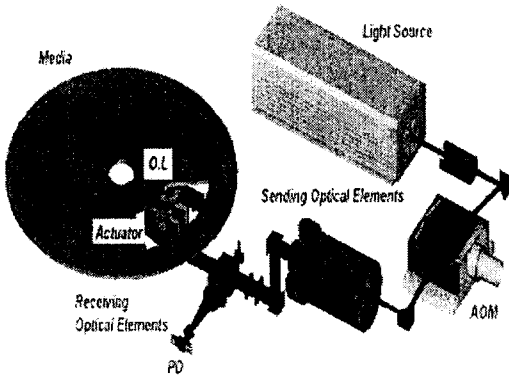


Fig. 1 High density optical recording pick-up

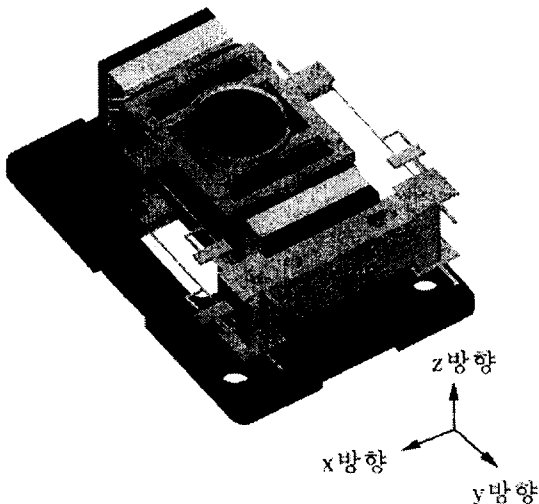


Fig. 2 Type of actuator

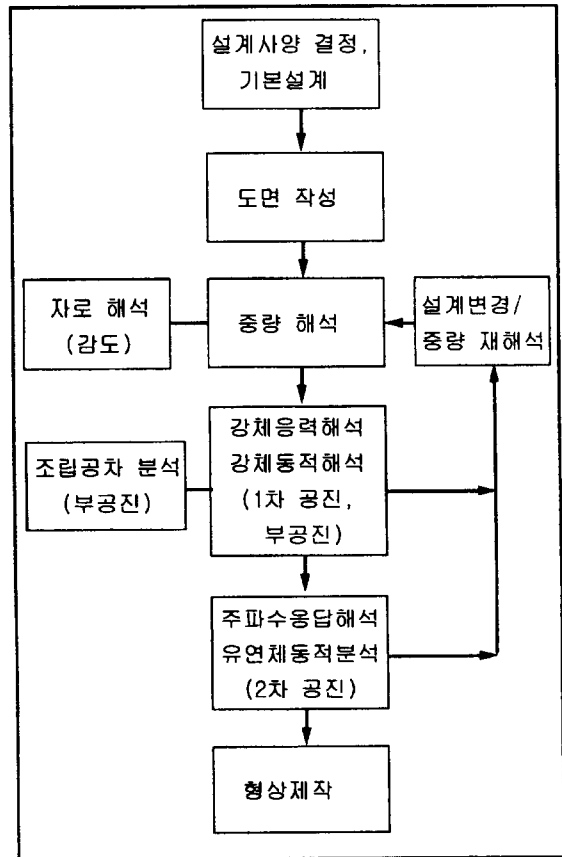
실제 제작된 액추에이터에 대해서는 비접촉식 측정 방법을 통해 동특성값을 측정하였고 이를 해석값과 상호 비교하였다. 그리고 민감도 분석과 각종 성능 실험을 바탕으로 한 문제점 분석을 통해 성능을 저해하는 중요불량 원인과 성능관리 항목을 선정하고 이의 개선, 수정을 통해 Fig. 2와 같은 액추에이터를 개발하였다.

2. 본 론

2.1 액추에이터 개요

광픽업의 위치추종기구인 액추에이터는 Fig. 2와 같이 x(트래킹)방향과 z(포커싱)방향으로 거의 완벽하게 각각 1자유도계로 지지한 다음에 영구자석 자계에 의한 가동코일 형태로 운동을 하여 원하는 위치에 대물렌즈를 이동시킨다. 이때 가동부에는 강성과 감쇠 특성을 갖는 지지대로 고정시켜 원하는 주파수 특성을 갖도록 설계를 한다. 가동부는 서로 수직인 두 방향인 포커싱과 트래킹 방향으로 병진

Table 1 Flow chart of analysis in designing actuator



운동을 하고, 회전이나 비틀림과 같은 불필요한 진동이 없이 운동이 이루어지도록 하여야 한다.

이와 같은 요구조건을 만족하는 액추에이터를 설계·제작하기 위해서는 기본 설계도면을 작성한 후 중량해석, 강체와 유연체의 동적 해석, 자로해석, 조립공차 분석 등을 수행하여 설계 단계에서 중요한 기본성능을 확인하고 문제점을 해결하여야 한다. Table 1에 액추에이터 설계 단계별로 이루어져야 할 해석의 순서도를 나타내었다. 이와같이 본 연구에서는 복합적인 해석기술 방법을 수행함으로써 액추에이터의 체계적인 설계 과정을 수립하고 이를 통해 액추에이터의 성능 향상이 이루어진 결과를 제시함으로써 이의 타당성을 검증해 보았다.

2.1 동적 해석 및 실험

유한요소법 프로그램인 ANSYS 5.0을 이용하여 액추에이터를 모델링한 다음 중량해석, 응력해석과 진동해석을 수행하여 액추에이터를 구성하는 각 부품과 가동부 전체의 동특성을 구하였다^(7~10).

(1) 중량분석

액추에이터는 포커스, 트랙 양 방향에 대하여 병진운동만 하는 1자유도계 모델로 가정하여 다음식과 같이 정의할 수 있다.

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = F = Bli \quad (1)$$

식 (1)을 라플라스 변환하여 입력인 전류, $I(s)$ 에 대한 출력인 변위, $Z(s)$ 의 주파수 전달함수를 구하면 식 (2)로 나타낼 수 있다.

$$H(j\omega) = \frac{Z(j\omega)}{I(j\omega)} = \frac{Bl}{k - m\omega^2 + jc\omega} \quad (2)$$

여기서 액추에이터의 필요구동감도(DC Sensitivity)와 AC감도(AC Sensitivity)는 다음과 같이 정의된다.

$$S_{DC} = \lim_{\omega \rightarrow 0} |H(j\omega)| = \frac{Bl}{k} \quad (3)$$

$$S_{AC} = \lim_{\omega \rightarrow \infty} \omega^2 |H(j\omega)| = \frac{Bl}{m} \quad (4)$$

먼저 액추에이터의 각 부품과 가동부의 중량을 해석하는 목적은 가동부의 지지점 중심, 무게중심 그리고 구동력 중심을 일치시켜 불필요한 모드가 가진되지 않도록 하며 사전에 액추에이터의 가동부 무게를 예측함으로써 필요 구동감도, AC감도 등 설계값에 대한 정확한 계산이 가능해지기 때문이다. 이러한 중량해석 과정에서는 가동부 무게를 가능한 한 적게 하며 보빈 형상의 경우 금형제작에 유리한 구조로

설계되도록 하였다. Fig. 3에는 액추에이터를 구성하는 각 부품들의 형상을 나타내었다. Fig. 3에서 액추에이터의 가동부는 보빈, 대물렌즈, 포커스와 트랙코일, 무게 밸런스 등으로 구성되어 있는데 중량해석을 위해서는 이들 각 부품들의 정확한 재질과 밀도를 확인한 다음 실제와 동일하게 각 부품의 형상을 모델링하여야 한다. 이들 부품들 중에서 특히 보빈의 경우에는 형상이 복잡하여 실제로 제작을 하기 이전에는 정확하게 중량을 예측하기 힘든 경우가 많았으나 본 연구에서는 3차원 모델링을 통해 보빈에 대한 중량을 정확하게 예측할 수 있었다. Table 2에는 각 부품들의 재질과 밀도를 나타내었고, Table 3에는 각 부품의 형상 및 위치변경 등의 조

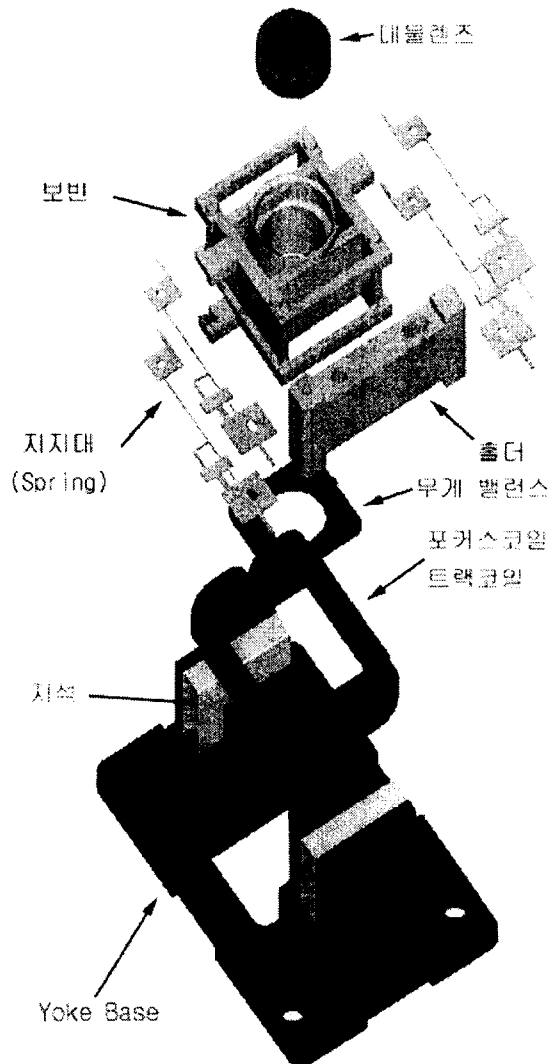


Fig. 3 Shape of each parts in actuator

Table 2 Density of elements in actuator

부 품	재 질	밀도(kg/m ³)
보 빈	프 라 스틱	1,620
렌 즈	유 리	3,400
W . B	황 동	8,750
코 일	폴리우레탄	6,480
스프링	동	7,920

Table 3 Mass analysis

구 분	해석값	
무 게(g)	1.41	
지지중심점(mm.)	x (track)	0.00
	y (jitter)	0.00
	z (focus)	3.00
무게중심 (mm.)	x (track)	0.00
	y (jitter)	0.02
	z (focus)	3.04

정을 통해 최종적으로 구해진 중량해석 결과를 나타내었다. Table 3에서 좌표로 표시된 지지점 중심과 무게 중심점의 차이가 크게 되면 이로 인해 액추에이터가 포커스, 트랙 방향으로 병진 운동을 하는 과정에서 회전 운동이 포함되어 액추에이터 성능에 악영향을 끼치게 되므로 설계 단계에서 지지점 중심과 무게 중심점을 일치시키는 과정을 거쳐야 한다. 또한 액추에이터 설계 단계에서 가동부의 정확한 무게를 알게 되면 제작 이전에 중요한 기본 성능의 확인이 가능하게 되므로 중량 해석 결과는 설계의 가장 기본적인 자료라고 할 수 있다. 해석에 의한 가동부의 무게는 1.41g이고 실제로 제작된 경우의 무게는 1.37g이므로 고유진동수, 필요구동감도, AC감도 등 액추에이터의 기본성능값은 해석값과 실제값의 차이가 무시할만한 수준이라고 판단된다.

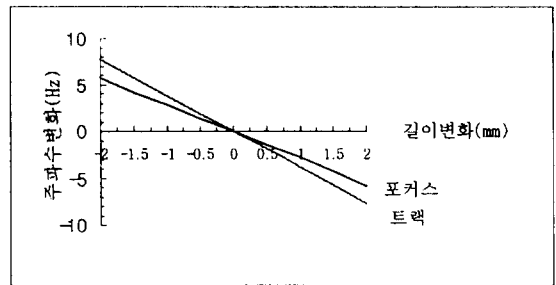
(2) 강체(rigid body) 동적분석과 응력분석

동적해석은 가동부의 초기 공진주파수, 정밀제어를 위한 고차 공진의 위치 파악, 재질 및 조립조건 최적화 등을 달성하기 위한 작업이라고 할 수 있다.

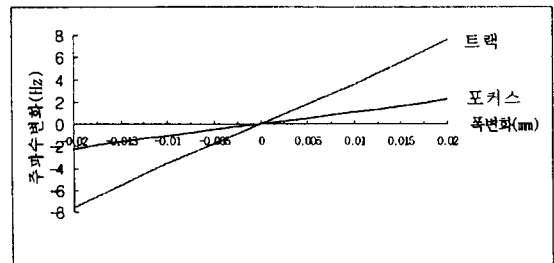
Fig. 2와 같이 액추에이터의 경우 네개의 외팔보로 된 판스프링이 점탄성 재료의 부착으로 감쇠성을 가지고 있고 회전관성 모멘트가 비교적 큰 집중질량(가동부)에 의해 서로 견고하게 연결되어 있는 모델이다. 이와같은 모델에 대해 먼저 액추에이터 사양을 만족시키는 가동부 지지 판스프링을 설계하였다. 스프링 설계에서 가장 기준이 되는 항목은 포커스와 트랙 방향 공진주파수인데 스프링의 폭, 두께, 길이 변화에 따른 공진주파수의 변화를 살펴보면 스프링

의 제작공차를 구할 수 있다. Fig. 4에 그 결과를 나타내었다. Fig. 4에서는 스프링의 기준 길이 13 mm에 대한 길이 변화에 대해 고유진동수를 계산하였고 폭과 두께에 대해서도 같은 방법으로 치수 변화에 대한 고유진동수의 변화를 계산하였다. Fig. 4에서 가로축은 기준 치수에 대한 치수 변화를 나타내며 세로축은 이로 인한 고유진동수의 변화를 나타내고 있다. 일반적으로 폭과 두께 변화는 길이 변화보다 고유진동수의 변화를 크게 한다는 사실을 알 수 있으며 스프링 제작시 폭과 두께에 대한 엄격한 제작공차가 요구됨을 알 수 있다. 따라서 실제로 제작된 스프링의 경우에는 계산 결과를 바탕으로 폭과 두께 공차는 0.01 mm로 하고 길이 공차는 0.1 mm로 정하였다.

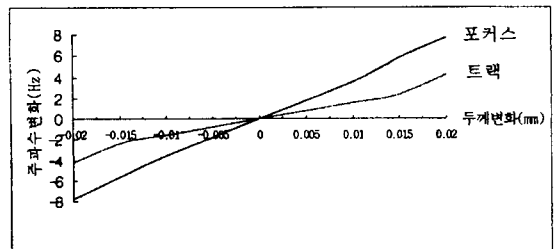
그리고 스프링 설계에서 고려해야 할 항목은 작동 범위 안에서 스프링이 허용응력을 만족하는지 여부를 확인하는 것이다. 액추에이터는 시스템에 장착된



(a)

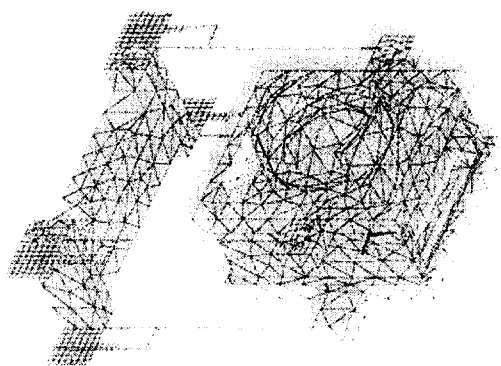


(b)

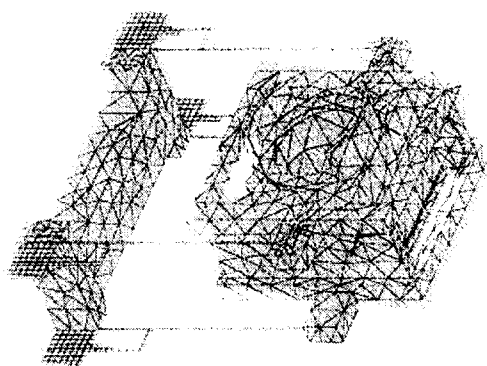


(c)

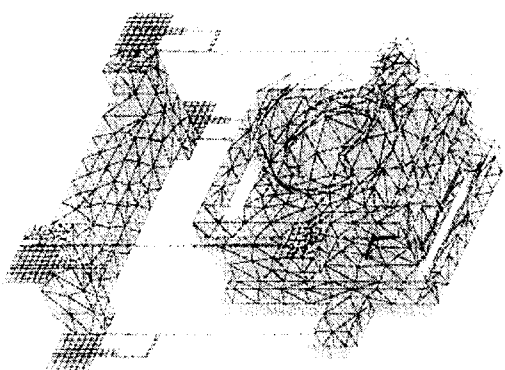
Fig. 4 Relations between natural frequencies and dimension of spring: (a)length, (b)width, (c)thickness



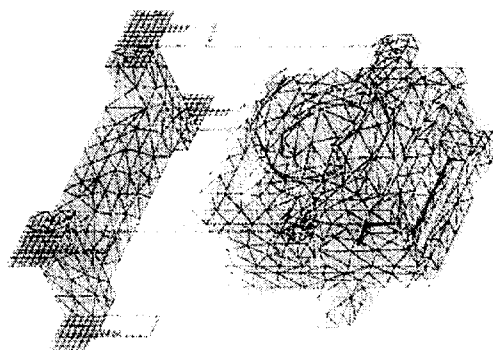
z축 병진 모드(24.0Hz)



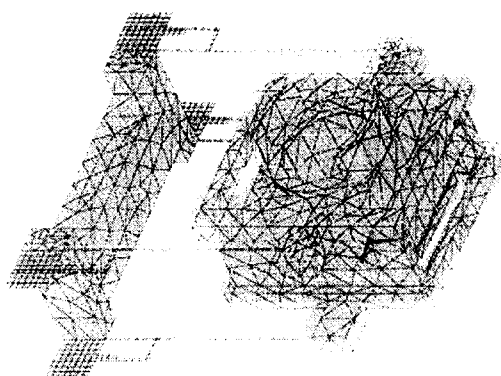
x축 회전 모드(1620Hz)



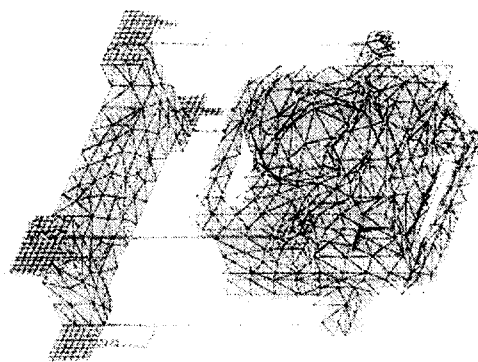
x축 병진 모드(49.7Hz)



y축 병진 모드(2390Hz)



y축 회전 모드 (62.5 Hz)



z축 회전 모드 (3420 Hz)

Fig. 5 Rigid body modes of moving parts by modal analysis

이후 계속 반복운동을 하게 되므로 신뢰성 측면에서 최대응력이 허용응력을 넘지 않도록 할 필요가 있다. 그런데 스프링 재질인 베릴륨 동판에 대한 정확한 허용응력 기준이 정해져 있지 않으므로 이미 신뢰성 실험을 거쳐 상품화 검증이 되고 스프링의 재질이 같은 삼성 LDP 액추에이터의 스프링에 작용하는 최대응력을 구해 이 값을 허용응력으로 가정하였다. 즉 이 값은 스프링에 연결되어 있는 가동부가 최대 가동범위인 ± 2 mm를 이동시 스프링에 작용하는 최대응력값을 의미한다. 이렇게 해서 구해진 삼성 LDP 액추에이터의 허용응력값은 145 MPa이다. 이 결과를 참고로 하여 설계되는 액추에이터의 포커스와 트랙 방향 최대응력값이 허용응력값을 초과하지 않도록 판스프링을 설계하였다. 그 결과 설계된 판스프링의 포커스와 트랙 방향 최대응력값은 144 MPa, 123 MPa로 구해져 허용응력을 만족하도록 하여 신뢰성을 갖도록 하였다.

Fig. 5에는 고유치 해석의 결과 구해진 가동부의 6개 강제 모드를 나타내었다. 응력과 진동해석을 위한 모델링에서 스프링은 셸요소(shell element)로 모델링되고 가동부와 홀더 부분은 고체요소(solid element)로 모델링되었다.

동특성 실험장치는 Fig. 6과 같이 구성되어 있다. 실험방법은 dynamic signal analyzer에서 액추에이터에 정현파 가진을 하여 레이저 도플러 속도계로 검출한 속도, 변위특성을 FFT 장치를 통해 분석하는 것이다. 레이저 도플러 속도계의 원리는 측정대상에 레이저를 조사하여 반사광과 도플러 효과에 의해 속도특성을 검출하는 것이며 변위특성을 측정하기 위해서는 적분기를 통과해야 한다.

이 장치를 이용하여 액추에이터에서 포커스와 트

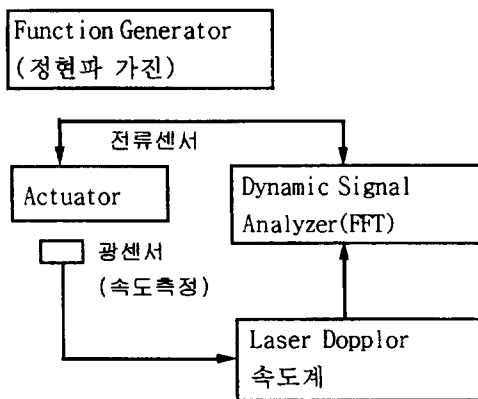
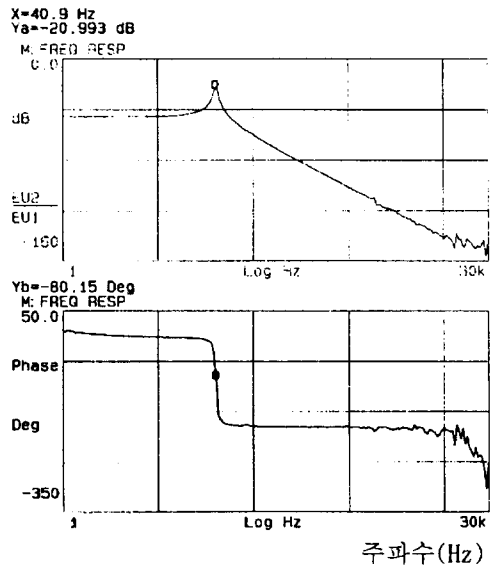


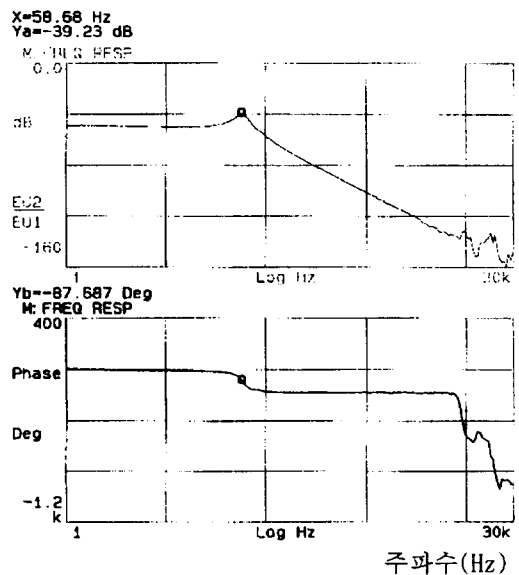
Fig. 6 Experimental set-up of dynamic characteristics measurement

랙 방향 전달함수를 구한다. 액추에이터의 기본 성능인 AC감도, DC감도, 1차공진, 감쇠계수, 2차공진 등은 보드 선도를 통해 구할 수 있다. Fig. 7은 실제로 제작된 액추에이터에 대해 동특성 실험장치를 통해 보드 선도를 구한 결과이다.

액추에이터 가동부의 강제 모드를 구하기 위해서는 포커스와 트랙 방향으로 보빈에서 각각 4개 이



(a)



(b)

Fig. 7 Measurement of frequency response function in actuator (a)focus, (b)track

Table 4 Comparison of natural frequency

구 분	해석값(Hz)	측정값(Hz)
z 축 병진	24.0	24.8
x 축 병진	49.7	50.2
y 축 회전	62.5	62.0
x 축 회전	1620	1,340
y 축 병진	2390	2,110
z 축 회전	3420	3,410

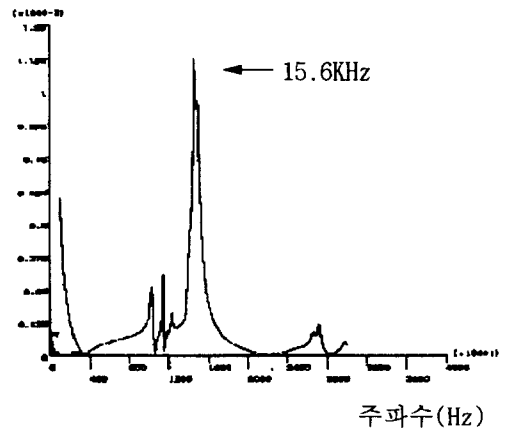
상의 측정지점을 설정하고 각점의 주파수 응답함수를 구하여 모드 해석 하였다. 이때 가동부는 포커스 혹은 트랙 방향으로 정현파 가진이 되도록 한다. Table 4에는 실험을 통해 구한 6개 강체 모드에 대한 주파수를 해석에 의한 결과와 비교하였다.

Table 4에서 보는 바와 같이 6개 강체 모드를 실험적으로 구한 결과 해석값과 약간의 차이를 보이고 있다. z축 병진, x축 병진, y축 회전 모드의 경우는 해석값과 측정값이 거의 일치하고 있는 반면에 x축 회전, y축 병진, z방향 회전 모드는 차이가 나타나는데 이는 실제 홀더의 경계조건에 대한 모델링의 부족에 기인한다고 판단된다. 그리고 일반적으로 수치해석에 의해 계산되는 고유진동수 값은 저주파수 대역에 존재하는 경우에는 실험값과 거의 일치하는 반면에 고주파수 대역에 위치한 경우에는 실험으로 구해진 고유진동수 값과 차이를 나타내는 사실을 감안하면 본 연구에서 계산된 해석값과 실험값의 차이는 만족할만한 수준으로 판단된다. 일반적으로 부공진 발생원인의 규명을 위해 가동부의 6개 강체 모드의 해석과 측정은 이루어지게 된다. 즉, 액츄에이터에서 신호를 읽어들이는 대물렌즈가 부착되어 있는 가동부는 z축 병진, x축 병진의 2축 자유도 모델로 운동이 이루어지도록 되어 있는데 다른 방향의 강체 모드와의 연성(coupling)에 의해 부공진이 발생한다. 따라서 부공진이 나타나는 위치와 관련된 강체 모드를 알게 되면 그 모드를 가진시키거나 발생하도록 하는 구조적인 원인을 찾아 제거시키는 방법으로 부공진의 원인규명과 대책을 세울 수 있게 된다.

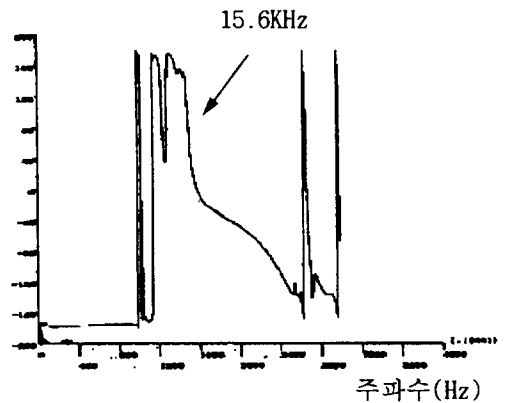
(3) 유연체(Flexible Body) 동적분석

주파수 응답법은 보빈의 특정 위치에 대해 액츄에이터의 운동방향인 z축 병진, x축 병진방향으로 주기적인 조화 가진력을 관심영역 주파수 범위에서 가하고 이때 가동부 임의점의 변위응답과 위상응답을 구하는 방법이다. 이 방법을 통해서 변위응답이 피크를 나타내고 위상응답의 경우 180° 회전하는 주파수를 구하게 되면 보빈의 고유치 해석 결과 구해

지는 많은 진동 모드중 주로 어느 모드에 의해 불필요한 진동이 발생하는지를 알 수 있으므로 고주파수 대역에서 발생하는 불필요한 진동과 관련된 보빈 자체의 진동 모드를 선정하는데 매우 효과적인 방법이라고 할 수 있다. Fig. 8에는 보빈의 한 점에서 x축 방향의 주파수 응답 결과를 변위응답과 위상응답으로 나타내었다. Fig. 8에서 15.6 kHz부근에 변위응답이 피크를 나타내고 위상의 경우 회전함을 알 수 있는데 이는 보빈 자체의 진동 모드에 의해 발생하는 고주파수 영역에서의 부공진이라고 할 수 있다. 해석에 적용된 보빈의 물성치는 Table 5와 같고 Table 6에는 보빈 자체의 진동 모드에 의해 야기된 불필요한 진동의 해석값과 측정값의 비교를 나타내었다.



(a)



(b)

Fig. 8 (a)x-axis amplitude, (b)x-axis phase angle by harmonic response analysis

Table 5 Material properties of bobbin

구 분	물 성 치
비 중	1.62
굴곡 탄성률	2760 MPa
프와송 비	0.3
HYST	1 %

Table 6 Comparison of natural frequency

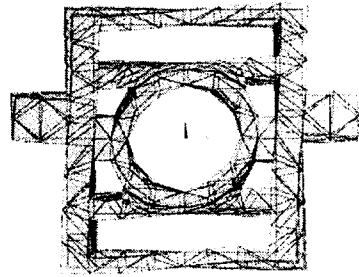
구 분	해석값(kHz)	측정값(kHz)
z 축 병진	27.7	20.6
x 축 병진	15.6	16.8

대물렌즈가 직접 접촉되어 있는 보빈의 경우 저주파수 대역에서는 강체 특성을 나타내지만 고주파수 대역에서는 자체의 진동 모드에 의해 변형되는 탄성체 특성을 나타내게 되어 불필요한 진동을 야기하게 된다. 따라서 고주파수 대역에서 불필요한 진동의 발생이 없도록 하기 위해서는 보빈 자체의 진동 모우드를 높은 주파수로 이동시키고 진폭은 작게 해 줄 필요가 있다. 주파수 응답법에 의해 구해진 유연체 모드 공진을 야기시키는 모드를 고유치 해석에 의해 구하게 되면 이를 통해 형상변경의 방향을 결정할 수 있다. 고유치 해석 결과 구해진 보빈의 4개 모드는 Fig. 9에 나타내었다. 이 중에서 z축 병진 방향 공진을 야기하는 모드는 보빈의 1차 모드이고 x축 병진 방향 유연체 모드 공진을 야기하는 모드는 보빈의 3차 모드이므로 렌즈 양측방 부분을 보강하여 유연체 공진 주파수를 원하는 주파수 대역으로 높일 수 있었다.

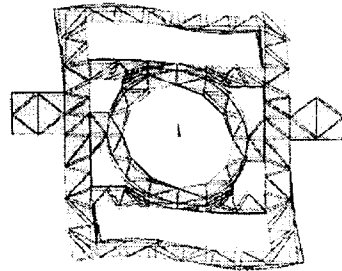
이상과 같이 액추에이터의 중량, 고유치 해석과 주파수 응답법을 통해 부공진의 위치와 원인 규명, 대책수립 등에 필요한 정보를 획득할 수 있다. 즉, 중량해석을 통해 무게 불균형에 의한 부공진 영향 제거, 무게의 정확한 예측에 의한 설계의 정확성을 기할 수 있으며 가동부의 6개 강체 모드를 구함으로써 부공진의 위치와 원인규명을 용이하게 할 수 있다. 그리고 보빈의 고유치 해석과 주파수 응답법을 통해 고주파수 영역에서의 유연체 공진 주파수를 올릴 수 있다.

2.3 자료해석과 실험

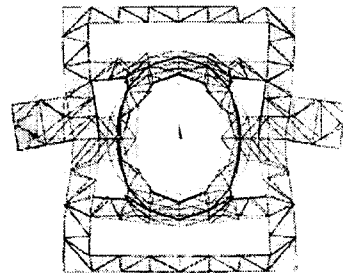
액추에이터에서 필요한 구동감도 확보여부를 검토하기 위하여 자기회로 부분에 대한 해석을 하였다. 자기회로중의 자속밀도는 통상 permeance법에 의해 구해질 수도 있는데 요크와 자석의 비선형성을 고려한 자기회로의 상세한 검토를 위해서는 유한요



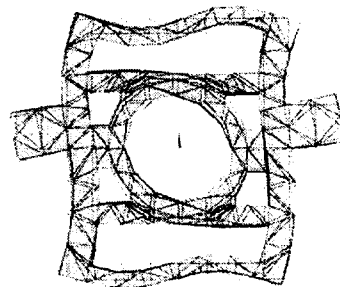
보빈 1차 모드(15420Hz)



보빈 2차 모드(19402Hz)



보빈 3차 모드(24915Hz)



보빈 4차 모드(28934Hz)

Fig. 9 Modes of bobbin by modal analysis

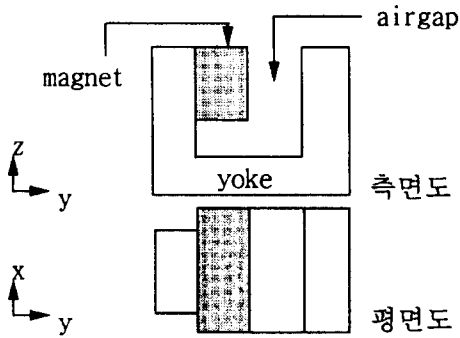


Fig. 10 Magnetic circuit of actuator

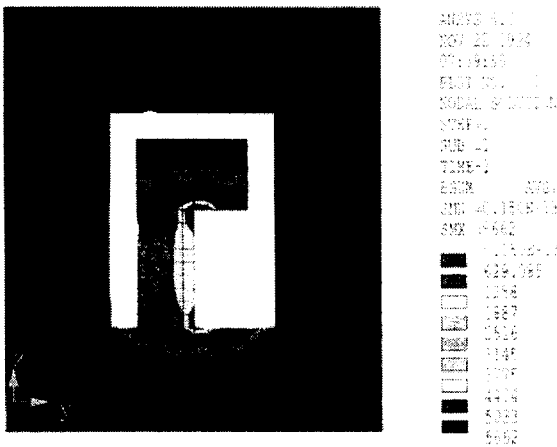


Fig. 11 z-axis flux density distribution of magnetic circuit by analysis

소법에 의한 자기회로 해석이 필요하다. 본 연구에서는 먼저 유한요소법에 의한 자기회로 해석값을 구하고 실제로 구현된 자기회로내의 자속밀도 측정결과를 비교하였다. 액추에이터에서 자기회로는 Fig. 10에 나타난 바와 같이 자석, 요크, 공기간극 등으로 구성되어 있다. 자석의 잔류자속밀도(Residual flux density)는 11500Gauss, 보자력(Coercive force)은 11000 Oe이다. 요크의 재질은 순철로 되어있으며 B-H 선도는 측정을 통해 구하였다. 자기회로 해석에 사용된 프로그램은 ANSYS 5.0 이다.

Fig. 11은 자기회로의 z방향(포커스 방향) 자속밀도 분포를 나타낸 것인데 가장 높은 자속밀도값을 가지는 부분은 자석의 z방향 중간지점이며 이 지점 상하로 일정한 간격은 거의 동일한 자속밀도 분포를 나타내고 있다. 그리고 자석 밑부분과 요크 사이의 공기간극(undergap)의 경우는 크기가 작을수록 평

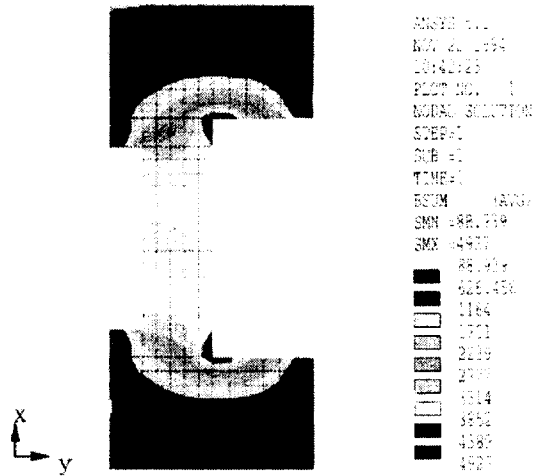


Fig. 12 x-axis flux density distribution of magnetic circuit by analysis

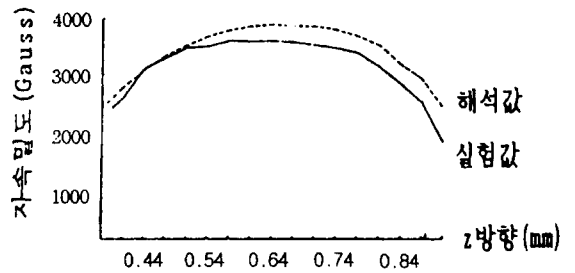


Fig. 13 Comparison of analysis and experiment in z-axis flux density

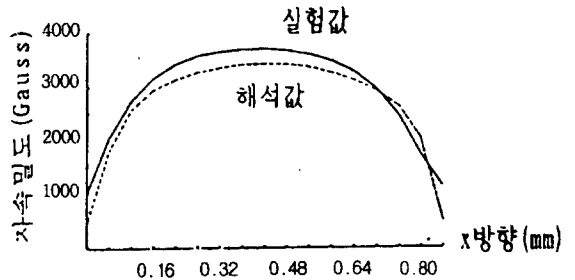


Fig. 14 Comparison of analysis and experiment in x-axis flux density

균 자속밀도값은 저하하게 되며 크기가 클수록 z방향 자속밀도 분포의 대칭성이 성립함을 해석결과를 통해 알 수 있었다. 따라서 공기간극의 크기는 평균 자속밀도값의 크기와 대칭성을 고려하여 적절하게 조정하여야 함을 알 수 있었다. Fig. 12는 자기회

로의 x방향(트랙 방향) 자속밀도 분포를 나타낸 것인데 가장 높은 자속밀도값을 가지는 부분은 자석의 x방향 중간지점이며 이 지점 좌우로 일정한 간격은 거의 같은 자속밀도값을 갖는다. 그리고 요크쪽 부근에서는 x방향의 위치변화에 따른 자속밀도값의 변화폭이 크고 자석쪽 부근에서는 그 변화폭이 적음을 알 수 있었다.

Fig. 13은 해석과 측정에 의해 구해진 z방향의 자속밀도값을 비교한 것이다.

Fig. 14는 x방향 자속밀도 분포를 나타낸 것이다. 측정값과 해석값의 차이는 약 300 Gauss 정도로 10%이내의 오차이다. 차이가 발생한 원인은 해석 과정에서 설정된 경계조건이 정확하게 실제 경계조건을 만족시키지 못한 점과 측정오차 등에 기인한다고 판단된다. 실제로 본 모델에서 공기간극의 크기가 협소한 점 때문에 정확한 측정을 하기가 힘든 점이 측정값의 오차를 유발시킬 가능성이 있다고 생각된다. 이와같이 자기회로 해석과 실험을 통해 구하게 된 자속밀도값은 액추에이터 기본설계에 의해서 구동감도 확보를 위해 필요하다고 계산된 자속밀도값을 만족하도록 함으로써 필요구동감도에 대한 검토가 이루어지게 된다.

2.4 부공진과 회전 해석

액추에이터는 여러 종류의 부품으로 구성되어 있으므로 이들 부품을 조립하는 과정에서 발생할 수 있는 조립오차가 최종적으로 조립된 액추에이터의 성능에 어느정도의 영향(부공진량과 회전량)을 미치는가에 대한 민감도 분석이 필요하다. 부공진과 회전의 야기원인은 크게 입력인 가진힘에 의한 것과 시스템에 의한 것으로 분류할 수 있다. 입력인 가진힘에 의한 것은 힘 불균형이며 시스템에 의한 것은 가동부의 무게 불균형, 스프링 강성 차이, 스프링 부착 위치의 차이 등을 들 수 있다. 본 연구에서는 액추에이터 모델링을 통해 구해진 관성 모멘트값과

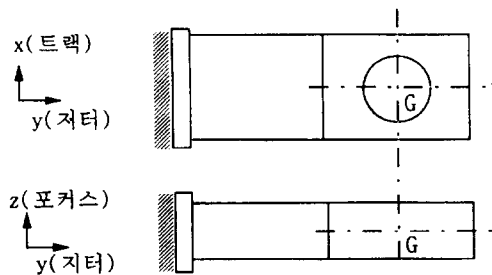


Fig. 15 Modeling of actuator

강체에 대한 일반식을 이용하여 부공진과 회전의 야기원인에 대해 각각의 민감도를 계산함으로써 중요한 요인을 분석하고자 하였다. 액추에이터는 Fig. 15처럼 간략히 모델링될 수 있다. 무게중심은 G점이며 무게중심과 지지점 중심점간의 치수 차이는 a_x, a_y, a_z 로 나타내었다. 스프링의 포커스와 트랙방향 강성은 각각 k_z, k_x 이고 지터방향 강성은 k_y 이다.

모델에 대해 강체의 운동방정식을 구하면 다음과 같다. 식에서 x, y, z 는 직교 좌표계 방향을 나타내며 α, β, γ 는 x, y, z 축 중심 회전 좌표계를 의미한다. F_x, F_y, F_z 는 각 좌표계 방향의 구동력을 나타내며 M_x, M_y, M_z 는 x, y, z 축 중심 모멘트를 나타낸다.

$$m\ddot{x}_c + \sum k_x^* x_c + \sum k_z^* a_z \beta - \sum k_x^* a_x \gamma = F_x \quad (5)$$

$$I_{xx}\ddot{\alpha} - \sum k_y^* a_y \gamma_c + \sum k_z^* a_z \gamma_c + \sum (k_x^* a_x^2 + k_z^* a_z^2) \alpha - \sum k_x^* a_x a_y \beta - \sum k_y^* a_x a_z \gamma = M_x \quad (6)$$

$$m\ddot{y}_c + \sum k_y^* y_c + \sum k_y^* a_x \gamma - \sum k_y^* a_z \gamma = F_y \quad (7)$$

$$I_{yy}\ddot{\beta} + \sum k_x^* a_x x_c - \sum k_x^* a_x z_c - \sum k_x^* a_x a_y \alpha + \sum (k_x^* a_x^2 + k_z^* a_z^2) \beta - \sum k_x^* a_x a_z \gamma = M_y \quad (8)$$

$$m\ddot{z}_c + \sum k_z^* z_c + \sum k_z^* a_y \alpha - \sum k_z^* a_x \beta = F_z \quad (9)$$

$$I_{zz}\ddot{\gamma} - \sum k_x^* a_x x_c + \sum k_y^* a_y y_c - \sum k_y^* a_x a_z \alpha - \sum k_x^* a_y a_z \beta + \sum (k_x^* a_x^2 + k_y^* a_y^2) \gamma = M_z \quad (10)$$

운동 방정식에서 Σ 는 가동부를 지지하는 네개 스프링의 강성의 합을 나타내며 $k^* = k(1 + \sigma \cdot j)$ 는 스프링의 마찰점성을 고려한 강성계수를 의미한다. 여기서 σ 는 손실계수를 의미하며 수식에서는 0.1로 가정하였다. 회전과 부공진의 현상을 모델화하기 위해서는 병진방향 힘의 평형식과 회전방향 모멘트 평형식의 연성(coupling)을 고려한다. 따라서 본 연구에서는 다른 방향 강성에 비해 비교적 강성이 작은 k_x, k_z 에 관련된 힘의 평형식인 식 (5), (9)와 y-rot 방향 강성계수에 관련된 식 (8)의 연성을 가정하여 각각의 원인에 대한 부공진과 회전량의 크기를 구하였다.

판디스크 시스템에서 부공진의 크기는 전달함수상의 위상 특성의 왜곡으로 나타나는 물리량이므로 다음과 같은 과정을 통하여 구할 수 있었다. 즉 연성된 운동방정식을 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[m]\{\ddot{q}(t)\} + [k^*]\{q(t)\} = \{Q(t)\} \quad (11)$$

식 (11)의 양변을 양변을 라플라스 변환한 다음 정

리하면 다음과 같이 전달함수로 표현될 수 있다.

$$\{\bar{q}\} / \{\bar{Q}\} = (s^2[m] + [k^*])^{-1} = [Z(s)]^{-1} = [G(s)] \quad (12)$$

식 (12)에 $s=j\omega$ 를 대입하여 전달함수를 크기(magnitude)와 위상(phase)특성으로 표시하는 과정을 거치게 되면 부공진 위상의 크기를 구할 수 있게 된다. 부공진 야기 원인중의 하나인 힘불균형을 포함하는 전달함수의 모델링을 통해 부공진 위상의 크기를 구한 결과를 Fig. 16에 나타내었다. Fig. 16은 포커스 방향 구동시 전달함수인 bode 선도를 계산을 통해 구한 것인데 무게 중심점과 지지점 중심간의 치수 차이가 존재할 경우 1.4 kHz 부근에서 병진운동과 회전 운동의 연성으로 인한 부공진(sub-resonance)이 발생함을 알 수 있다. Fig. 17에는 트랙 방향 구동시 전달함수인 bode 선도를 계산을 통해 구한 것으로 무게 중심점과 지지점 중심간의 치수 차이가 존재할 경우 3.3 kHz 부근에서

서 병진운동과 회전 운동의 연성으로 인한 부공진(sub-resonance)이 발생함을 알 수 있다. 액추에이터 전달함수에 이와같은 부공진이 존재하면 광학 신호의 열화와 함께 액추에이터를 플랜트(plant)로 하는 포커스, 트랙 서보계의 안정성이 저해되어 최종적으로는 원하는 정보를 광디스크로부터 읽어내지 못하게 될 소지가 크다고 할 수 있다.

광디스크 시스템에서 회전량의 크기는 부공진의 크기를 구하는 과정에서 $s=0$ 의 병진 변위와 회전 변위의 두가지 경우에 대해 계산함으로써 구할 수 있다. 수식에 적용된 관성 모멘트값은 액추에이터의 동적 해석을 위한 모델링 과정에서 구하였다. 실제로 보빈을 포함한 가동부는 형상이 상당히 복잡하고 밀도가 각기 다른 여러가지 재질로 구성되어 있으므로 3차원 모델링을 거치지 않고서는 정확한 관성 모멘트값을 구하기가 힘들다. 이러한 계산 과정을 통해 Table 7에는 각각의 야기 원인에 대한 부공진의 크기를 왜곡되는 위상의 크기로 나타내었고 Table 8에는 회전량의 크기를 나타내었다.

부공진 위상과 회전량의 크기에 대한 민감도를 각각의 야기원인에 대해 구해본 결과 실제 제작공차를 고려했을 때 무게 불균형과 힘 불균형이 주된 요인으로 나타났다. 실제로 부품별로 구분된 액추에이터 문제점 분석을 통해 액추에이터 성능을 저해하는 중요 불량요인을 점검해 본 결과 무게 불균형과 힘 불균형 문제가 주로 부공진과 회전을 야기하는 것으로 나타나 본 연구의 타당성을 입증할 수 있었다. 그리고 이 결과를 토대로 하여 무게 불균형과 힘 불

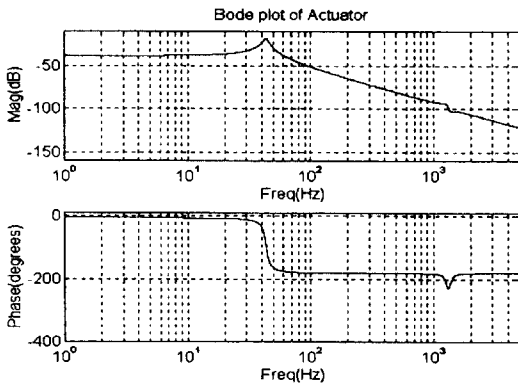


Fig. 16 Bode plot of actuator in focus direction by simulation

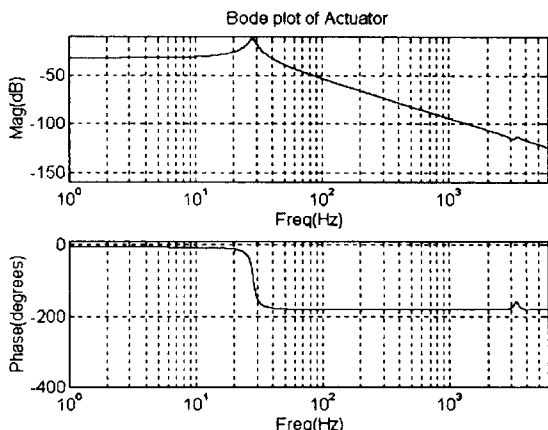


Fig. 17 Bode plot of actuator in track direction by simulation

Table 7 Factors causing sub-resonance and phase angle

회전 야기원인	편차방향	민감도(포커스)	민감도(트랙)
무게 불균형	x	23.0° /mm	0.0° /mm
	z	0.0° /mm	34.4° /mm
강성 불균일	-	0.03° / %	0.08° / %
위치비대칭	x	6.7° /mm	0.0° /mm
	z	0.0° /mm	9.0° /mm

Table 8 Factors causing rotation and phase angle

회전 야기원인	편차방향	민감도(포커스)	민감도(트랙)
무게 불균형	x	27.0' /mm	0.0' /mm
	z	0.0' /mm	38.2' /mm
힘불균형	x	23.0' /mm	0.0' /mm
	z	0.0' /mm	37.4' /mm
강성 불균일	-	0.37' / %	0.11' / %
위치비대칭	x	6.7' /mm	0.0' /mm
	z	0.0' /mm	9.0' /mm

균형을 유발시키는 원인을 찾아 제거하는 방법을 통해 원하는 수준의 정밀 액추에이터를 개발할 수 있었다.

3. 결 론

액추에이터에 대한 동특성 규명을 위한 해석과 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 구하였다.

(1) 중량해석을 통해 무게 불균형에 의한 부공진 제거, 무게의 정확한 예측에 의한 설계의 정확성을 기할 수 있었고 가동부의 6개 강제 모드를 구함으로써 원인규명을 용이하게 할 수 있었다. 또한 보빈의 고유치 해석과 주파수 응답법을 통해 유연체 공진 주파수에 대한 원인규명과 대책마련을 할 수 있었다.

(2) 자기회로 부분에 대한 해석과 실험을 수행함으로써 액추에이터에 필요한 구동감도 확보여부를 검토하였다.

(3) 액추에이터 모델링을 통해 구해진 관성 모멘트값과 강체에 대한 일반식을 이용하여 부공진과 회전의 야기원인에 대해 각각의 발생량을 계산함으로써 주요 요인의 민감도 분석을 하였다. 그리고 실제로 개발된 액추에이터에 대해서는 조립공차 분석과 각종 성능실험을 바탕으로 하여, 액추에이터의 문제점 분석을 통해 중요 불량요인에 대한 성능관리항목을 선정하고 이의 개선 또는 수정을 실시하였다.

이 결과 제작된 액추에이터의 부공진과 회전량을 DVDR/P 시스템에서 필요로 하는 크기 수준으로 줄일 수 있어서 DVDR/P 시스템에 필요로 하는 정밀 액추에이터를 개발하였다. 또한 이러한 기술은 관련 정밀부품 기술에도 활용될 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

- (1) Alan B. Marchant, 1990, Optical Recording, Addison-Wesley Publishing Company.
- (2) 임경화, 1994, "Digital Video Disc System with Short Wavelength Recording", SOM '94.
- (3) 임경화, 1995, "A New Stable Servo Method for Optical Disc Systems", ODS '95.
- (4) ANSYS User's Manual for Revision 5.0, Swanson Analysis Systems, Inc., 1993.
- (5) Cyril M. Harris, 1988, Shock and Vibration Handbook, McGRAW-HiLL Book Company.
- (6) Leonard Meirovitch, 1967, Analytical Methods in Vibrations, The Macmillan Company.
- (7) K. Kawakami et al., 1988, "Development of the Super Compact Optical Pickup", IEEE Translation Journal on Magnetics in Japan, Vol. 3, No. 4, pp. 310~321.
- (8) Tsutomu MATSUI, 1992, "Optical Head Lens Actuator for High Information Bit Rate Recording", IEICE TRANS. ELECTRON., Vol. E77-C, No.10, pp. 1581~1586.
- (9) Junichi ICHIHARA et al., 1992, "Development of Actuators for Small-Size Magneto-Optical Disk Drives", Jpn.J. Appl. Phys., Vol. 31, Part 1, No. 28, pp. 519~523.
- (10) 임경화, 이용훈, 김석중, 이재원, 1995, "고밀도 기록용 광픽업의 Actuator 동특성", 한국소음진동공학회, 1995년도 춘계학술대회 논문집, pp. 258~263.