

마이크로 광디스크 드라이브 서스펜션의 최적 설계

Optimal Design of Suspension for Micro Optical Disk Drive

전준호*· 전정일**· 박노철***· 박영필****

Joon-Ho Jeon, Jung-Il Chun, No-Chul Park and Young-Pil Park

Key Words : optical disk drive(ODD), head gimbal assembly(HGA), finite element method(FEM), modal analysis(모드해석), sensitivity analysis(감도해석), off-track error, optical flying head(OFH)

ABSTRACT

Servo performance of a disk drive is greatly affected by the mechanical resonance frequencies of the head gimbal assembly(HSA). It is important factor to allow broader bandwidths for servo system in improving overall drive performance. In this paper, an optimal design for ODD suspension is attempted to increase resonance frequencies in tracking direction. Initial model was designed and the design parameter was defined to the model. The mode frequency variation for the change of design parameter was observed by modal analysis using the finite element method(FEM). The sensitivity matrix was calculated from the observed data and so through sensitivity analysis, an optimized ODD suspension was designed to have the higher resonant frequency than the initial model.

1. 서 론

최근에 정보 저장 기기는 디지털 카메라와 같은 휴대용 전자 제품에 사용이 되면서 작은 사이즈로 많은 연구와 개발이 되고 있다. 본 연구에서는 하드디스크 드라이브(HDD)에 적용되는 서스펜션의 기능을 광디스크 드라이브(ODD)에 사용하여 선형(linear)이 아닌 로터리 액츄에이터(rotary actuator)용 마이크로 서스펜션을 디자인하려고 했다. 광디스크 드라이브(ODD)에서 서보 성능은 서스펜션의 기계적인 공진 주파수에 크게 영향을 받는다. 따라서 드라이브의 성능을 향상시키기 위해서는 서보 시스템의 밴드폭(bandwidth)을 넓게 하는 것이 중요한 요소로 작용한다. 특히 서스펜션의 헤드가 트랙을 벗어남으로써 발생하는 에러(off-track error)를 최소화하기 위해 공진 주파수는 반드시 높아져야 한다.

이 논문에서는 먼저 서스펜션의 초기 모델링을 한 후 유한 요소법(FEM)을 이용하여 모드 해석(modal analysis)을 하고 각 모드 주파수들의 특성을 파악하였다. 결과로부터 디자인 파라미터들을 선정하고 모든 파라미터들의 변화에 대한 주파수 변화를 조사하여 1차 감도를 구하였다. 그 다음 에러발생에 영향을 미치는 주파수들 중에서 첫 번째 비틀림 모드(1st torsion mode)와 스웨이 모드(sway mode)의 주파수에 목표 값(target value)을 정하고 감도해석(sensitivity analysis)에 적용할 수 있는 민감한 파라미터만 다시 선정하여 감도 행렬(sensitivity matrix)을 구하고 감도 해석을 통해 서스펜션의 최적 설계를 했다.

2. 서스펜션의 초기모델

2.1 서스펜션의 요소

서스펜션은 베이스플레이트(baseplate), 로드빔(loadbeam), 김발(gimbal) 혹은 플렉서(flexure) 그리고 슬라이더(slides)로 구성이 된다. 보통 로드빔이 베이스 플레이트와 체결이 되어 서스펜션전체의 강성을 지지하고 슬라이더의 자유도를 보장하는 플렉서는 이 로드빔에 결합이 된다. 서보 성능의 향상을 위해 서스펜션의 강성(stiffness)을 증가 시켜야하지만 헤드와 미디어 사이에 적절한 관계를 유지시키기 위해서

* 연세대학교 기계공학과 CISD
E-mail : solution@yonsei.ac.kr
** 연세대학교 기계공학과
*** 정회원, 연세대학교 정보저장공학과
**** 정회원, 연세대학교 기계공학과

는 액추에이터 암(actuator arm)과 서스펜션이 반드시 수직(vertical), 피치(pitch), 그리고 롤(roll)방향에 대해 잘 추종하게(compliant) 해야한다.

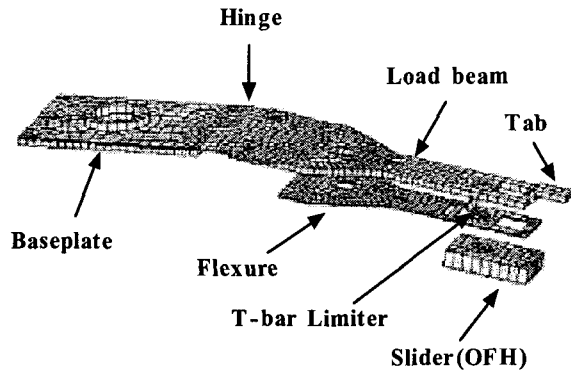


Fig. 1 Micro ODD suspension assembly

그래서 이 논문에서는 Fig.1 과 같이 힌지(hinge)라는 로드빔 보다는 얇고 플렉서 보다는 두꺼운 구조로 하여 로드빔과 베이스플레이트의 연결고리 역할을 하게 하여 추종성능을 향상시키기 위한 디자인을 하였다.

2.2 서스펜션의 초기 모델

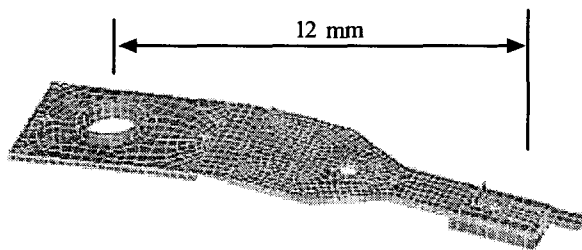


Fig. 2 FEM of Micro ODD suspension

Table 1. Material properties used in FEM

Component	load beam	flexure	hinge	baseplate
Material	stainless steel			
E (GPa)	193			
ρ (kg/m ³)	7500			
ν	0.3			

초기모델에서 로드빔, 플렉서, 그리고 힌지의 두께는 각각 0.1, 0.02, 0.03 mm이고 옵티컬 플라잉 헤드

(OFH)인 슬라이더의 크기는 2.6*1.6*0.5 이고 질량은 3.5mg으로 하였다.

2.3 초기 모델의 모드해석

서스펜션의 최적설계를 위해 초기 모델에 대한 모드 주파수의 경향과 설계변수(design parameter)를 선정하기 위해 모드 해석을 해보았다.

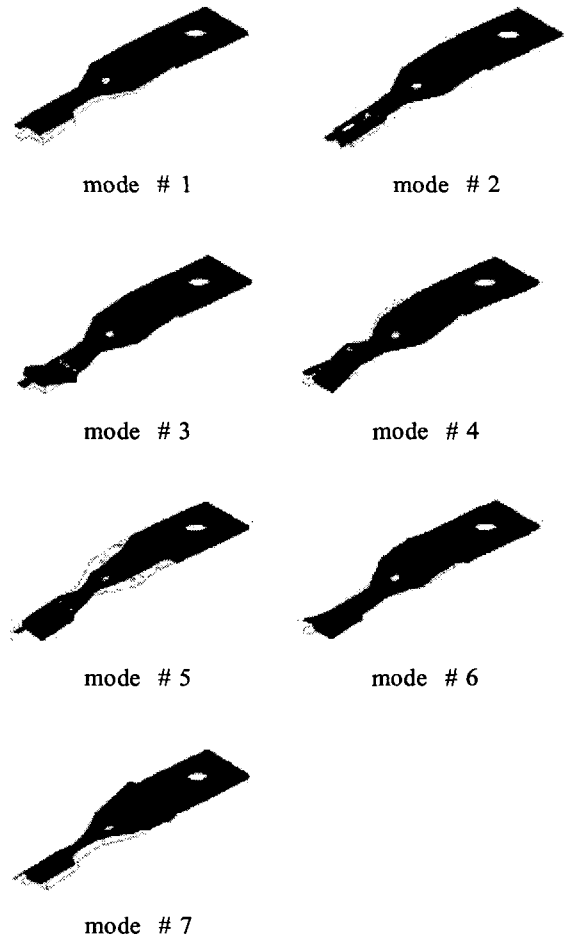


Table 2. Natural frequencies of the ODD suspension

Mode	Type	Frequency (Hz)
1	Cantilever	231.7
2	Slider Roll	1972.6
3	Slider Pitch	2214.1
4	1 st bending	3151.7
5	1 st torsion	4309.4
6	2 nd bending	7417.3
7	Sway	11712.

2.4 디자인 파라미터 선정

Table 2.의 결과를 바탕으로 디자인 변경 파라미터로 다음과 같이 선정하였다.

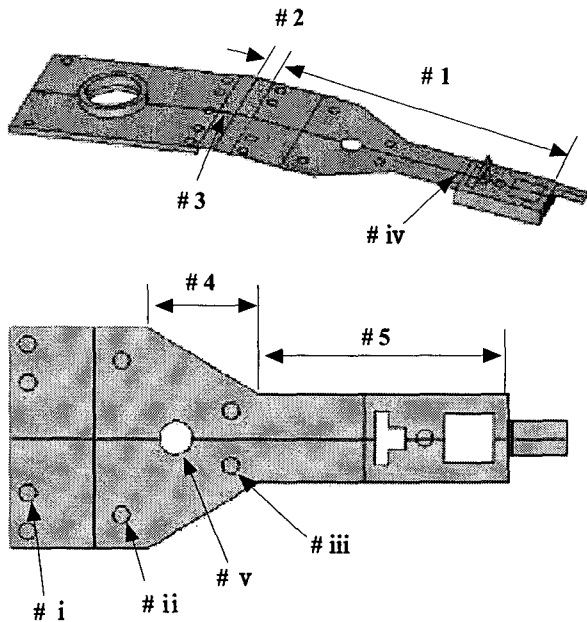


Fig. 3 Define the design parameter

설계 변수의 선정은 Fig. 3과 같이 외부적인 구조변경 파라미터(#1~ #5)와 내부적인 변경 파라미터(# i ~ # v)로 하였다. Table 3.에서 선정한 파라미터에 대한 설명을 해 놓았다.

Table 3. Parameter legend in Fig. 3

parameter	Explain the parameter
# 1	load beam total length
# 2	load beam range connected to hinge
# 3	hole size in hinge
# 4	side shape of suspension
# 5	side shape of suspension
# i	welding point x, y position
# ii	welding point x, y position
# iii	welding point x, y position
# iv	hole position in flexure
# v	tooling hole x position

위에서 정한 파라미터 이외에 로드빔(load beam), 플렉서(flexure), 그리고 힌지(hinge)의 두께도 디자인 파라미터로 선정하였다.

3. 서스펜션의 감도 해석

3.1 파라미터변화에 대한 감도

먼저 parameter #1의 변화에 대한 주요 모드 주파수들의 경향을 조사해 보았다.

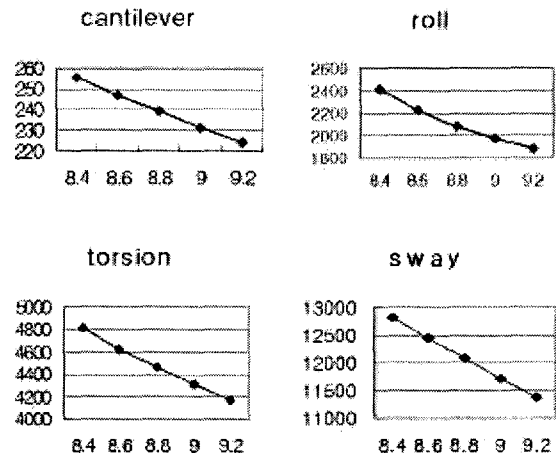


Fig. 4 Frequency variation for parameter #1 change

위의 결과를 바탕으로 첫 번째 비틀림 모드 주파수에 대한 1차 감도(sensitivity)를 구해보면 Fig. 5처럼 나오게 될 수 있다.

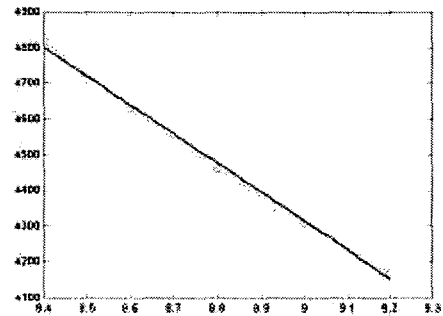


Fig. 5 The sensitivity of the 1st torsion

여기서 점선은 유한 요소 해석의 경향을 나타내며 실선은 감도를 나타낸다.

Table 4. Sensitivity of parameter #1

mode	cantilever	roll	torsion	sway
1st order sensitivity	-39.365	-650.9	-808	-1810

동일한 과정으로 2.4장에서 선정한 모든 파라미터에 대한 1차 감도를 구해보았더니 다음의 결과를 얻을 수 있었다.

Table 5. Sensitivity of design parameter

parameter	cantilever	roll	torsion	sway
# 1	-39.365	-650.9	-808	-1810
# 2	-149.16	-37.6	-4504	-1975
# 3	-55.94	-4.8	-198.8	-407
# 4	1.62	-5.4	388.5	88
# 5	3.7	-37.9	649.4	-100
# i (x)	-4.6	-1.3	-78.2	-83
# i (y)	2.21	-1.4	-96.4	-95
# ii (x)	0	0.2	7.6	56
# ii (y)	0	0.3	-5.6	-34
# iii(x)	0.13	581.2	64	75
# iii(y)	0	-179.8	-20.6	-137
# iv	-0.05	-34.8	-3.6	-31
# v	0.28	1.5	3.7	13
load beam t	-479.4	420.8	-3843.3	32969
flexure t	-498.1	122460	28334	-5722
hinge t	10034	489.8	85241	92100

파라미터변화에 따른 감도를 구하는 과정에서 서스펜션의 주파수 특성은 슬라이더 롤과 피치는 플렉서의 두께가 그리고 캔틸레버, 비틀림, 스웨이는 힌지의 두께가 각 모드 주파수에 대해 가장 민감한 파라미터임을 알 수 있다. 하지만 플렉서의 감도는 큰 반면에 두께변화에 따라 슬라이더 롤, 피치와 굽힘(bending)모드의 순서가 달라지는 특성을 보여 감도 해석에서는 사용하기가 어려운 파라미터이다. 또한 순응도(compliance) 모드인 캔틸레버(cantilever)모드는 주파수가 낮아야하고 비틀림 모드의 주파수는 높아야 하는데 파라미터 변화에 대해 서로 같은 경향을 보여 감도 해석을 통해 적절한 값을 찾아야 함을 알 수 있었다.

3.2 파라미터 변화에 대한 모드 주파수의 관계

본 연구의 핵심은 서보 성능을 향상시키기 위해 오프트랙 에러(off-track error)발생에 영향을 미치는 비틀림 모드(torsional mode)와 스웨이 모드(sway mode)의 주파수를 감도 해석을 통하여 최대한 증가시켜 서보 시스템의 밴드폭(bandwidth)을 넓게 하고자 하는 것이다.

3.1절의 파라미터변화에 대한 감도를 구하는 과정에서 힌지(hinge)의 두께변화는 서스펜션의 비틀림(torsion)과 스웨이(sway)모드의 주파수특성에 가장 민감하게 작용함을 알 수 있었는데 두께가 증가할수록 이 두 주파수는 상당히 큰 값을 가지며 증가하였다. Table 6.은 초기 모델을 기준으로 힌지의 두께변화에 따른 서스펜션 모드들의 주파수 변화를 보여준다.

Table 6. Effect of hinge thickness to Natural frequencies

Mode	Type	0.04	0.06	0.08
1	Cantilever	344.6	561.9	728.3
2	Slider Roll	1989.1	1997.5	2000.3
3	Slider Pitch	2238.3	2277.1	2312.6
4	1 st bending	3319.0	3591.9	3941.3
5	1 st torsion	5661.8	7440.9	8666.1
6	2 nd bending	8233.0	8789.0	9097.4
7	Sway	13343.5	15342.7	16427

위 결과를 보면 첫 번째 비틀림 모드와 스웨이 모드의 주파수가 증가함에 따라 캔틸레버 모드의 주파수도 같이 증가됨을 알 수 있다. 이는 서스펜션의 spring rate 을 크게 하기 때문에 결국 한 쪽을 만족시키면 다른 쪽이 나빠지는 결과를 가져오게 되는데 여기서 파라미터 #3인 서스펜션의 굽힘(bending)부분을 담당하는 힌지에 구멍을 내게 되면 이 캔틸레버의 주파수를 낮출 수 있게 된다. Table 7.은 가로 1mm 세로 2.4mm의 구멍을 내어 힌지의 두께변화에 따른 주파수 변화를 보여준다.

Table 7. Effect of hinge hole to Natural frequencies

Mode	Type	0.04	0.06	0.08
1	Cantilever	226.4	390.9	546.7
5	1 st torsion	5191.0	7024.1	8263.7
7	Sway	12665	14744	15931

Table 6.과 Table 7.의 결과처럼 모든 파라미터들이 모드 주파수에 어떤 특성을 보이는지 파악하고 있어야하며 각각에 상호보완적인 관계를 잘 이용한다면 서스펜션 디자인에 있어 좀 더 유리함을 알 수 있다.

3.3 감도 행렬을 이용한 감도 해석

3.1절과 3.2절을 바탕으로 캔틸레버 모드(cantilever mode)와 슬라이더 롤 모드(slider roll mode) 그리고 첫 번째 비틀림 모드(1st torsional mode)와 스웨이 모드(sway mode)의 목표치(target value) 주파수를 다음과 같이 정하였다.

Table 8. Target value of Natural frequencies

Mode	Type	Frequency (Hz)
1	Cantilever	220
2	Slider roll	2200
5	1 st torsion	7000
7	Sway	14000

모든 파라미터에 대한 감도 Table 5.로부터 감도 해석을 위한 감도 행렬을 만들어야 하는데 파라미터의 변화에 대해 주파수 특성에 영향이 작은 즉, 감도가 낮은 파라미터는 제외하고 민감하게 작용하는 것만 다음과 같이 선정하였다.

Table 9. High sensitivity parameter

mode	cantilever	roll	torsion	sway
parameter	# 1, # 2, # 3, # 4, load beam t, hinge t			

Table 8.에서 정한 목표 주파수(f_i)를 다음과 같이 벡터로 표현하고

$$f_i = [220, 2000, 7000, 14000]$$

초기 주파수(f_i)는 Table 2.에서의 결과로부터 다음과 같이 된다.

$$f_i = [231.7, 1972.6, 4309.4, 11712]$$

따라서 목표 주파수와 초기 주파수와의 차이인 오차벡터 (Δf)는 다음과 같이 구해진다.

$$\Delta f = f_i - f_i$$

여기서 시작 값으로 Table 7.에서 정한 각 파라미터의 초기 값(ζ_i)은 초기 모델에서 정한 값을 #1, #2, #3, #4, load beam t, hinge t 순서로 하여 다음과 같다.

$$\zeta_i = [9.0, 0.5, 0, 4.5, 0.1, 0.03]$$

그리고 디자인 파라미터의 오차벡터($\Delta \zeta$)는 목표 값(ζ_i)과 초기 값(ζ_i)의 차이로 다음과 같이 구해진다.

$$\Delta \zeta = \zeta_i - \zeta_i$$

감도 행렬(sensitivity matrix)은 다음의 식으로 구해지는데,

$$Z = \begin{bmatrix} \frac{\Delta f_1}{\Delta \zeta_1}, & \frac{\Delta f_1}{\Delta \zeta_2}, & \dots, & \frac{\Delta f_1}{\Delta \zeta_m} \\ \frac{\Delta f_2}{\Delta \zeta_1}, & \frac{\Delta f_2}{\Delta \zeta_2}, & \dots, & \frac{\Delta f_2}{\Delta \zeta_m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\Delta f_s}{\Delta \zeta_1}, & \frac{\Delta f_s}{\Delta \zeta_2}, & \dots, & \frac{\Delta f_s}{\Delta \zeta_m} \end{bmatrix}$$

위 식에 각 벡터 값들을 대입하면 다음과 같은 감도 행렬을 얻게 된다.

$$Z = \begin{bmatrix} -39.365 & -149.16 & -55.94 & 1.62 & -479.4 & 10034 \\ -650.9 & -37.6 & -4.8 & -5.4 & 420.8 & 489.8 \\ -808.0 & -4504 & -198.8 & 388.5 & -3843.3 & 85241 \\ -1810 & -1975 & -407 & 88.0 & 32969 & 92100 \end{bmatrix}$$

여기서 $\Delta f = Z \Delta \zeta$ 가 되고 이식을 다시 $\Delta \zeta = Z^{-1} \Delta f$ 와 같이 되며 따라서 목표 주파수를 만족시키는 디자인 파라미터의 최종 값(ζ_f)은 다음의 식이 된다.

$$\zeta_f = \zeta_{f-1} + \Delta \zeta$$

최종 값(ζ_f)을 얻기 위한 위 모든 과정은 한번의 과정으로 끝나는 것이 아니라 목표 주파수에 수렴 할 때까지 반복하게 된다.

3.4 감도 해석에 의한 디자인 파라미터

감도 해석을 통하여 목표 주파수에 수렴하는 파라미터를 찾는 과정으로부터 다음의 최종 값(ζ_f)을 얻게 되었다.

$$\zeta_f = [9.0, 0.0, 1.0, 5.0, 0.12, 0.03]$$

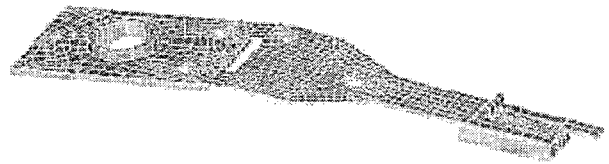


Fig. 6 Optimal designed ODD suspension

위 최종 값은 서스펜션의 제작을 고려하여 소수단위를 반올림하여 나타낸 값이다. 이 값으로부터 주파수 분석을 해보았더니 Table 10.의 결과를 얻게 되었다.

Table 10. Comparison of Natural frequency

mode	initial	target	final	error(%)
cantilever	231.7	220	222.4	1.1
roll	1972.6	2000	1967.8	1.6
1st torsion	4309.4	7000	7036.8	0.5
sway	11712	14000	14016	0.1

위 결과에서 알 수 있듯이 목표로 정한 서스펜션의 주요 모드 주파수에 감도 해석을 통해 얻은 최종 주파수 값이 최대 오차(error) 1.6% 이내에 드는 것을 확인 할 수 있다.

4. 결론

광디스크 드라이브(ODD)용 서스펜션의 수직방향에 대한 추종성능을 향상시키기 위해 로드 빔보다 두께가 얇은 힌지

(hinge)구조를 이용하여 초기 모델을 디자인하였다. 유한 요소 법을 이용하여 각 모드의 주파수를 파악하고 디자인 파라미터를 정하여 파라미터들을 변화시키면서 각 모드 주파수들의 변화를 조사하였다. 감도가 높은 파라미터를 다시 선정하고 서스펜션이 가져야 할 특성을 고려하여 주요 모드의 목표 주파수를 선정하고 감도 해석을 통해 목표치에 오차 1.6% 이내로 수렴하는 디자인 파라미터를 찾아 최적 설계를 하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 정보저장기기연구센터의 지원(R11-1997-006101-0)을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) T. Watanabe, T. Ohwe, S. Yoneoka, and Y. Mizoshita, September 1997, " An Optimization Method for Precision Positioning of Pico-CAPS"
- (2) T. Ohwe, et al., IEEE Trans. Magn., vol.32, pp. 3648-3650, 1996
- (3) T. R. Albrecht, March 1999, "Load/Unload Technology for Disk Drives"
- (4) Yang, Y. P. and Tseng, C. H., 1995, "Multiobjective Optimization of Software on Workstation"
- (5) Yee-Pien Yang and Chin-Chung Kuo, 1996, "Active Design of Hard Disk Suspension Assemblies Using Multiobjective Optimization Techniques"
- (6) I. Glaser, 1998, " Optical Disk Drives with Very Short Seek Time"