

# 모드해석법과 보조변수법을 이용한 NFR 슬라이더 평가방법

## Evaluation Method of NFR Slider

### Using Modal Analysis Method and Instrumental Variable Method

<sup>0</sup>안채현\* · 임경화\*\*

Chae-Hun An and Kyung-Hwa Rim

#### ABSTRACT

Identification method is formulated to evaluate the dynamic characteristics of air bearings under NFR(Near Field Recording) sliders. Impulse responses and frequency response functions of NFR sliders are obtained on numerical non-linear models including rigid motion of slider and fluid motion of air bearing under the slider. Modal parameters and system parameters are identified by modal analysis method and instrumental variable method. The parameters of sliders are utilized to evaluate the dynamic characteristics of air bearings. Also, this study shows the difference between the dynamic characteristics of NFR and HDD slides, and squeeze effect of air bearings.

#### 1. 서론

최근 HD-TV, 3D 그래픽 등 정보량의 폭증으로 인하여 대용량 정보저장기기가 요구되고 있다. 이에 부응하기 위하여, HDD, ODD 등 다양한 보조기억장치들의 고밀도화에 대한 연구가 더욱 가열되고 있다. 이에 기존의 광픽업(optical pick-up)을 HDD와 유사한 슬라이더에 부착하여 매우 작은 부상높이를 가지고 초고밀도 기록 또는 재생시키는 방식인 근거리 기록방법 (Near Field Recording method)에 관한 연구가 많은 관심을 받고 있다.<sup>(1,2)</sup>

슬라이더-공기베어링(slider-air bearing) 시스템은 슬라이더와 디스크간에 미세한 간격에 발생하는 비선형 특성의 공기베어링, 슬라이더를 지지하는 서스펜션(suspension)으로 구성된 시스템으로 안정적인 초미세 간격 부상, 빠른 탐색 시간(seek time)에 대한 연구와 함께 외란에 대한 슬라이더의 동특성 파악이 큰 관심의 대상이 되고 있다. NFR 슬라이더는 HDD 슬라이더에 비해 상대적으로 부상높이가 높고, 렌즈를 부착해야 하는 특성상 질량의 증가가 필연적으로 발생한다. 따라서 디스크 범퍼등의 외란에 민감할 수 있는 NFR 슬라이더의 설계에서는 기본설계개념에서 설계된 슬라이더에 대한 동특성 평가는 더욱 중요하다.

동특성 평가를 위해서는 슬라이더 매개변수 규명이 필요한데, 실험적 또는 해석적으로 얻은 시스템의 응답을 이용하여 모드매개변수를 추출하기 위하여 일반적인 모달해석법(Modal Analysis Method) 뿐만 아니라, 고차 주파수 응답함수(High Order Frequency Response Function), Extended Kalman Filter 알고리즘, 최소자승법(Least Square Method) 및 보조변수법(Instrumental Variable Method) 등의 많은 연구가 있었다. Allyn<sup>(3)</sup> 등은 단순한 시스템의 여러 가지 매개 변수 추출법을 제시하였고, 이견명<sup>(4)</sup>은 고차 주파수 응답함수를 이용하였다. Shi<sup>(5)</sup> 등은 비선형 고무의 연성 시스템을 실험적인 데이터와 행렬-지수법(Matrix-Exponential Method)을 사용하여 시스템을 규명하였다. 또한 Bogy<sup>(6-9)</sup> 등은 슬라이더 시스템의 동특성을 수치 해석적인 방법으로 매개 변수를 모달해석법을 이용하여 추출하고, 이를 슬라이더의 특성 평가 및 설계에 이용하였다. 이용복<sup>(10)</sup> 등은 최소자승법과 보조변수법으로 측정된 주파수 응답함수에서 동특성 매개 변수를 추출하였다.

본 논문에서는 NFR슬라이더의 매개 변수들을 추출하기 위하여 비선형 특성을 가지는 공기베어링 특성을 고려하여 충격응답을 구한다. 그리고 충격 응답을 이용하여 구한 주파수 응답함수에서 고유진동수와 모드 형상을 추출하고 시스템 매개 행렬인 감쇠 행렬과 강성 행렬을 구한다. 시스템 행렬을 규명하는 과정에서는 정확성을 높이기 위해 기하조건으로부터 알 수 있는 질량 행렬을 고정하고,  $[C]$ 행렬과  $[K]$ 행렬을 각각 순차적으로 보정해 주는 방법으로 보조변수법을 개선하여 이용한다.

\* 한국기술교육대학교 대학원 기계공학과

\*\* 한국기술교육대학교 제어시스템공학과

## 2. 시스템의 모델링 및 해석방법

### 2.1 슬라이더 시스템의 운동 방정식

슬라이더는 강체이고 공기베어링은 미소한 범위 이동 내에서 안정적이라고 가정하여, 슬라이더와 공기베어링은 아래의 Fig. 1과 같이 3자유도계로 모델링 한다.

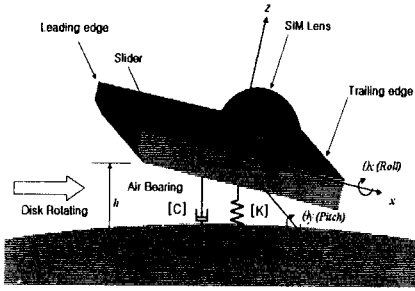


Fig. 1 Mathematical model of a NFR slider

슬라이더의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + c_z \frac{dz}{dt} + k_z = f_z(t) + \int \int_A (p - p_s) dA \quad (1)$$

$$I_\theta \frac{d^2 \theta_y}{dt^2} + c_\theta \frac{d\theta_y}{dt} + k_\theta = f_\theta(t) - \int \int_A (p - p_s) x dA \quad (2)$$

$$I_\theta \frac{d^2 \theta_x}{dt^2} + c_\theta \frac{d\theta_x}{dt} + k_\theta = f_\theta(t) + \int \int_A (p - p_s) y dA \quad (3)$$

초미세 간격의 공기베어링 해석에 사용되는 수정된 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( \rho h^3 Q \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \rho h^3 Q \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ = 6\mu V_x \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 6\mu V_y \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \end{aligned} \quad (4)$$

### 2.2 해석방법

식(1)~식(3)의 강체 운동방정식과 식(4)의 수정된 레이놀즈 비선형 방정식을 각 시간 단계에서 연관시켜 유한차분법으로 수치 해석함으로써 슬라이더의 동적 거동을 구한다.

슬라이더 형상에 따른 위의 시스템을 미소한 범위 내에서 안정하고, 선형 시불변 시스템으로 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f(t)\}, \quad u = \{z, \theta_y, \theta_x\}^T \quad (5)$$

여기서 미소한 충격입력을 초기 속도로 줌으로써 식(5)의 우항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u = \{\dot{z}, \dot{\theta}_y, \dot{\theta}_x\}^T \delta(t) \quad (6)$$

각각의 자유도의 질량 중심에 대한 개별적인 입력에 대하여 3자유도 방향으로의 충격응답을 구하고 이를 후리어 변환(Fourier transformation)을 수행함으로써 해석적인 주파수 응답 함수를 얻을 수 있다.

### 2.3 시스템의 매개 변수 추출 기법

식(5)의 매개 변수 행렬들을 다음과 같이 정의하면

$$[A] = \begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix}_{6 \times 6}, \quad [B] = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix}_{6 \times 6} \quad (7)$$

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} u \\ \dot{u} \end{Bmatrix}_{6 \times 1}, \quad \{q(t)\} = \begin{Bmatrix} f(t) \\ 0 \end{Bmatrix}_{6 \times 1} \quad (8)$$

$$[A]\{\dot{y}\} + [B]\{y\} = \{q(t)\} \quad (9)$$

각 자유도별 주파수 응답함수는 다음과 같다.

$$H_k(i\omega) = \sum_{j=1}^3 \left[ \frac{A_{kj}}{(i\omega - s_j)} + \frac{A_{kj}^*}{(i\omega - s_j^*)} \right] \quad (10)$$

$$\text{여기서} \quad s_j = -2\pi\zeta_j f_j + i2\pi\sqrt{1 - \zeta_j^2} f_j \quad (11)$$

$l$ : 입력자유도,  $k$ : 출력자유도

한편, 해석적으로 얻은 주파수 응답 함수를 단일모드 커브 피팅(single mode curve fitting)하기 위하여 주파수 응답함수는 다음과 같은 다항식 꼴로 정의한다.

$$H_k(s) = \frac{N_k(s)}{D(s)} = \frac{b_0 + b_1 s + b_2 s^2}{a_0 + a_1 s + a_2 s^2} \quad (12)$$

$N(s)$ 의 차수는 노이즈항을 고려하여 2차로 설정하였다. 오차 함수를 다음과 같이 정한다.

$$\begin{aligned} \epsilon(s) &= H(s)D(s) - N_k(s) \\ &= H(s)(a_0 + a_1 s + a_2 s^2) - (b_0 + b_1 s + b_2 s^2) \end{aligned} \quad (13)$$

오차 항을 최소화시키기 위하여

$$S = \epsilon^2 = \sum_{j=1}^N [H(s)(a_0 + a_1 s + a_2 s^2) - (b_0 + b_1 s + b_2 s^2)]^2 \quad (14)$$

식(14)를 이용하여 각각의 다항식의 계수들을 구한다. 추출된 주파수 응답함수의 고유진동수는 식(12)의 분모항에서 구한다.

$$D(s_j) = 0 \quad (j = 1, 2, 3, 4, 5, 6) \quad (15)$$

식(15)의 해는 커브피팅 과정의 오차로 인하여 보통 공액 복소수가 아닌 2개의 해를 가지므로, 그 중 선택된 구간 내에 주파수 응답함수의 최대치에 가까운 해를 선택하였다.

추출된 주파수 응답함수의 유수(residue)는 다음 식을 통하여 얻는다.

$$A_{kb} = \left. \frac{N_k(s)}{dD(s)/ds} \right|_{s=s_j} \quad (16)$$

각각의 자유도, 고유진동수 별 모드 형상은 다음 식으로부터 얻을 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \varphi_{1j} \\ \varphi_{2j} \\ \varphi_{3j} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} iA_{1j} \\ iA_{2j} \\ iA_{3j} \end{Bmatrix}, \quad j = 1, 2, 3 \quad (17)$$

식(9)에서 주파수 응답함수의 시스템 매개 변수인  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$  행렬을 추출한다.

추출된 매개 변수들은 비교적 정확한 값을 가지지만, 커브 피팅 과정에서의 오차의 혼입으로 약간의 오차를 수반하게 된다. 이를 보완하여 매개 변수들의 정확성을 높이기 위하여 다음과 같은 보조변수법(Instrumental Variable Method)을 이용하여 보완하였다.

강체 운동 방정식은 식 (18)과 같다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{f(t)\} \quad (18)$$

$u(t) = Ue^{i\omega t}$ ,  $f(t) = Fe^{i\omega t}$ 로 해를 가정하면,

$$[[K] - \omega^2[M] + i\omega[C]]\{U\} = \{F\} \quad (19)$$

그러므로 주파수 응답함수는 다음과 같다.

$$[H(\omega)] = [[K] - \omega^2[M] + i\omega[C]]^{-1} \quad (20)$$

따라서

$$[H(\omega)][K] - \omega^2[M] + i\omega[C] = [E] + [S] \quad (21)$$

$[H(\omega)]$ : 측정된 주파수 응답함수

$[E]$ : 단위행렬

$[S]$ : 오차행렬

여기서 기하조건으로부터 추출한  $[M]$  행렬을 고정하고, 일반적으로 큰 오차를 가지는  $[C]$  행렬을 먼저 보정한 후 이를 이용하여  $[K]$  행렬을 보정하는 작업을 허용 수렴 조건 내에서 반복 수행하였다.

이 때 슬라이더 공기베어링 시스템의 비선형성, 잡음의 혼입을 최소화하기 위하여 공진영역 근처의 주파수 응답함수를 이용하였다. 따라서 공진영역의 분해능이 작아지면 더 정확한 규명을 할 수 있다.

### 3. 결과 및 분석

#### 3.1 매개 변수 추출기법의 검증

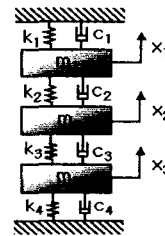


Fig. 2 Test model with 3 D.O.F

제안된 모드해석법 및 개선된 보조변수법을 검증을 위하여, Fig. 2와 같은 간단한 3자유도 시스템의 단위충격 입력에 대한 해석적인 응답을 이용하였다. Table 1에서 알 수 있듯이, 질량과 강성에 관한 매개 변수 규명이 매우 정확하게 수행되는 것을 확인할 수 있다. Table 2는 원래 모델과 규명된 모델의 모드매개변수가 거의 일치함을 보여주고 있다. 또한 측정잡음, 신호처리오차 등에 의한 영향을 평가하기 위하여 주파수 응답 함수에 5% 크기의 수치적 잡음을 추가한 뒤에 시스템을 규명하였다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 단순한 모드해석법은 공진 근처에서 약간의 오차를 수반하는 것을 알 수 있으나, 보조변수법을 같이 적용하며 규명된 결과가 참 값에 거의 같음을 알 수 있다. 본 논문에서 제기한 규명방법이 잡음에도 매우 강한 특성을 가진 것을 알 수 있다. 특히 NFR 슬라이더 평가에서 중요한 감쇠행렬 규명에 개발된 방법이 효과가 있을 것으로 판단된다.

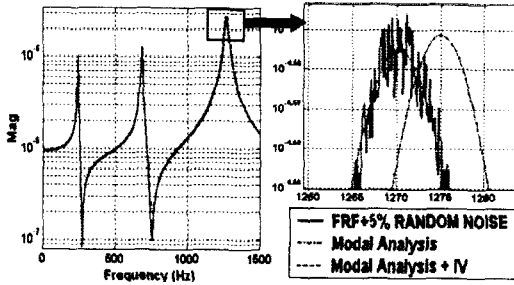


Fig. 3 Original FRF and estimated FRF ( $H_{11}$ )

Table 1 Original and estimated system Parameters

Original parameters			
[M]	1.000e0	0	0
	0	2.000e0	0
	0	0	4.000e0
[C]	2.000e1	-1.000e1	0
	-1.000e1	2.500e1	-1.000e1
	0	-1.000e1	3.000e1
[K]	1.500e5	-5.000e5	0
	-5.000e5	1.000e5	-5.000e5
	0	-5.000e5	6.000e5
Estimated parameters (S/N ratio = 0%)			
[C]	2.000e1	-1.000e1	2.594e-15
	-1.000e1	2.500e1	3.000e1
	2.594e-15	-1.000e1	3.000e1
[K]	1.500e5	-5.000e5	-6.572e-10
	-5.000e5	1.000e5	-5.000e5
	-6.572e-10	-5.000e5	6.000e5
Estimated parameters (S/N ratio = 5%)			
[C]	1.994e1	-1.512e1	-3.464e-2
	-1.512e1	2.502e1	-1.012e1
	-3.464e-2	-1.012e1	3.020e1
[K]	1.500e5	-4.997e5	-1.078e2
	-4.997e5	9.993e5	-4.997e5
	-1.078e2	-4.997e5	6.000e5

Table 2 Natural frequencies and modal damping ratio of original and estimated systems

mode	Original modal parameters		Estimated modal parameters			
	$f_n$ (Hz)	$\xi$ (%)	(S/N ratio = 0%)		(S/N ratio = 5%)	
			$f_n$ (Hz)	$\xi$ (%)	$f_n$ (Hz)	$\xi$ (%)
1	39.37	0.971	39.37	0.971	39.37	0.970
2	109.63	0.700	109.63	0.700	109.60	0.700
3	202.21	1.006	202.21	1.006	202.17	1.006

### 3.2 NFR슬라이더의 적용

모드해석법 및 보완된 보조변수법을 이용하여 현재 개발 중인 NFR 슬라이더의 공기베어링 동특성에 대한 매개 변수 추출을 시도하였다.

기하조건으로부터 각각의 슬라이더에 대하여 다음과 같은 질량 행렬을 얻을 수 있다.

$$M_{(NFR)} = \begin{bmatrix} 3.000 \times 10^{-5} & 0 & 0 \\ 0 & 3.809 \times 10^{-11} & 0 \\ 0 & 0 & 2.144 \times 10^{-11} \end{bmatrix} (\text{kg,m})$$

슬라이더의 레일 형상과 해석 초기 조건은 각각 Fig. 4과 Table 3에 나타내었다.

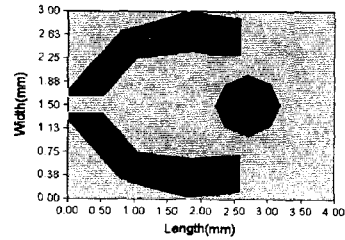


Fig. 4 Rail shape of a NFR slider

Table 3 Conditions of slider

initial condition	value
$z$ (m/sec)	0.02
$\theta_y$ (rad/sec)	4
$\dot{\theta}_x$ (rad/sec)	4
Disk Speed (rpm)	2400
Radial position (mm)	45
Initial height (nm)	110
Skew angle(degree)	0
Normal Load (gram)	5

슬라이더의 질량 중심에 가해진 미소한 충격속도에 대한 충격 응답과 주파수 응답 함수는 각각 Fig. 5와 Fig. 6과 같다. Table 4와 Table 5는 각각 같은 과정으로 추출된 NFR슬라이더의 모드 매개변수와 시스템 매개변수(질량/감쇠/강성)이다. 공기베어링은 슬라이더 밑면과 디스크간의 유동에 의하여 발생하는 것으로 슬라이더의 부상 높이와 밀접한 관련이 있다.<sup>(11)</sup> 따라서 초기 부상 높이에 따른 동적 강성과 감쇠 행렬을 추출하였다.

다음과 같은 공식을 이용하면, 롤링 모드의 고유진동수를 근사적으로 구할 수 있다.<sup>(7)</sup>

$$f_{33} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{33}}{m_{33}}} \quad (22)$$

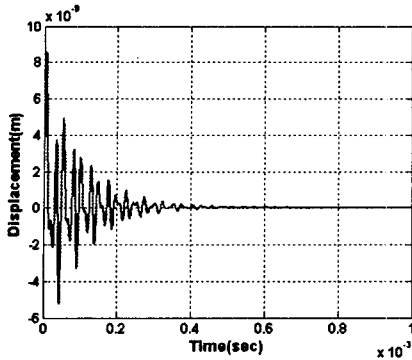


Fig. 5 Impulse response function of NFR slider ( $H_{zz}$ )

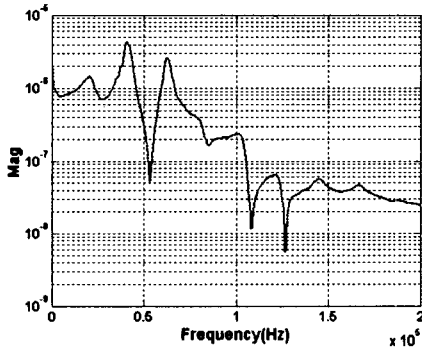


Fig. 6 FRF of NFR slider ( $H_{zz}$ )

Table 4 Estimated natural frequencies and modal damping ratio of NFR slider

mode	FH = 110nm		FH = 150nm		FH = 200nm	
	$f_n$ (KHz)	$\zeta$ (%)	$f_n$ (KHz)	$\zeta$ (%)	$f_n$ (KHz)	$\zeta$ (%)
1	41.12	4.97	36.88	4.00	32.75	4.67
2	62.57	3.22	56.57	2.96	51.17	3.56
3	85.40	3.26	81.11	3.01	77.59	2.82

참고자료<sup>(7)</sup>의 HDD용 슬라이더들에 비하여 전반적으로 고유진동수는 낮지만, 공기베어링을 구성하는 슬라이더의 밀면 넓이가 약 70%정도 크고, 질량이 약 5배정도 무겁기 때문에 상대적으로 강성이 큼을 알 수 있다.

공기베어링의 특성 때문에 일반적으로 슬라이더의 롤링 모드(rolling mode)는 다른 모드들과는 비연성 관계(decoupling relation)가 있으므로, 1자유도로 가정하여

Table 5의 매개변수와 식(22)를 이용하여 구한 롤링 모드의 고유진동수는 Table 4의 고유진동수와 일치함을 알 수 있다. 따라서 두 해석 결과는 정량적으로 일치함을 알 수 있다. 또한 부상높이가 증가할수록 감쇠나 강성이 각각 감소하는 경향을 보인다. 이는 부상높이가 증가함으로써 슬라이더와 디스크간의 간극이 커지므로, 공기 베어링의 영향이 점차 감소하기 때문이다.

Table 5의 정적 강성행렬 [ $K_{sd}$ ]는 정상상태에서 단위 하중에 대한 변위의 변화를 섭동법으로 구한 정적 강성이다. Table 5에서 보는 바와 같이, 이의  $zz$ 방향 ( $K_{11}$ )의 정적 강성은 동적 강성 [ $K_{dy}$ ]에 비하여 작은 값을 갖는다. 그 이유는 섭동법은 식(4)에서 적용된 시간에 종속적인 스쿼즈 효과(squeeze effect)가 고려되지 않기 때문이다. 초기 높이가 110nm에서 200nm로 높아짐에 따라 동적 강성은 다른 매개 변수에 비하여 급격히 감소함을 알 수 있다. 이는 부상 높이가 작을수록 스쿼즈 효과가 동적 강성에 기여하는 바가 큼을 알 수 있다.

Table 5 Estimated parameters of NFR slider

		FH = 110nm			FH = 150nm			FH = 200nm		
[C]	1.64	5.27	1.20	1.52	5.77	3.81	1.07	3.61	2.63	
	e0	e-4	e-4	e0	e-4	e-5	e0	e-4	e-5	
	5.27	3.19	1.25	5.77	1.81	2.83	3.61	2.74	1.31	
	e-4	e-7	e-7	e-4	e-7	e-8	e-4	e-7	e-8	
	1.20	1.25	7.10	3.81	2.83	6.30	2.63	1.31	5.85	
	e-4	e-7	e-7	e-5	e-8	e-7	e-5	e-8	e-7	
[K <sub>dy</sub> ]	4.60	5.16	-5.10	3.71	4.25	-4.45	2.85	4.24	3.16	
	e6	e2	e-1	e6	e2	e0	e6	e2	e-1	
	5.16	2.54	7.83	4.25	1.97	-2.02	4.24	1.59	-1.63	
	e2	e0	e-4	e2	e0	e-3	e2	e0	e-4	
	-5.10	7.83	6.14	-4.45	-2.02	5.53	3.16	-1.63	4.98	
	e-1	e-4	e0	e0	e-3	e0	e-1	e-4	e0	
[K <sub>sd</sub> ]	8.35	1.97	-1.97	8.82	2.10	-2.85	6.69	1.56	-2.80	
	e5	e3	e2	e5	e3	e1	e5	e3	e1	
	5.65	1.75	-2.65	6.05	1.84	-3.41	4.27	1.43	-3.31	
	e2	e0	e-2	e2	e0	e-2	e2	e0	e-2	
	-2.24	-5.33	7.12	-2.51	-6.29	7.34	-1.17	-3.21	7.10	
	e1	e-2	e-1	e1	e-2	e-1	e1	e-2	e-1	

#### 4. 결론

슬라이더 동특성 평가에 주요한 매개 변수들을 정량적으로 추출하기 위한 방법을 제시하고, NFR 슬라이더 직접 적용하였다.

NFR 슬라이더는 HDD용 슬라이더에 비하여 넓은 슬라이더의 면적의 영향으로 큰 강성을 가지지만 상대적으로 큰 질량으로 고유진동수는 오히려 감소한다. 공기베어링과 밀접한 관련이 있는 슬라이더의 초기 부상높이 변화에 따른 공기 베어링의 동적과 정적 강성들을 비교하였고 스퀴즈 효과에 의한 비선형적인 동적 강성의 변화와 이에 따르는 슬라이더 시스템의 고유진동수의 변화를 정량적으로 확인하였다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호: R01-1999-00260)지원으로 이루어졌으며, 재단의 지원에 감사 드립니다.

#### 참 고 문 헌

- [1] 김현기, 장 혁, 김광선, 임경화, 2000, "광디스크 드라이브 공기베어링 슬라이더의 형상민감도 해석", *Journal of the Microelectronics & Packaging Society*, Vol. 7, No. 4, pp. 37~42
- [2] 임경화, 2000, "헤드간섭으로 인한 회전디스크의 안정성 분석," *한국소음진공학회지*, Vol. 10, No. 5, pp. 865~872.
- [3] Allyn W, 1996, "Single Degree-of-Freedom Modal Parameter Estimation Methods," *Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference*, Vol. 1. pp. 253~260.
- [4] 이건명, 1997, "고차 주파수응답함수를 이용한 비선형시스템의 매개 변수 추정", *한국소음진공학회지*, Vol. 7, No. 2, pp. 223~229.
- [5] Zhiqiang Shi, 1996, "Nonlinear parametric identification of an rubber coupling using vibration test and matrix-exponential method ", *Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference*, Vol. 1. pp. 197~203.
- [6] Q. H. Zeng, and L. S. Chen and D. B. Bogy, 1997, "A Modal Analysis Method for Slider-Air Bearings in Hard Disk Drives," *IEEE Transactions Magnetics*. Vol. 33, No. 5. pp. 3124~3126.
- [7] D. B. Bogy and Q. H. Zeng, and L. S. Chen, 1997, "Air-Bearing Designs for Stable Performance in Proximity Magnetic Recording," *International Conference on Micromechatronics for Information and Precision Equipment*. pp. 65~70.
- [8] Q. H. Zeng and D. B. Bogy, 1999, "Stiffness and Damping Evaluation of Air Bearing Slider and New Design with High Damping," *Journal of Tribology*, Vol. 121. pp. 341~347.
- [9] David B. Bogy, 1999, "Experimental Evaluation of Stiffness and Damping of Slider-Air Bearing in Hard Disk Drives," *Transactions of the ASME*, Vol. 121. pp. 102~107.
- [10] 이용복, 김창호, 최동훈, 1996, "TV방법을 이용한 잡음이 포함된 베어링 실험 장치의 동특성 파라미터 추출", *한국소음진공학회지*, Vol. 6, No. 5, pp. 679~684.
- [11] 안채현, 임경화, 2001, "NFR 슬라이더의 동특성 분석," 2001년 추계학술대회 논문집, pp. 586~591.