

# 자기 회전 디스크와 헤드의 충격해석

## Shock Analysis of Magnetic Rotating Disk and Head

°장영배\*\*·박대경\*\*·박노철\*\*\*·박영필\*\*\*\*

Young-Bae Chang, Dae-Kyong Park, No-Cheol Park and Young-Pil Park

Key Words : Shock Analysis(충격해석), Rotating Disk(회전원판), Head-Suspension(헤드-서스펜션)

### ABSTRACT

This research demonstrates the transient response of a head disk assembly subjected to a half-sine shock pulse in the axial direction. In case of disk analysis, the numerical method presented by Barasch and Chen is used. Galerkin method is used with mode shape by numerical method. head-suspension system is modeled by the cantilever in order to get simulation results. Simulation results about total system of HDA are calculated by Runge-Kutta method.

### 1. 서론

하드디스크 드라이브는 정보저장기기로서 널리 사용되고 있다. 이에 더불어 휴대용 노트북등에 사용되고 험한 환경에 노출되고 있어 충격에 대한 고려가 필요하다. 특히 노트북이나 Palm 컴퓨터등에 사용되는 하드디스크 드라이브는 작동 중 충격과 진동, 운송중의 충격과 진동등에 노출되게 되므로 헤드와 디스크의 충격응답해석이 연구되어 왔고, 충격성능에 대한 예측이 필요하다. Ono[1]는 정적인 집중하중을 받는 회전디스크의 변위에 대한 연구를 수행하였으며, Chonan[2]는 축방향과 피칭방향으로 움직이는 플로퍼 디스크의 Read/Write 헤드의 진동에 대해 연구하였다. Honda[3]는 집중조화력을 받는 회전디스크의 정상상태에서의 움직임에 대해 연구하였다. Ono[4], Fukuki[5]와 Odaka[6]는 헤드-슬라이더와 자기 디스크사이의 부상높이에 대해 실험적으로 그리고 이론적으로 해석하였다. 그리고, Jiang[7]등은 헤드-디스크 시스템에 충격력이 작용하는 접촉기록 헤드-슬라이더의 이론적인 충격응답해석을 수행하였다.

하지만 대부분의 헤드-디스크 시스템의 충격 응답해석에 있어서 디스크의 거동을 해석하는 경우에 정지원판의 모드형상을 사용한다. 이 논문에서는 Barasch 와 Chen 이 제안한 회전원판의 해석 모델을 이용하여 회전원판의 모드형상을 구하

고 이를 이용하여 하프사인충격력이 헤드-디스크 시스템에 작용하는 경우의 시스템의 충격 응답을 이론적으로 해석하였다.

### 2. 헤드-디스크의 해석 모델[7]

그림 1 은 외경이  $a$  이고, 내경이  $b$  이고, 각속도  $\Omega$  로 회전하는 디스크, 외팔보와 집중 질량으로 구현한 서스펜션과 디스크와 헤드의 접촉점을 나타낸다. 그리고 시스템은 외부의 충격력에 의해 가진이 됨을 보여 준다.

우선 회전디스크의 운동방정식을 살펴보자. 회전 디스크의 경계조건은 외경  $a$  에서는 자유이고, 내경  $b$  에서는 고정된 상태이다. 그리고 일정한 각속도  $\Omega$  로 회전하고 있으며, 디스크와 헤드사이의 접촉에 의해 접촉력  $F_c$  를 받고 있다.

이후에는 회전하지 않는 축방향 공간에 고정된 좌표계  $(z_d, r, \eta)$ 와 케이스에 고정된 좌표계  $(u_d, r, \eta)$ 를 도입하고 해석한다. 그리고,  $z_d$  와  $u_d$  는 동시에 그 좌표계에 관한 디스크의 변위를 나타낸다.

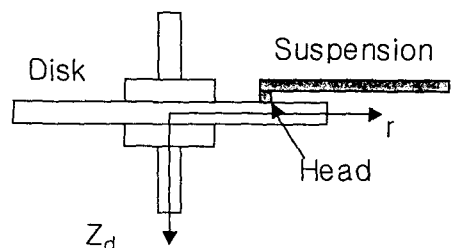


Fig. 1 Geometry of Head-Disk System

\* 연세대학교 기계공학과  
E-mail : gorio015@vibcon.yonsei.ac.kr  
Tel : (02) 2123-4677, Fax : (02) 365-8460

\*\* 삼성전자 DMN 총괄 DM 연구소  
\*\*\* 연세대학교 정보저장협동과정  
\*\*\*\* 연세대학교 기계공학과

$\rho$ ,  $h$ ,  $E$  와  $\nu$  는 각각 디스크의 밀도, 두께, 탄성 계수 및 프와송비를 나타내고,  $D$  는  $Eh^3/12(1-\nu^2)$  이다. 축방향 가진력  $\ddot{z}_{case}$  를 받는 디스크의 운동방정식은 아래와 같다.

$$D\nabla^4 u_d + \rho h \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - 2\Omega \frac{\partial^2}{\partial \eta \partial t} + \Omega^2 \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} \right) u_d - h \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \sigma_r \frac{\partial u_d}{\partial r}) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \eta} (\sigma_\eta \frac{\partial u_d}{\partial \eta}) \right] = F_c \frac{\delta(\eta - \eta_0) \delta(r - r_0)}{r} - \rho h \ddot{z}_{case}, \quad (1)$$

여기에서  $(r, \eta) = (r_0, \eta_0)$  는 접촉력을 받는 헤드와 디스크 사이의 접촉위치를 표시한다. 절직경과 절원의 개수가 모두 없는 경우의 디스크의 해는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u_d(r, \eta, t) = C_{00}(t) R_{00}(r), \quad (2)$$

여기에서  $R_{00}(r)$  은 절원과 절직경이 모두 없는 경우의 회전디스크의 경계조건을 만족하는 공간함수이고,  $C_{00}(t)$  는 대응하는 시간함수다.  $\eta$  가 0 이라 가정하면 다음과 같이 반경 방향의 변수  $r$  과 시간에 관한 변수  $t$  로 구성되는 디스크의 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\rho h R_{00} \ddot{C}_{00} + [D\nabla^4 R_{00} - h \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \sigma_r \frac{\partial R_{00}}{\partial r})] C_{00} = F_c \frac{\delta(\eta - \eta_0) \delta(r - r_0)}{r} - \rho h \ddot{z}_{case} \quad (3)$$

디스크가 절원과 절직경이 모두 없는 모드만을 가지고 있다고 가정하면 Galerkin 의 방법을 이용하여 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\nabla^4 u_d = \left[ \frac{\partial^4 R_{00}}{\partial r^4} + \frac{2}{r} \frac{\partial^3 R_{00}}{\partial r^3} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial^2 R_{00}}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3} \frac{\partial R_{00}}{\partial r} \right] C_{00} \quad (4)$$

이를 정리하면 다음과 같은 디스크의 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$M_D \ddot{C}_{00} + \Gamma_D \dot{C}_{00} + K_D C_{00} = F_c \frac{\delta(\eta - \eta_0) \delta(r - r_0)}{r} - \rho h \ddot{z}_{case}, \quad (5)$$

여기에서

$$M_D = 2\pi \rho h \int_0^r r R_{00}^2(r) dr,$$

$$\Gamma_D = 0,$$

$$K_D = 2\pi D \int_0^r \left[ r \frac{\partial^4 R_{00}(r)}{\partial r^4} + 2 \frac{\partial^3 R_{00}(r)}{\partial r^3} - \frac{2}{r} \frac{\partial^2 R_{00}(r)}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial R_{00}(r)}{\partial r} \right] R_{00}(r) dr - 2\pi h \int_0^r \frac{\partial}{\partial r} (r \sigma_r \frac{\partial R_{00}(r)}{\partial r}) R_{00}(r) dr,$$

$$R_D = R_{00}(r_0),$$

$$S_D = 2\pi \int_0^r r R_{00}(r) dr$$

이다.

같은 방법으로 집중질량과 외팔보로 구현한 헤드-서스펜션의 운동방정식을 구한다. 헤드의 질량을  $m$ , 서스펜션의 밀도, 단면적, 단면 2 차 모멘트 및 탄성계수를 각각,  $\rho$ ,  $A$ ,  $I$  와  $E$  로 정의하였다. 서스펜션에 가해지는 정적 압부 하중을  $F_s$  라 하고, 디스크와 접촉하는 헤드에 걸리는 접촉력을  $F_c$  라 한다. 케이스 전체가 축방향에 충격가속도  $\ddot{z}_{case}$  를 받고, 케이스에 고정된 좌표계에서 본 헤드-서스펜션의 운동방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$[\rho A + m\delta(x-l)] \frac{\partial^2 u_h}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} [EI(1+c \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial^2 u_h}{\partial x^2}] = (F_s - F_c) \delta(x-l) - [\rho A + m\delta(x-l)] \ddot{z}_{case}(t) \quad (6)$$

모드함수  $W(x)$  와 시간함수  $f(t)$  를 이용하면 헤드-서스펜션시스템의 해를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$u_h(x, t) = \sum_{n=1}^N W_n(x) f_n(t), \quad (7)$$

그리고, 식 (7)을 식 (6)에 대입하여 정리하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\sum_{n=1}^N [\rho A + m\delta(x-l)] W_n(x) \ddot{f}_n(t) + \sum_{n=1}^N EI \frac{d^4 W_n(x)}{dx^4} [f_n(t) + c \dot{f}_n(t)] = (F_s - F_c) \delta(x-l) - [\rho A + m\delta(x-l)] \ddot{z}_{case}(t). \quad (8)$$

모드형상의 직교성을 이용하면 디스크의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_H \ddot{F} + \Gamma_H \dot{F} + K_H F = -R_H F_c + R_H F_s - S_H \ddot{z}_{case}, \quad (9)$$

여기에서

$$m_{Hij} = \int_0^l [\rho A + m\delta(x-l)] W_j(x) W_i(x) dx,$$

$$\gamma_{Hij} = \int_0^l c EI \frac{\partial^4 W_j(x)}{\partial x^4} W_i(x) dx,$$

$$k_{Hij} = \int_0^l EI \frac{\partial^4 W_j(x)}{\partial x^4} W_i(x) dx,$$

$$r_{Hij} = \int_0^l \delta(x-l) W_i(x) dx,$$

$$s_{Hij} = \int_0^l [\rho A + m\delta(x-l)] W_i(x) dx$$

이다.

본 연구시 작용하는 디스크 축방향의 충격가속도  $\ddot{z}_{case}$  를 정현반파형으로 가정하면 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial^2 z_{case}}{\partial t^2} = \begin{cases} G_a \sin \omega t & \text{for } 0 \leq t \leq \tau \\ 0 & \text{for } \tau < t \end{cases}, \quad (10)$$

여기에서  $\tau$  는 충격력의 지속 시간이고,  $G_a$  는 충격력의 크기이다. 해석시 사용된 디스크의 재질은 알루미늄이고, 회전속도는 3600rpm 이다.

### 3. 수치 해석 결과

만약 충격력이 어떤 제한을 넘어서게 되면, 서스펜션의 예압을 넘어서게 되고, 헤드-서스펜션에 작용하는 전체힘이 헤드를 디스크와 분리 시켜서 디스크의 표면에 손상을 입히게 된다. 결론적으로 헤드슬랩을 방지하기위한 가장 쉬운 방법은 서스펜션의 예압을 증가시키는 것이다. 그러나 에어베어링의 디자인과 슬라이더의 디자인등의 이유로 예압의 증가는 한계를 가지게 된다. 이런 제한선은 디스크가 강체라는 가정을 하게 되면, 식 (9)를 이용하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$D_g = \frac{R_H}{S_H} F_s = 50.8156 G \quad (11)$$

충격력의 크기가 50 G 이하인 경우, 전체힘은 헤

드-서스펜션을 충분히 눌러주게 되고, 헤드슬랩은 일어나지 않는다. 그러나, 디스크가 강체가 아니므로, 디스크의 운동도 충격응답해석에서 중요한 역할을 한다. 디스크의 운동은 결과적으로 헤드-서스펜션에 커다란 에너지를 전달한다.

수치해석을 통해 충격력의 크기가 한계점이하인 경우에는 헤드-서스펜션의 도약량이 거의 40 nm 이하임을 알 수 있다. 그러나 충격력이 한계점을 넘어서게 되면 충격력의 가진 주파수에 따라 다른 성능을 보임을 알 수 있다.

그림 2 부터 그림 9 는 충격력이 한계점 근방인 50G 인 경우의 디스크와 헤드의 변위, 그리고 접촉점에서의 접촉력을 나타낸다. 이 경우의 헤드의 도약량은 헤드-서스펜션의 고유진동수인 300Hz 와 디스크의 고유진동수인 600Hz 에서, 나머지 다른 주파수보다 상대적으로 큰 값을 가진다. 그림 2 와 3 을 살펴보면 헤드의 도약량이 제한되고 있음을 알 수 있다.

그림 4 와 5 는 충격력에 의해 헤드가 디스크 표면에서 분리되어 표면을 여러 번 때리고 있음을 보여준다. 그림 6 과 7 의 경우는 디스크의 고유진동수와 같은 600Hz 의 충격력이 가해지는 경우의 그래프이다. 살펴보면 초기에 약간 헤드가 도약하고, 후에는 주기적으로 진동하고 있음을 알 수 있다. 그림 8 과 9 는 충격력의 가진 주파수가 800Hz 인 경우의 결과이다. 표 1 에는 50G 의 충격력이 가해지는 경우, 서로 다른 가진주파수에 대해 디스크와 헤드의 최대 상대변위와 최대 접촉력을 정리하였다.

그림 10 부터 15 는 충격한계점을 넘는 경우인 충격력이 100G 인 경우의 헤드 도약 특성에 대한 결과이다. 표 2 에 정리된 바와 같이, 충격력이 한계점을 넘어서는 경우에는 최대상대변위가 충격지속시간이 길수록 큼을 알 수 있다. 결국, 헤드-서스펜션의 동특성은 충격력이 한계점을 넘어서는 경우에는 별 다른 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 300Hz 와 600Hz 의 경우, 접촉력이 0.1N 을 넘어섬을 알 수 있다. 이는 디스크 표면에 손상을 낼 수 있는 충분한 값이다. 충격력이 100G 인 경우 최대 상대변위와 접촉력이 비례함을 표 2 를 통해 알 수 있다.

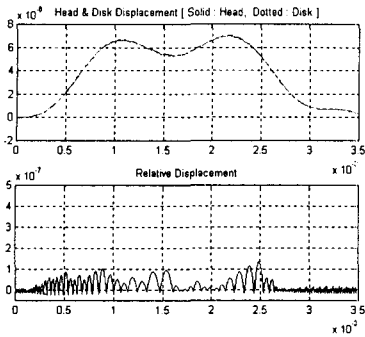


Fig. 2 Displacement for  $G_a=50G$  and  $f=150Hz$ .

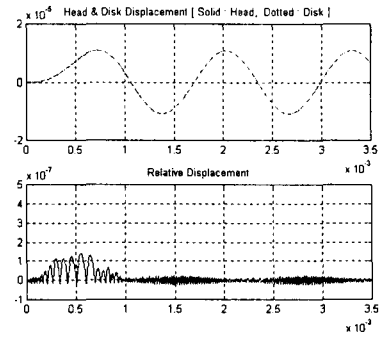


Fig. 6 Displacement for  $G_a=50G$  and  $f=600Hz$ .

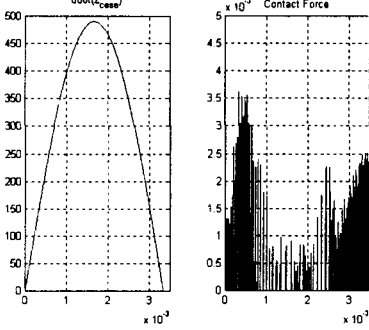


Fig. 3 Time history of external impulsive acceleration ( $m/s^2$ ) and contact force (N).  $G_a=50G$  and  $f=150Hz$ .

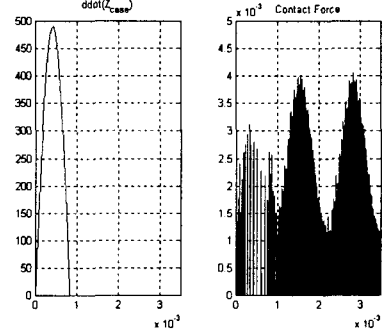


Fig. 7 Time history of external impulsive acceleration ( $m/s^2$ ) and contact force (N).  $G_a=50G$  and  $f=600Hz$ .

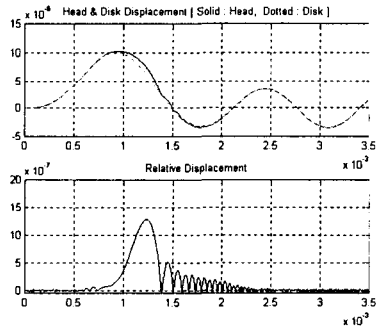


Fig. 4 Displacement for  $G_a=50G$  and  $f=300Hz$ .

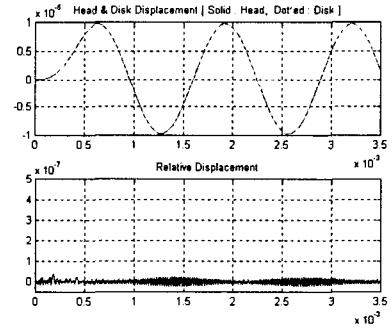


Fig. 8 Displacement for  $G_a=50G$  and  $f=800Hz$ .

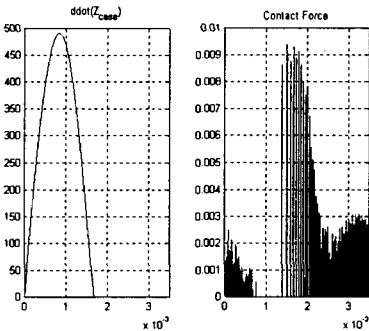


Fig. 5 Time history of external impulsive acceleration ( $m/s^2$ ) and contact force (N).  $G_a=50G$  and  $f=300Hz$ .

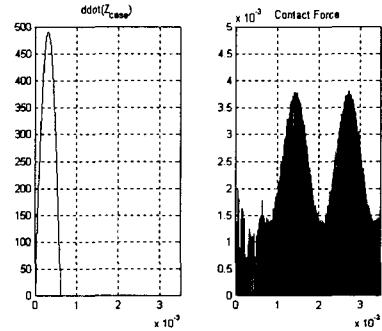


Fig. 9 Time history of external impulsive acceleration ( $m/s^2$ ) and contact force (N).  $G_a=50G$  and  $f=800Hz$ .

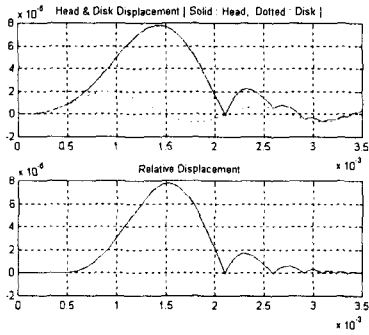


Fig. 10 Displacement for Ga=100G and f=300Hz

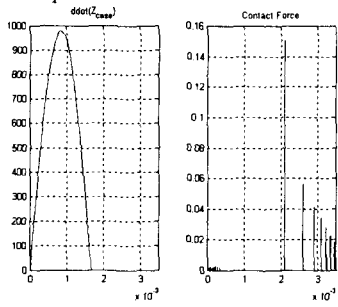


Fig. 11 Time history of external impulsive acceleration ( $m/s^2$ ) and contact force (N). Ga=100G and f=300Hz.

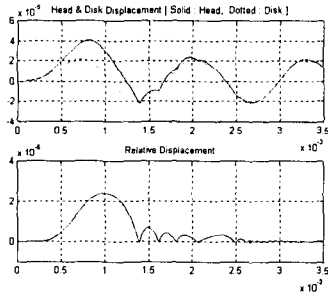


Fig. 12 Displacement for Ga=100G and f=600Hz.

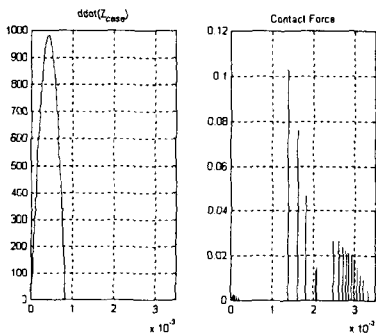


Fig. 13 Time history of external impulsive acceleration ( $m/s^2$ ) and contact force (N). Ga=100G and f=600Hz

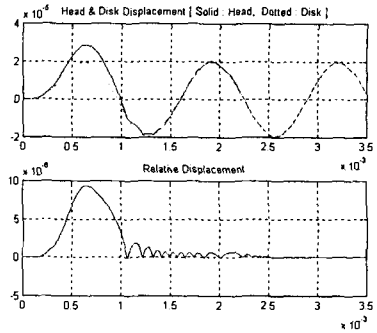


Fig. 14 Displacement for Ga=100G and f=800Hz

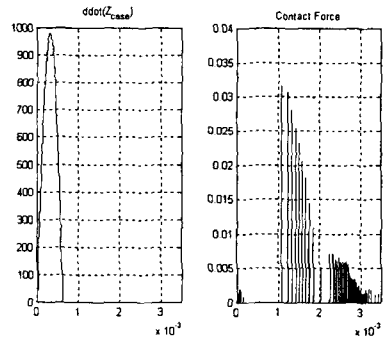


Fig. 15 Time history of external impulsive acceleration ( $m/s^2$ ) and contact force (N). Ga=100G and f=800Hz

Table 1 Maximum relative displacement and contact force. Ga=50G.

External impulsive acceleration	Shock frequency	Maximum relative displacement	Maximum contact force
50 G	150 Hz	136.52 nm	3.52 mN
	300 Hz	1286.1 nm	9.37 mN
	600 Hz	142.55 nm	4.11 mN
	800 Hz	36.677 nm	3.61 mN

Table 2 Maximum relative displacement and contact force. Ga=100G and 150G.

External impulsive acceleration	Shock frequency	Maximum relative displacement	Maximum contact force
100 G	300 Hz	77.646 $\mu\text{m}$	0.151 N
	600 Hz	24.004 $\mu\text{m}$	0.102 N
	800 Hz	9.4167 $\mu\text{m}$	0.0317 N

#### 4. 결론

접촉기록방식의 헤드-디스크 시스템의 해석을 통해 충격력의 크기가 한계점 근방인 경우, 충격력의 가진 주파수가 헤드-서스펜션과 디스크의 동특성에 영향을 받음을 알 수 있다. 그리고, 충격

력의 크기가 한계점을 넘어서는 경우에는 디스크와 헤드의 최대 상대변위가 충격력의 지속 시간이 길수록 커짐을 알 수 있다. 이를 종합하면, 충격력이 한계점을 넘어서지 않는 경우에만 디스크와 헤드-서스펜션의 동특성이 충격응답에 영향을 미침을 알 수 있다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 정보저장기기연구센터의 지원(2000G0101)을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) K. Ono, T. Maeno and T. Ebihara, "A study of head to media interface in flexible disk", in JSME(C), vol. 52, no. 437, pp. 326, 1986.
- (2) S. Chonan and Z. W. Jiang, "Dynamic response of rotating disks subjected to axial and pitching oscillations", in JSME(C), vol.54, no. 502, pp. 1181, 1988.
- (3) Y. Honda, H. Matsuhisa and S. Sato, "The steady state response of a rotating disk to a concentrated harmonic force at a space-fixed point", in JSME(C), vol. 54, no. 507, pp. 2610, 1988.
- (4) S. Ono, K. Kogure and Y. Mitsuya, in JSME(C), vol.45, no. 391, pp.356, 1979.
- (5) S. Fukui, K. Kogure and Y. Mitsuya, in JSME(C), vol.51, no. 469, pp.2291, 1985.
- (6) T. Odaka, K. Tanaka, Y. Takeuchi and Y. Saitoh, "Dynamic characteristics of air-lubricated slider bearing for magnetic disk files", in JSME(C), vol. 53, no.487, pp. 815, 1987.
- (7) Z. Jiang, M. Atsumi, M. Tanaka and S. Chonan, "Shock response of contact recording head-disk assembly system", in JSME(C), vol. 63, no. 631, pp. 932, March 1999.