

하드디스크 드라이브의 회전속도 변화에 따른 디스크와 헤드의 충격해석

Shock Analysis of Head and Disk in Hard Disk Drive According to Various Rotating Speed

장 영 배† · 박 대 경* · 박 노 철** · 박 영 필***

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

(2004년 3월 16일 접수 : 2004년 10월 19일 심사완료)

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

ABSTRACT

This research demonstrates the shock response analysis 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 as the cantilever in order to get simulation results. Simulation results of HDA are calculated by Runge-Kutta method. Finally, shock responses of head and disk are analyzed according to the change of the rotating speed of the disk.

1. 서 론

하드디스크 드라이브에서 충격에 대한 성능은 저장 밀도가 높아지고 크기가 작아짐에 따라 따라 매우 중요한 문제로 인식되고 있다. 특히 노트북용 하드디스크 드라이브는 데스크탑용 드라이브보다 운반중이나 작동중에 다양한 충격을 받게 된다. 이런 충격에 대한 시스템의 응답을 연구하는 것이 중요하게 부각되고 있다. 요즈음 높은 성능의 드라이브는 정밀한 서스펜션뿐만 아니라, 더욱 낮아진 부상 높이와 민감한 매체 때문에 제작상의 엄격한 제한을 견뎌낼 수 있어야 한다. 따라서 설계시 헤드 디스크 계의 충격에 대한 응답을 조사하는 과정이 매우 중요하다고 하겠다.

Ono⁽¹⁾는 정적인 집중하중을 받는 회전디스크의 변위에 대한 연구를 수행하였으며, Chonan⁽²⁾는 축방향과 피칭방향으로 움직이는 플로피 디스크의 기록 및 재생 헤드의 진동에 대해 연구하였다. Honda⁽³⁾는 집중 조화력을 받는 회전디스크의 정상상태에서의 움직임에 대해 연구하였다. Ono⁽⁴⁾, Fukui⁽⁵⁾와 Odaka⁽⁶⁾는 헤드-슬라이더와 자기디스크사이의 부상높이에 대해 실험적으로 그리고 이론적으로 해석하였다. Jiang⁽⁷⁾ 등은 헤드-디스크 시스템에 충격력이 작용하는 접촉 기록헤드-슬라이더의 이론적인 충격응답해석을 수행하였다. 손진승 등⁽⁸⁾은 하드디스크 드라이브의 액츄에이터의 충격해석을 실험적으로 연구하였다. 하지만 대부분의 헤드-디스크 시스템의 충격응답해석연구에서는 디스크의 거동을 해석하는 경우에 정지원판의 모드형상을 사용한다. 그러나, 정지원판의 모드형상을 사용하는 경우 회전 속도 변화에 따른 모드형상의 변화를 반영할 수 없는 문제가 있다. 본 논문에서는 Barasch와 Chen이 제안한 회전원판의 해석 모델을 이용하여 회전원판의 모드형상을 구하고 이를 이용하여 하프사인충격력이 헤드-디스크 시스템에 작용하는

† 책임저자 : 정희원, 연세대학교 기계공학과
E-mail : gorio015@cisd.yonsei.ac.kr

Tel : (02) 2123-4677, Fax : (02) 365-8460

* 정희원, 삼성전자 DM 총괄 DM 연구소

** 정희원, 연세대학교 정보저장협동과정

*** 정희원, 연세대학교 기계공학과

경우의 시스템의 충격 응답을 이론적으로 해석하였다. 또한, 디스크의 회전속도 변화에 따라 회전원판의 모드를 구하였다. 이를 이용하여 회전 속도 변화에 따른 헤드와 디스크의 충격응답의 변화를 해석하였다.

2. 헤드-디스크의 해석 모델(7)

Fig. 1은 외경이 b 이고, 내경이 a 이고, 각속도 Ω 로 회전하는 디스크, 외팔보와 집중 질량으로 구현한 서스펜션과 디스크와 헤드의 접촉점을 나타낸다. 우선 회전디스크의 운동방정식을 살펴보면, 회전 디스크의 경계조건은 외경 b 에서는 자유이고, 내경 a 에서는 고정된 상태이다. 그리고 일정한 각속도 Ω 로 회전하고 있으며, 디스크와 헤드사이의 접촉에 의해 접촉력 F_c 를 받고 있다.

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

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

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

여기에서 $(r, \eta) = (r_0, \eta_0)$ 는 접촉력을 받는 헤드와 디스크 사이의 접촉위치를 표시한다. 해석의 편리

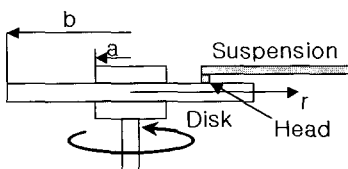


Fig. 1 Illustration of head-disk system

함을 위해 절직경과 절원의 개수가 모두 없는 경우의 디스크의 해만을 이용하였으며, 원심력이 고려된 회전디스크의 모드형상을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁹⁾

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

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

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

디스크가 절원과 절직경이 모두 없는 모드만을 가지고 있다고 가정하면 Galerkin의 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.

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

여기에서

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

$$\Gamma_D = 0,$$

$$\begin{aligned}
 K_D = 2\pi D \int_b^a & \left[r \frac{\partial^4 R_{00}(r)}{\partial r^4} + 2 \frac{\partial^3 R_{00}(r)}{\partial r^3} \right. \\
 & \left. - \frac{2}{r} \frac{\partial^2 R_{00}(r)}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial R_{00}(r)}{\partial r} \right] R_{00}(r) dr \\
 & - 2\pi h \int_b^a \frac{\partial}{\partial r} (r \sigma_r \frac{\partial R_{00}(r)}{\partial r}) R_{00}(r) dr
 \end{aligned}$$

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

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

이다.

같은 방법으로 집중질량과 외팔보로 구현한 헤드-서스펜션의 운동방정식을 구한다. 헤드의 질량을 m , 서스펜션의 밀도, 단면적, 단면 2차 모멘트 및 탄성계수를 각각, ρ , A , I 와 E 로 정의하였다. 서스펜션에 가해지는 정적 압부 하중을 F_s 라 하고, 디스크와 접촉하는 헤드에 걸리는 접촉력을 F_c 라 한다. 여기서, F_c 는 접촉력을 나타내므로, 디스크와 헤드가 떨어지는 경우 그 값이 0이 된다. 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.

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

모드형상의 직교성을 이용하면 헤드-서스펜션의 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.

이 연구시 작용하는 디스크 축방향의 충격가속도 \ddot{z}_{case} 를 반정현파형으로 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 τ 는 충격력의 지속 시간이고, G_a 는 충격가속도의 크기이다. 디스크의 운동방정식과 헤드-서스펜션의 운동방정식을 정리하면 다음과 같은 헤드와 디스크의 연성 운동방정식을 구할 수 있다.

$$M\ddot{X} + \Gamma\dot{X} + KX = R_1 F_c + R_2 F_s - S\ddot{z}_{case}(t) \quad (11)$$

여기서,

$$M = \begin{bmatrix} M_H & 0 \\ 0 & M_D \end{bmatrix}, K = \begin{bmatrix} K_H & 0 \\ 0 & K_D \end{bmatrix}, \Gamma = \begin{bmatrix} \Gamma_H & 0 \\ 0 & \Gamma_D \end{bmatrix},$$

$$X = \begin{bmatrix} F \\ C_{00} \end{bmatrix}, R_1 = \begin{bmatrix} -R_H \\ R_D \end{bmatrix}, R_2 = \begin{bmatrix} R_H \\ 0 \end{bmatrix}, S = \begin{bmatrix} S_H \\ S_D \end{bmatrix}$$

이다. 해석시 사용된 디스크의 재질은 알루미늄이고, 회전속도는 3600 rpm이다.

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 방지하기 위한 가장 쉬운 방법은 서스펜션의 예압을 증가시키는 것이다. 그러나 에어베어링의 디자인과 슬라이더의 디자인등의 이유로 예압의 증가는 한계를 가지게 된다. 이런 제한선은 디스크가 강체라는 가정과 정적인 가속도가 가해진다는 가정을 이용하여 구할 수 있다. 위의 가정을 이용하면 헤드-서스펜션의 운동방정식 식 (9)에서 좌변과 우변의 접촉력 F_c 는 0이 되어 다음과 같은 식으로 정리할 수 있다.

$$D_g = \frac{R_H}{S_H} F_s = 50.8156 G \quad (12)$$

충격력의 크기가 50 G 이하인 경우, 전체힘은 헤드-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 디스크와 헤드-서스펜션의 상대변위를 나타내는 헤드-서스펜션의 도약량이 거의 40 nm 이하임을 알 수 있다. 그러나 충격력이 한계점을 넘어서게 되면

충격력의 가진 주파수에 따라 다른 성능을 보인다.

Fig. 2부터 Fig. 9는 충격력이 한계점 근방인 50 G 인 경우의 디스크와 헤드의 변위, 그리고 접촉점에서의 접촉력을 나타낸다. 이 경우의 헤드의 도약량은 헤드-서스펜션의 고유진동수인 300 Hz와 디스크의 고유진동수인 600 Hz에서, 나머지 다른 주파수보다 상대적으로 큰 값을 가진다. Fig. 2와 3을 살펴보면 헤드의 도약량이 제한되고 있음을 알 수 있다. Fig. 4와 5는 충격력에 의해 헤드가 디스크 표면에서 분리되어 표면을 여러 번 때리고 있음을 보여준다. Fig. 6과 7의 경우는 디스크의 고유진동수와 같은 600 Hz의 충격력이 가해지는 경우의 그래프이다. 살펴보면 초기

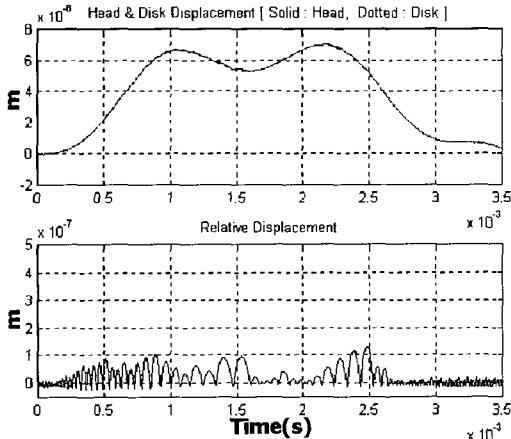


Fig. 2 Displacement for $G_a=50 G/f=150 \text{ Hz} (\tau=1/300 \text{ s})$

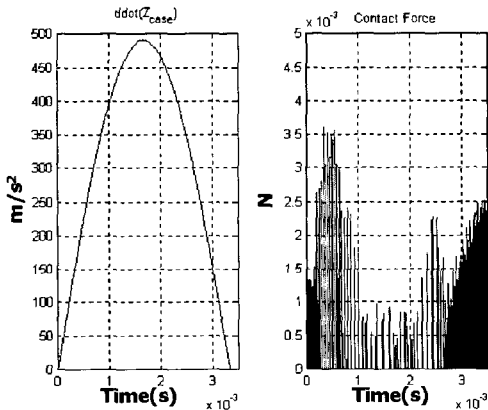


Fig. 3 Time history of external impulsive acceleration and contact force. $G_a=50 G/f=150 \text{ Hz} (\tau=1/300 \text{ s})$

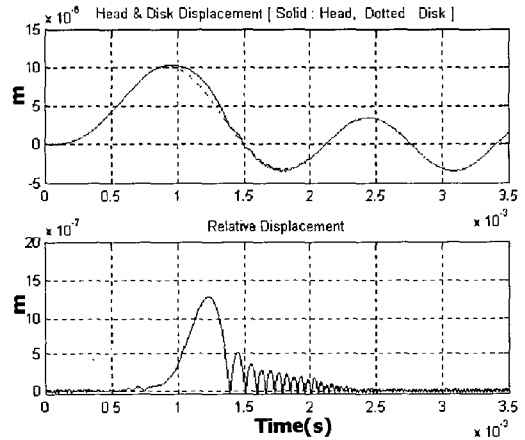


Fig. 4 Displacement for $G_a=50 G/f=300 \text{ Hz} (\tau=1/600 \text{ s})$

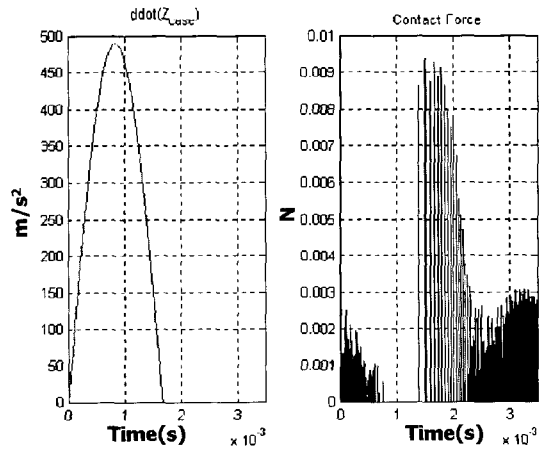


Fig. 5 Time history of external impulsive acceleration and contact force. $G_a=50 G/f=300 \text{ Hz} (\tau=1/600 \text{ s})$

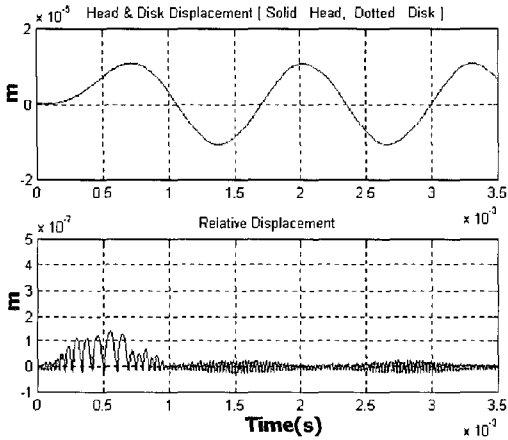


Fig. 6 Displacement for $G_a=50\text{ G}/f=600\text{ Hz}$ ($\tau=1/1200\text{ s}$)

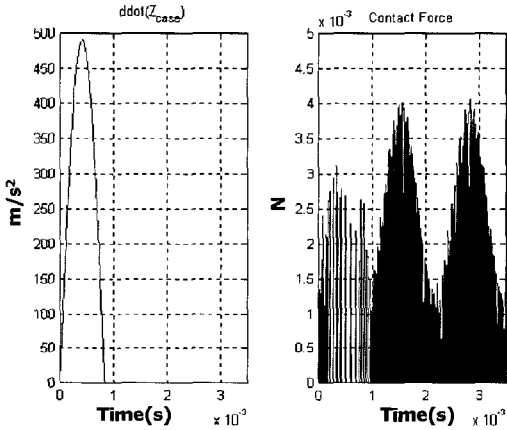


Fig. 7 Time history of external impulsive acceleration and contact force. $G_a=50\text{ G}/f=600\text{ Hz}$ ($\tau=1/1200\text{ s}$)

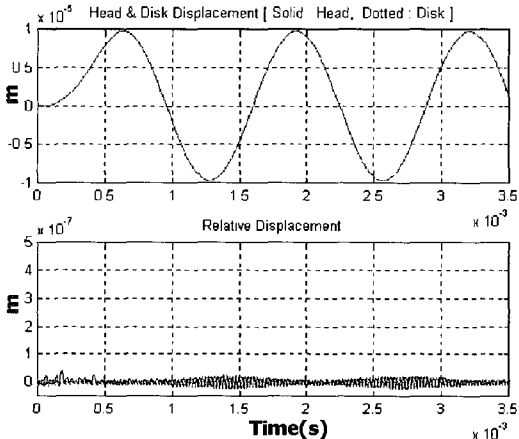


Fig. 8 Displacement for $G_a=50\text{ G}/f=800\text{ Hz}$ ($\tau=1/1600\text{ s}$)

에 약간 헤드가 도약하고, 후에는 주기적으로 진동하고 있음을 알 수 있다. Fig. 8과 9는 충격력의 가진 주파수가 800 Hz인 경우의 결과이다. Table 1에는 50 G의 충격력이 가해지는 경우, 서로 다른 가진주파수

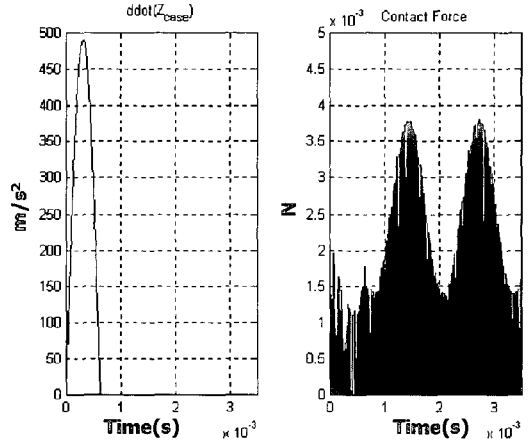


Fig. 9 Time history of external impulsive acceleration and contact force. $G_a=50\text{ G}/f=800\text{ Hz}$ ($\tau=1/1600\text{ s}$)

Table 1 Maximum relative displacement and contact force($G_a=50\text{ G}$)

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

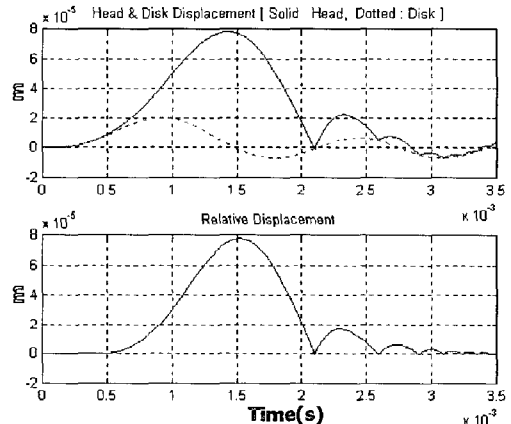


Fig. 10 Displacement for $G_a=100\text{ G}/f=300\text{ Hz}$ ($\tau=1/600\text{ s}$)

에 대해 디스크와 헤드의 최대 상대변위와 최대 접촉력을 정리하였다. Fig. 10부터 15는 충격한계점을 넘는 경우인 충격력이 100 G 인 경우의 헤드 도약 특성에 대한 결과이다. Table 2에 정리된 바와 같이, 충격력이 한계점을 넘어서는 경우에는 최대상대변위가

Table 2 Maximum relative displacement and contact force($G_a=100$ G)

External impulsive acceleration	Shock frequency	Maximum relative displacement	Maximum contact force
100 G	300 Hz	77.646 μm	0.151 N
	600 Hz	24.004 μm	0.102 N
	800 Hz	9.4167 μm	0.0317 N

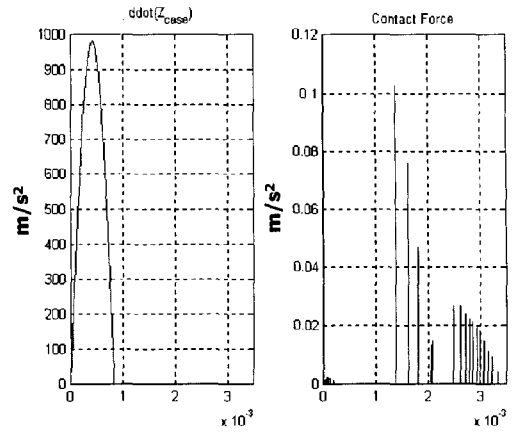


Fig. 13 Time history of external impulsive acceleration and contact force. $G_a=100$ G/ $f=600$ Hz ($\tau=1/1200$ s)

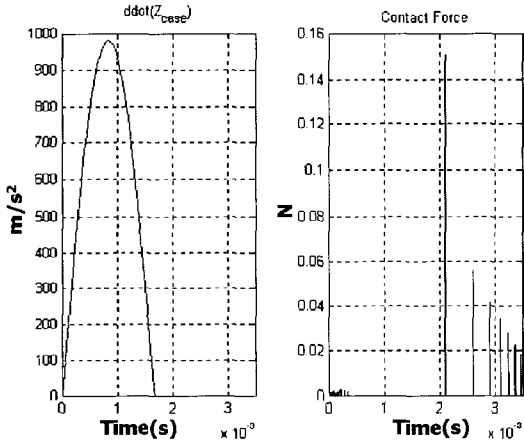


Fig. 11 Time history of external impulsive acceleration and contact force. $G_a=100$ G/ $f=300$ Hz ($\tau=1/600$ s)

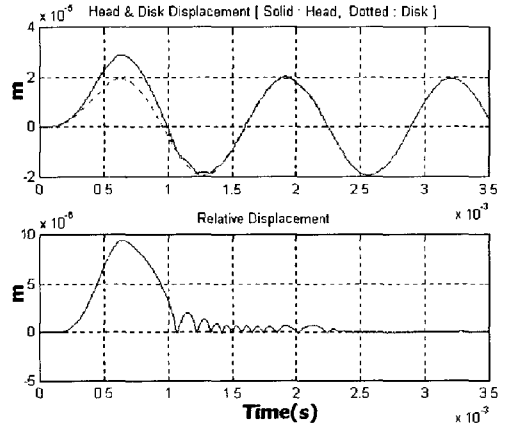


Fig. 14 Displacement for $G_a=100$ G/ $f=800$ Hz ($\tau=1/1600$ s)

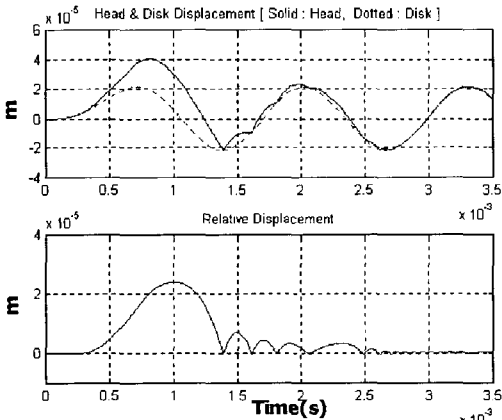


Fig. 12 Displacement for $G_a=100$ G/ $f=600$ Hz ($\tau=1/1200$ s)

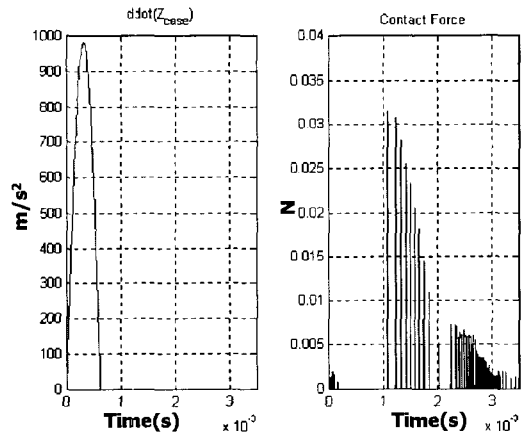


Fig. 15 Time history of external impulsive acceleration and contact force. $G_a=100$ G/ $f=800$ Hz ($\tau=1/1600$ s)

충격지속시간이 길수록 크를 알 수 있다. 결국, 헤드-서스펜션의 동특성은 충격력이 한계점을 넘어서는 경우에는 별 다른 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 300 Hz와 600 Hz의 경우, 접촉력이 0.1 N을 넘어섬을 알 수 있다. 이는 디스크 표면에 손상을 낼 수 있는 충분한 값이다. 충격력이 100 G 인 경우 최대 상대변위와 접촉력이 비례함을 Table 2를 통해 알 수 있다.

Table 3 Variation of maximum relative displacement as the change of rotating speed from 3600 rpm to 5400 rpm

	150 Hz	300 Hz	600 Hz	800 Hz
50 G	7.176 %	-6.449 %	-28.049 %	-3.130 %
100 G	-0.080 %	-0.001 %	-0.402 %	-0.595 %

Table 4 Variation of maximum relative displacement as the change of rotating speed from 5400 rpm to 7200 rpm

	150 Hz	300 Hz	600 Hz	800 Hz
50 G	77.985 %	4.746 %	9.418 %	-37.845 %
100 G	-0.076 %	-0.008 %	-0.572 %	-0.828 %

Table 5 Variation of maximum relative displacement as the change of rotating speed from 7200 rpm to 10000 rpm

	150 Hz	300 Hz	600 Hz	800 Hz
50 G	-33.645 %	-11.006 %	41.335 %	59.241 %
100 G	-0.177 %	-0.042 %	-1.225 %	-1.767 %

4. 회전속도변화에 따른 해석

디스크의 회전속도가 변하면 충격해석을 수행하는데 있어서, 많은 변수들이 변하게 된다. 이 절에서는 디스크의 회전속도가 변하는 경우, 디스크의 모드형을 제외한 다른 모든 변수들은 일정하다고 가정하였다. 회전속도는 3600 rpm, 5400 rpm, 7200 rpm과 10000 rpm으로 나누어 해석을 수행하였으며, Table 3에는 3600 rpm에서 5400 rpm으로 디스크의 회전속도를 변화시킨 경우 최대 상대 변위의 변화율을 나타내었다. Table 4와 Table 5는 각각 5400 rpm에서 7200 rpm으로 변화시킨 경우와 7200 rpm에서 10000 rpm으로 변화시킨 경우의 최대 상대 변위의 변화율을 나타내었다. 그리고 Fig. 16은 가진력이 100 G이고 가진주파수가 600 Hz인 경우 회전 속도의 변화에 따른 최대 상대 변위의 변화를 보여준다. 50G의 경우 헤드 슬래이 일어나지 않아 회전속도의 증가와 최대 상대 변위가 연관성을 가지지 않는다. 100 G의 경우에는 회전속도가 증가함에 따라 최대 상대 변위가 다소 줄어들음을 알 수 있다. 이는 Fig. 16을 통해서도 알 수 있다.

5. 결론

접촉기록방식의 헤드-디스크 시스템의 해석을 통해 충격력의 크기가 한계점 근방인 경우, 충격력의 가진주파수가 헤드-서스펜션과 디스크의 동특성에 영향을 받음을 알 수 있다. 그리고, 충격력의 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. 또한, 디스크의 회전속도의 변화는 충격력이 한계점을 넘는 경우에서 영향을 미치며, 최대 상대 변위의 약간의 감소를 초래함을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 2001년도 연세대학교 학술연구비의 지원에 의하여 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

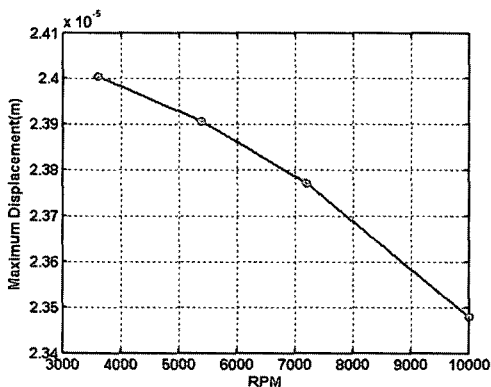


Fig. 16 Maximum relative displacement as the variation of the rotating speed (100 G, 600 Hz)

참 고 문 헌

- (1) Ono, K., Maeno, T. and Ebihara, T., 1986, "A Study of Head to Media Interface in Flexible Disk", Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers(C), Vol. 52, No. 437, pp. 326~335.
- (2) Chonan, S. and Jiang, Z. W., 1988, "Dynamic Response of Rotating Disks Subjected to Axial and Pitching Oscillations", Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers(C), Vol. 54, No. 502, pp. 1181~1188.
- (3) Honda, Y., Matsuhisa, H. and Sato, S., 1988, "The Steady State Response of a Rotating Disk to a Concentrated Barmonic Force at a Space-fixed Point", Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers(C), Vol. 54, No. 507, pp. 2610~2617.
- (4) Ono, K., Kogure, K. and Mitsuya, Y., 1979, "Dynamic Characteristics of Air-lubricated Slider Bearing Under Submicron Spacing Condition", Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers(C), Vol. 45, No. 391, pp. 356~362.
- (5) Fukui, S., Kogure, K. and Mitsuya, Y., 1985, "Dynamic Characteristics of Flying Wavy Disk", Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers(C), Vol. 51, No. 469, pp. 2291~2299.
- (6) Odaka, T., Tanaka, K., Takeuchi, Y. and Saitoh, Y., 1987, "Dynamic Characteristics of Air-lubricated Slider Bearing for Magnetic Disk Files", Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers(C), Vol. 53, No. 487, pp. 815~828.
- (7) Jiang, Z., Atsumi, M., Tanaka, M. and Chonan, S., 1999, "Shock Response of Contact Recording Head-disk Assembly System", Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers(C), Vol. 63, No. 631, pp. 932~939.
- (8) 손진승, 좌성훈, 이행수, 홍민표, 2001, "내충격성 향상을 위한 HDD Actuator의 거동 연구", 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 3 호, pp. 449~454.
- (9) S. Chonan, Z. Jiang, and K. Takashima, 1992, "Dynamic Characteristics of Hard Disks Subjected to Impulsive Excitation", Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers(C), Vol. 58, No. 548, pp. 1105~1111.