

〈論 文〉

유한요소법에 의한 서스펜션 에셈블리의 모드해석에 관한 연구

A Study on the Modal Analysis of Suspension Assembly
by Finite Element Method

김광식*·오재응*·조준호**·최상렬**

Kwang Sic Kim, Jae Eung Oh, Jun Ho Cho and Sang Ryoul Choe

ABSTRACT

Vibration problems in the Hard Disk Drive which is magnetic recording device have been raised gradually while HDD is required high density and low access time. As a typical thing, lateral bending or sway mode of suspension causes tracking error, and therefore it is necessary to identify the accurate vibration characteristics of that mode. In this study, as the solution of vibration problem, decoupling sway mode and vicinity mode is dealt with. Shifting sway mode to high frequency region is studied.

1. 서 론

자기 기록 장치(magnetic record device)인 하드 디스크 드라이브(Hard Disk Drive ; 이하 HDD)는 컴퓨터 시스템에서 빠른 데이터 처리 속도 및 대용량의 기억이 가능해졌다는 점으로 매우 중요한 부분을 차지하고 있으며, HDD가 도입된 1950년대 후반 이후로 메모리의 집적도 면에 있어서 상당한 발전을 거듭해 오고 있다. 컴퓨터 시스템에서 데이터는 서스펜션(suspension)의 끝부분에 있는 read/write헤드에 의해서 처리되는데 헤드의 진동문제로 인하여 트래킹 시 오차가 발생할 수 있으며^(1,2) 이 오차는 메모리의 집적도를 향상시키는데 매우 큰 문제로 지적되고 있다. 그러므로 헤드를 지지하고 있는 서스펜션은 구동부인 액츄에이터(actuator) 부품중 중요한 몹을 차지하게 되었고 계의 전반적 동특성에서도 매우 중요한 역할을 하게 되었다. 또한 고밀도(high density), 저접근시간(low-access-time)을 위한 트래킹도의

증가와 부상높이의 감소로 인하여 과거에 등한시 했던 헤드의 진동은 더욱 중요하게 되었다. 헤드를 안전하게 지탱하고 있어야 하는 서스펜션의 성능은 측면방향의 굽힘모드 또는 스웨이 모드(sway mode)에 크게 영향을 받으므로 서스펜션의 정확한 진동특성 규명이 필요하게 되었다.

기존의 연구에서는 서스펜션의 진동 전달률에 많은 관심을 두고 연구가 이루어져, 1차 굽힘모드 및 1차 비틀림 모드의 영향보다는 스웨이 모드의 전달률이 헤드의 운동에 지배적인 영향을 끼침이 연구되었다^(2,3). 또한 트래킹을 위한 헤드 이동시 y 축방향의 이동이 스웨이 모드를 가진시켜 스웨이 모드는 HDD 서스펜션의 진동 문제에서는 대단히 중요한 모드이다. 이러한 진동문제의 해결책으로 스웨이 모드와 인접 모드를 비연성시키며, 스웨이 모드를 고주파영역으로 이동시키는 문제가 다루어져 왔다^(2,3).

한편, 레이저 도플러 시스템을 이용하여 서스펜션과 같이 작은 부품에 대한 동적거동을 정확히 측정할 수 있는 진동측정 기술이 과거 몇년동안 발전을 거듭하여왔다. 그러나 아직까지 이러한 계측기술은 현재의 각 부품에 대한 정보는 얻을 수 있지만 이들 측정

* 정회원, 한양대학교 정밀기계공학과

** 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

의 분해능력은 한계를 가지고 있기 때문에 서스펜션의 동적 특성을 규명하기 위하여 유한 요소법과 같은 해석적방법에 의해 좋은 정보를 사전에 얻도록 많은 연구자에 의해 시도되고 있다. 이와같은 유한요소법은 하나의 파라미터 연구로써 서스펜션의 동적거동을 쉽게 예측할 수 있어 유효성을 확인할 수 있다.

본 연구에서는 CP-3044 형의 서스펜션에 관한 치수 및 물성치를 사용하여 HDD의 성능의 저하요인이 되는 진동 문제를 해결하도록 하였다. 해석은 서스펜션의 진동특성을 유한요소법에 의하여 규명하고, 형상변화 즉 두께 및 리브높이의 변경, 재질의 변경에 따른 고유진동수의 변화를 예측하였으며, 스웨이 모드와 같이 트래킹시 오차가 발생하는 등 문제가 되는 모드를 고주파영역으로 이동시키는 설계변수에 대하여 고찰하였다. 본 연구에서는 서스펜션의 성능에 어떤 설계변수들이 많은 영향을 미치는가를 검토함으로써 새로운 서스펜션 설계에 적용할 수 있는 자료를 제공하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 4절점 평판요소의 모델링⁽⁴⁾

구조물을 모델화하여 해석하는 경우 간단한 구조의 경우에는 질량을 스프링(spring)이나 댐퍼(damper)로 연결하여 수학적 모델을 구성하지만 복잡한 구조의 경우는 그 한계가 있어 유한요소법 등의 수학적 모델을 구성하여 구조물의 동적 및 정적 특성을 알아내는 방법이 보편적으로 사용되어 진다. 기계나 구조물의 동적 및 정적 특성을 나타내는 행렬을 특성행렬이라 하는데 이를 구하는 방법에는 여러가지가 있으나 본 연구에서는 유한요소 해석 모델을 통해 특성행렬을 구하였다.

미소한 판의 휨은 요소내의 임의 점에서 변위 상태를 표현할 때 w 를 수직변위 θ_x, θ_y 를 각각 x 와 y 방향의 각 변위라고 하면 다음의 세가지 성분으로 나타낼 수 있다.

$$\{\delta\} = \begin{Bmatrix} w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

이때 4절점 평판 요소에 발생하는 절점변위를 표시하면 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있다.

자유도 수가 한개의 절점에 대해 식 (1)에 나타낸 바와 같이 각각 3개의 자유도를 가지므로 Fig. 1의 4절점에 대하여는 총 12개의 자유도를 가진다. 평판

내의 임의 위치에서 변수 w 는 12개의 미지수($a_1, a_2, a_3, \dots, a_{12}$)를 가지며 식 (2)와 같이 표현될 수 있다.

$$w = a_1 + a_2x + a_3y + a_4x^2 + a_5xy + a_6y^2 + a_7x^3 + a_8x^2y + a_9xy^2 + a_{10}y^3 + a_{11}x^3y + a_{12}xy^3 \quad (2)$$

식 (2)를 식 (1)에 대입하면 아래와 같은 식 (3)이 얻어진다.

$$\begin{Bmatrix} w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 & x & y & x^2 & xy & y^2 & x^3 & x^2y & xy^2 & x^3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & x & 2y & 0 & x^2 & 2xy & 3y^2 \\ 0 & 1 & 0 & 2x & y & 0 & 3x^2 & 2xy^2 & y^2 & 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ \cdot \\ \cdot \\ a_{11} \\ a_{12} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

이것을 행렬벡터 형태로 간단히 표기하면 다음과 같다.

$$\{\delta\} = [f]\{a\}$$

Fig. 1에 나타낸 요소의 x 방향 길이를 c , y 방향 길이를 d 라 하여 절점 1에서 4까지의 좌표값을 각각 $(0, 0)$, $(c, 0)$, (c, d) , 그리고 $(0, d)$ 라 하면 절점변위를 미지수 벡터 $\{a\}$ 와 요소의 치수 c, d 로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w_1 = a_1 \\ \theta_{x1} = a_3 \\ \theta_{y1} = a_2$$

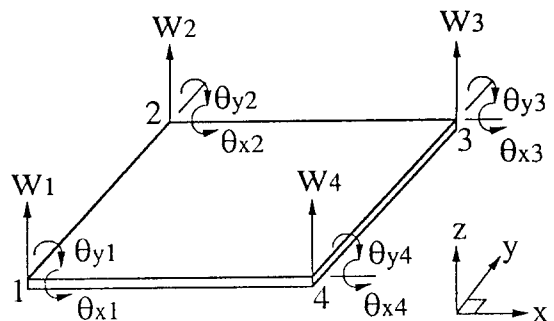


Fig. 1 Modeling of plate element with four nodes

$$\begin{aligned}
 w_2 &= a_1 + a_2c + a_4 + a_5c + a_7c^3 \\
 \theta_{x2} &= a_3 + a_5c + a_8c^2 + a_{11}^3 \\
 \theta_{y2} &= a_2 + 2a_4c + 3a_7c^2 \\
 &\vdots \\
 &\vdots \\
 &\vdots \\
 \theta_{y4} &=
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

이것을 벡터와 행렬의 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} w_1 \\ \theta_{x1} \\ \theta_{y1} \\ w_2 \\ \theta_{x2} \\ \theta_{y2} \\ \vdots \\ \theta_{y4} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & c & 0 & 1 & c & 0 & c^3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & c^2 & 0 & 0 & 0 & c^3 \\ 0 & 1 & 0 & 2c & 0 & 0 & 3c^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ \vdots \\ a_{11} \\ a_{12} \end{Bmatrix} \tag{5}$$

여기에서 좌변을 요소의 절점변위벡터 $\{\delta\}_e$, 우변의 미지수벡터 $\{a_1, a_2, a_3, \dots, a_{12}\}^T$ 와 곱해지는 행렬을 $[A]$, 요소내 임의의 위치에서의 변위벡터를 $\{\delta\}$ 라 표기하면, 식 (3)은 식 (5)의 관계를 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \{\delta\} &= [f][A]^{-1}\{\delta\}_e \\
 &= [S]\{\delta\}_e
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

여기서 $[S]$ 는 형상함수로 $[f]$ 와 $[A]^{-1}$ 를 곱하여 얻어진다.

요소의 변위-변형도 관계로부터 다음을 얻을 수 있다.

$$\{\epsilon\} = [L]\{\delta\} = [L][S]\{\delta\}_e = [B]\{\delta\}_e \tag{7}$$

여기에서 $\{\epsilon\}$ 는 변형도, $[L]$ 은 요소내 임의의 점에서 변위벡터와 변형도와의 관계를 나타내는 행렬이며, $[B]$ 는 $[L]$ 과 $[S]$ 를 곱하여 얻어진 행렬을 간단히 표기한 것이다.

요소내 임의의 점에서 응력과 변형도의 관계를 표현하는 행렬을 $[D]$ 라고 하면 응력 벡터 $\{\delta\}$ 는 다음과 같다.

$$\{\delta\} = [D]\{\epsilon\} = [D][B]\{\delta\}_e = [N]\{\delta\}_e \tag{8}$$

한편 요소가 변형시 가지는 에너지는 운동에너지

T_e , 변형에너지 U_e , 외력포텐셜 V_e 로써 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 T_e &= \frac{\rho}{2} \int \{\dot{\delta}\}^T \{\dot{\delta}\} dV \\
 U_e &= \frac{\rho}{2} \int \{\epsilon\}^T \{\delta\} dV \\
 V_e &= \rho \int \{\delta\}^T \{f\} dV
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

여기에서 적분은 요소 전체에 걸친 체적 적분이고, $\{f\}$ 는 요소에 작용하는 압력 등의 분포력이다. 식 (9)에 식 (6)과 (7) 및 (8)을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 T_e &= \left\{ \frac{\dot{\delta}\}_e^T \right\} \left[\rho \int_e [S]^T [S] dV \right] \{\dot{\delta}\}_e \\
 U_e &= \left\{ \frac{\delta\}_e^T \right\} \left[\rho \int_e [B]^T [D] [B] dV \right] \{\delta\}_e \\
 V_e &= \{\delta\}_e^T \left[\rho \int_e [S]^T \{f\} dV \right]
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

식 (10)에서 요소 내부에서는 질량이 없고 각 절점에 요소의 질량이 집중되어 있다고 가정하여 이산화된 질량을 집중질량 $[M]_e$ 라 정의하였다. 절점들은 스프링 요소로 서로 결합되었다고 가정하여 이것들을 강성행렬 $[K]_e$ 라 정의하였다. 그리고 요소내에 작용하는 분포력을 이산화하여 절점에 집중시킨 절점력을 $\{f\}_e$ 라 하면 각 절점은 $\{\delta\}_e$ 의 변위를 가지므로 요소의 운동에너지 T_e , 변형에너지 U_e 및 외력포텐셜 V_e 는 각각 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned}
 T_e &= \frac{1}{2} \{\dot{\delta}\}_e^T [M]_e \{\dot{\delta}\}_e \\
 U_e &= \frac{1}{2} \{\delta\}_e^T [K]_e \{\delta\}_e \\
 V_e &= \{\delta\}_e^T \{f\}_e
 \end{aligned}$$

식 (10)과 식 (11)을 비교하면 $[M]_e$, $[K]_e$ 그리고 $\{f\}_e$ 를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned}
 [M]_e &= \rho \int_e [S]^T [S] dV \\
 [K]_e &= \rho \int_e [B]^T [D] [B] dV \\
 \{f\}_e &= \rho \int_e [S]^T \{f\} dV
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

식 (12)에 나타난 행렬이나 벡터의 적분은 행렬이나 벡터를 구성하는 각 요소마다 적분하면 된다. 위

에서 보인바와 같이 요소의 특성행렬을 작성한 후에 이것들을 전체의 자유도중에 포함시킴으로써 전체의 특성행렬 $[M]$, $[K]$ 를 구할 수 있다.

2.2 전계에 대한 고유치 해석^(5,6)

2.1의 4절점 평판요소의 유한요소 모델링으로부터 유한요소해석에 의해 구해진 특성행렬이 작성된 후에 각 절점에서의 변위는 같다는 조건인 연속조건으로부터 각 특성행렬과 변위벡터를 합성한다. 또 Hamilton의 원리와 변분(variational method)에 의해 계의 전체 운동방정식은 다음과 같이 구성될 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (13)$$

여기서 $[M]$ 은 계 전체의 질량행렬, $[K]$ 는 계 전체의 강성행렬이고 $\{x\}$, $\{\ddot{x}\}$ 는 각각 모든 절점의 변위 및 가속도 벡터이다. 외력이 작용하지 않을 때 즉 $\{f\} = \{0\}$ 일 때 전 자유도가 동위상으로 진동하고 있다면

$$\{x\} = \{X\}e^{i\omega t} \quad (14)$$

과 같이 가정할 수 있고, 식(14)를 식(13)에 대입하면 다음과 같다.

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\} = \{0\} \quad (15)$$

여기서 $\{X\}$ 는 응답의 진폭이다.

식 (15)의 $\{X\}$ 가 0이 아닌 해가 존재하기 위해서는 좌변의 행렬식(determinant)이 0이 되어야 하며 이것을 특성방정식이라고 부른다. 이 특성방정식을 Jacobi방법 등의 수치해석 방법을 이용하여 풀면 계가 가지는 자유도 수 만큼의 고유진동수 ω_r 과 고유벡터 $\{\phi_r\}$ 를 구할 수 있다.

강제진동인 경우 식 (13)을 이용하여 계의 입력 $\{f\}$ 와 정상 응답 $\{x\}$ 를 나타내면 다음과 같다.

조화가진력

$$\{f\} = \{F\}e^{i\omega t} \quad (16)$$

를 받는 계의 정상응답은

$$\{x\} = \{X\}e^{i\omega t} \quad (17)$$

과 같이 얻을 수 있다.

여기에서 $\{F\}$ 와 $\{X\}$ 는 각각 가진력과 응답의 진폭이다. 외력과 변위와의 관계는 모드 행렬이 가지는 광의의 직교성(orthogonality)과 모드 좌표계를 도입하면 다음과 같다.

$$\{X\} = \sum_{r=1}^N \frac{\{\phi_r\}^T \{F\} \{\phi_r\}}{k_r - \omega^2 m_r} \quad (18)$$

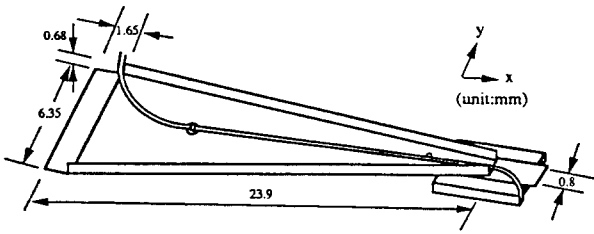
여기에서 $\{\phi_r\}$ 는 r 차 고유 모드, k_r 은 모드 강성이고, m_r 은 모드 질량이다.

3. 유한요소 모델링

본 연구에서 사용된 서스펜션 CP-3044를 Fig. 2(a)에 나타내었다. 테이퍼진 평판의 좌우 양끝에 각각 평판(rib)이 대칭되게 직각으로 붙어있다. 테이퍼진 평판의 다른 한쪽에는 서스펜션보다 질량이 비교적 큰 베이스 플레이트(base plate)와 연결되어있다. read/write 헤드는 서스펜션의 끝단과 연결단자(flexure)에 의해 연결되어 있다. 헤드의 수평면상 운동을 제한하고 x, y 축에 관하여 회전운동을 가능하도록 하며, 헤드에 수직력을 제공할 목적으로 서스펜션은 스테인레스 강철로 이루어졌다. 이들의 물성치인 탄성계수 E , 밀도 ρ 및 프와송비 ν 는 Fig. 2(a)의 하단에 나타내었다.

Fig. 2(b)는 상용 유한요소해석 패키지인 MSC/NASTRAN에 의해 서스펜션의 진동해석 시뮬레이션을 수행하기 위하여 사용한 유한요소 모델이다. 해석의 편리를 위해 Fig. 2(a)에서의 테이퍼진 평판내에 있는 구멍을 무시하여 단순한 평판으로 가정하였다. 서스펜션, 리브 및 연결단자 부분을 4절점 쉘(shell)요소로 사용하였으며 헤드부분을 직방형(hexa)요소를 사용하였다. 서스펜션과 리브의 종횡비(aspect ratio)가 크므로 요소의 종횡 비를 작게하도록 요소를 분할하여 368개의 절점과 254개의 요소를 사용하였다.

액츄에이터 부분과 서스펜션의 접촉 부분은 강 결합으로 연결되어 있으며 액츄에이터가 서스펜션보다 매우 큰 질량을 가지므로 접촉부위의 절점에 대해 6 자유도 모두를 구속시켰다. 자기 디스크가 3600rpm으로 일정하게 구동할 때 디스크의 회전에 의해 서스펜션 헤드가 일정한 부상 높이를 유지하려 하므로 헤드 중심 부위에 위치한 절점의 z 방향 병진 운동을 구속시켰다. 또한 연결 단자와 서스펜션, 연결 단자



$E : 1.93 \times 10^8 \text{ kg/sec mm}^2$ Density : $7.8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
 Poission's ratio : 0.3 Thickness : 0.08 mm

Fig. 2(a) Dimension of suspension CP-3044

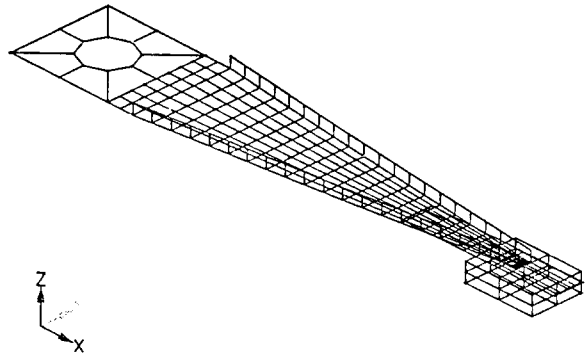
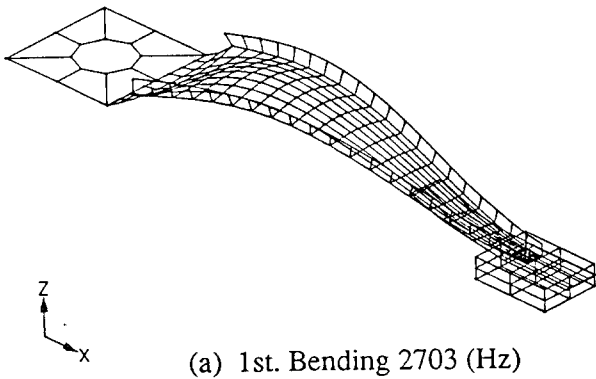
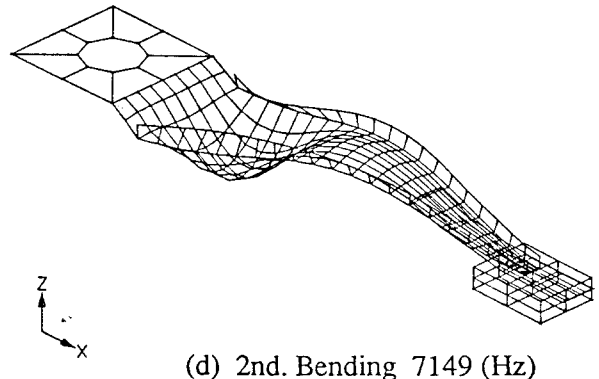


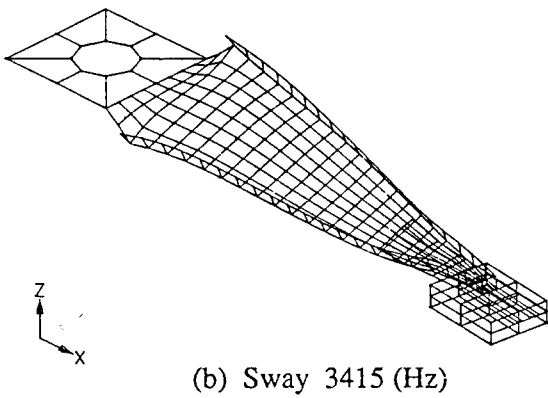
Fig. 2(b) Finite element model of suspension



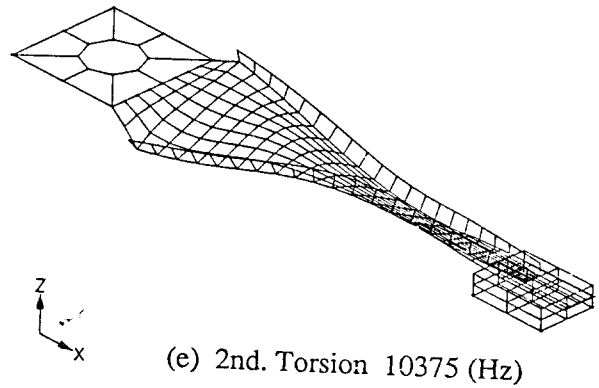
(a) 1st. Bending 2703 (Hz)



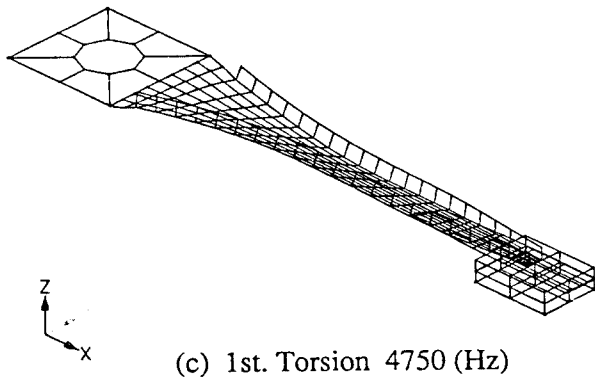
(d) 2nd. Bending 7149 (Hz)



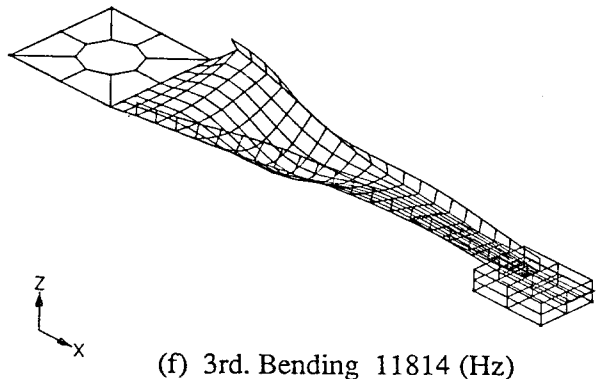
(b) Sway 3415 (Hz)



(e) 2nd. Torsion 10375 (Hz)



(c) 1st. Torsion 4750 (Hz)



(f) 3rd. Bending 11814 (Hz)

Fig. 3 Natural mode of suspension at free vibration.

와 헤드간의 접촉 상태가 x, y 축 회전에 대해 자유롭기 때문에 x, y, z 방향의 병진 및 z 방향 회전을 다점구속을 사용하여 모델링하였다.

해석은 각 모드에 따른 고유진동수의 변화 양상을 알기 위하여 서스펜션의 두께, 리브의 높이, 그리고 탄성 계수를 변경하며 구조 변경과 재질 변경에 따른 진동특성을 규명하였다.

4. 해석 결과 및 고찰

4.1 주어진 계의 진동 모드 특성

HDD 서스펜션의 물성치 및 치수가 Fig. 2(a)와 같은 시스템의 진동 특성을 유한요소 해석하여 고유진동수를 얻었다. 14000Hz까지 6개의 고유 진동 모드가 존재하며 각 진동수에 대응하는 진동 모드를 Fig. 3에 나타내었다.

1차 모드는 y 축에 대한 굽힘 모드로써 2073Hz에서 발생하였다. Fig. 3(a)에서 보는바와 같이 아치(arch)형상을 취하고 있다.

2차 모드는 read/write 작업중 트랙킹 오차를 발생시키는데 가장 큰 영향을 끼치는 스웨이 모드로써 3415 Hz에서 나타난다. 이 모드 형상은 베이스 플레이트 가까이에서 큰 굽힘 및 비틀림 변형이 동시에 나타나며, 헤드 부위에서는 심한 비틀림 변형이 y 축 방향 병진 운동으로 나타나고 있다. 고밀도 HDD에서의 비틀림에 따른 병진 운동은 트랙킹 오차의 유발에 치명적인 원인이 된다. 따라서 이와같은 스웨이 모드를 정확히 규명하기 위하여는 얼마나 좋은 유한요소 모델을 얻는가 하는 것이 관건이 된다.

3차는 x 축에 대한 비틀림 모드로써 4750Hz에서 나타났다. 4, 5, 6차 모드는 각각 y 축에 대한 2차 굽힘, x 축에 대한 2차 비틀림, y 축에 대한 3차 굽힘을 나타내는 것을 알 수 있다. 고유진동수는 각각 7147Hz, 10375Hz, 11814Hz이다.

1차에서 6차까지 모드형을 살펴 본 결과 진동 문제에서 발생할 수 있는 트랙킹 오차는 2차의 스웨이 모드이며 베이스 플레이트 부근의 심한 비틀림이 원인이 됨을 알 수 있었다. 따라서 베이스 플레이트 부근의 강성을 보강할 수 있는 모델의 선택이 필요하며, 이 부분의 강성을 보강할 수 있는 설계 변경이 바람직하다.

4.2 파라미터 연구

(1) 영률변경

강성과 질량의 효과를 분리하기 위하여 각 단면에

대한 영률을 변화시켜가면서 각 모드의 변화 양상을 검토하였다. CP-3044의 재질중 영률이 $1.91 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 에서 $2.03 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 까지 $0.02 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 씩 변화하는 경우의 각 모드별 주파수 변화양상을 Fig. 4 및 Table 1에 각각 나타내었다. 스웨이 모드를 제외한 5개의 모드가 큰 변화없이 대부분 영률이 증가

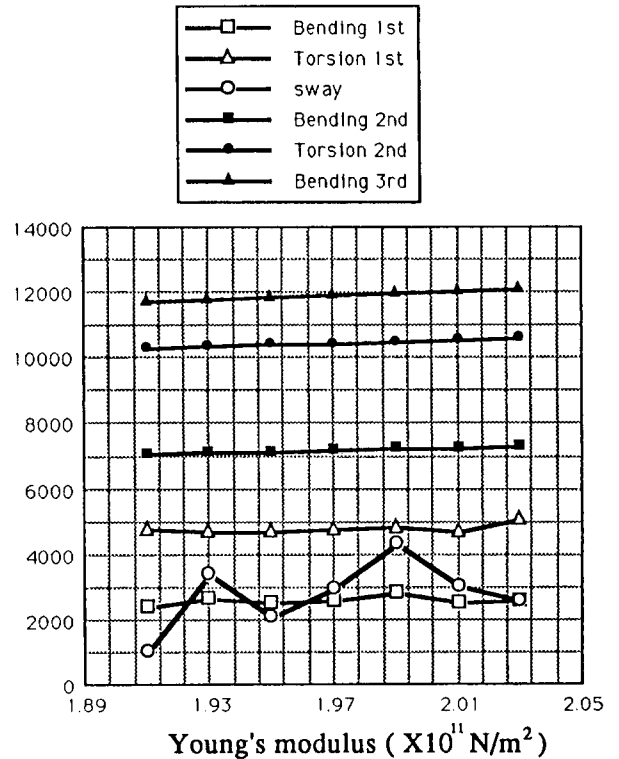


Fig. 4 Variation of natural frequency due to Young's modulus change.

Table 1 Variation of natural frequency due to Young's modulus change (unit : Hz)

Young's modulus	Bend. 1st	Tor. 1st	Sway	Bend. 2nd	Tor. 2nd	Bend. 3rd
1.91	2414	4805	1078	7110	10321	11753
1.93	2703	4750	3415	7149	10375	11814
1.95	2566	4713	2112	7185	10425	11876
1.97	2601	4781	3000	7222	10474	11937
1.99	2882	4841	4344	7259	10534	11997
2.01	2530	4730	3031	7295	10584	12057
2.03	2623	5072	4602	7332	10635	12118

할수록 각 고유 진동수들도 조금씩 증가하지만 스웨이 모드는 영률의 변화와 함께 고유진동수가 매우 민감한 변화를 보이고 있음을 알 수 있다. 영률변경으로 인한 각 모드별 주파수를 비교하면 스웨이 모드를 제외하고 그 영향이 미미함을 알 수 있다.

특히 영률이 $1.93 \times 10^{11} \text{N/m}^2$, $1.95 \times 10^{11} \text{N/m}^2$, $1.97 \times 10^{11} \text{N/m}^2$ 의 경우는 1차 굽힘 모드와 스웨이 모드가 연성되는 영률을 나타내며 이런 모드에서는 더욱 트래킹 오차를 일으키기 쉬움을 알 수 있다. 따라서 이런 탄성계수값을 가지는 재질로 서스펜션이 제작되는 것은 바람직하지 않다고 생각된다.

(2) 리브 높이 변경

일반적으로 서스펜션 제작자들에 의하면 서스펜션의 진동 문제를 위해 여러 부분의 형상 변경이 가능하다고 한다. 그러나 리브의 높이는 서스펜션의 부상 높이(flying height)에 관계되어 있어 임의로 구조 변경을 할 수는 없다. 구조 변경이 가능한 밴드폭을 선택하여 리브의 높이 변화에 대한 진동 특성 변화를 Fig. 5 및 Table 2에 나타내었다. 리브의 높이가 증가할수록 대부분 굽힘 진동에 강성 보강 효과를 주므로 대부분 굽힘 모드가 증가함을 알 수 있다.

그러나 1차 굽힘 모드의 경우 리브 높이가 0.69mm까지는 증가하나 그 이후는 질량 효과가 더욱 커 오히려 고유 진동수가 감소하는 현상을 보이고 있다. 이는 강성 보강 효과와 질량 보강 효과가 높이에 따라 달라짐을 뜻하며 0.69mm까지는 강성 보강, 0.69mm 이후는 질량 보강 효과가 큰 것이다.

특히 앞에서 설명한 영률 변화에 대한 고유 진동 특성과는 달리 리브 높이 변화에 대해 스웨이 모드는 고유진동수가 계속 증가하는 현상을 나타내고 있으며 1차 굽힘과 연성되는 현상을 나타내는 리브 높이는 0.65mm~0.71mm사이에는 없음을 알 수 있다.

(3) 두께 변경

두께 변경에 대한 서스펜션의 진동 특성 변화를 Fig. 6 및 Table 3에 나타내었다. 구조 변경 시물레이션한 구간 내에서 스웨이 모드와 1차 굽힘 모드가 겹치는 곳은 4곳임을 알 수 있다.

그 외의 모드에 있어서는 전반적으로 고유 진동수의 증가 현상을 나타내고 있다.

트래킹 오차에 큰 영향을 끼치는 스웨이 모드에 주 의하여 고유 진동수를 관찰하면 스웨이 모드는 영률을 변화시키는 경우 영률 변화에 매우 민감하여 커졌다 작아졌다하는 양상을 알 수 있다. 또한 리브 높이 변화에 대하여 스웨이 모드는 큰 변화 양상을 나타내지 않고 리브의 높이가 증가할수록 일관성있게 증가

하는 것을 알 수 있다. 그리고 두께 변경에 대해서도 영률 변화와 마찬가지로 민감한 반응을 볼 수 있으며 본 연구에서 제시된 자료를 참고로 구조 변경시 고유 진동수 및 진동형 변화 양상을 예측할 수 있다.

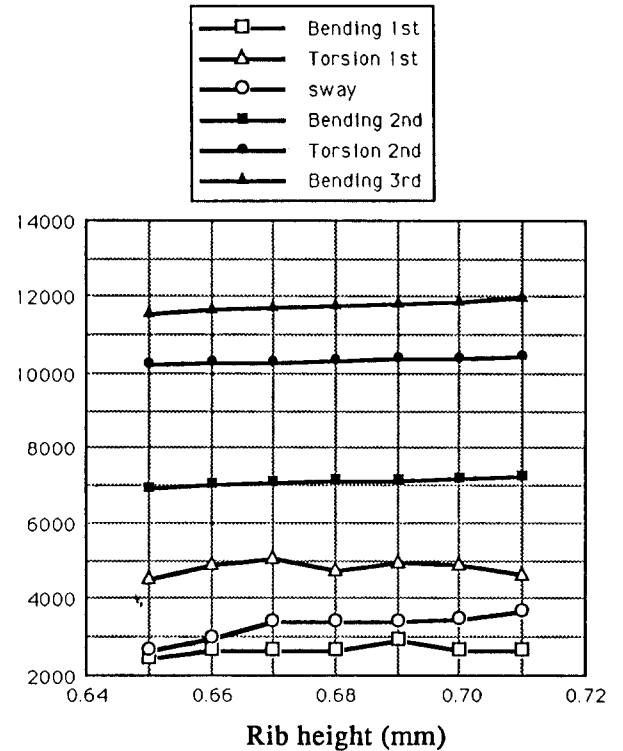


Fig. 5 Variation of natural frequency due to rib height change

Table 2 Variation of natural frequency due to rib height change (unit : Hz)

Rib Height	Bend. 1st	Tor. 1st	Sway	Bend. 2nd	Tor. 2nd	Bend. 3rd
0.65	2460	4566	2698	6986	10252	11611
0.66	2676	4922	2990	7042	10298	11681
0.67	2689	5073	3449	7096	10324	11745
0.68	2703	4750	3415	7149	10375	11815
0.69	2950	5009	3433	7199	10414	11878
0.70	2672	4907	3516	7249	10443	11940
0.71	2670	4678	3722	7297	10473	12000

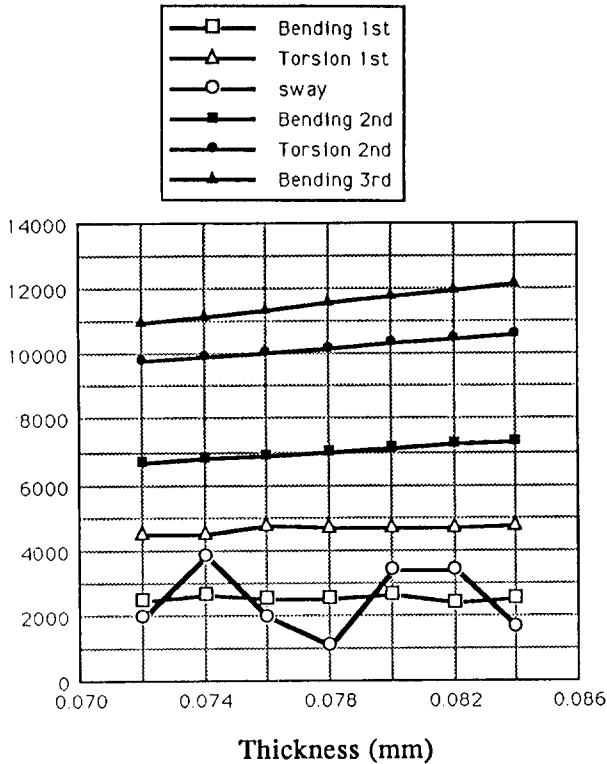


Fig. 6 Variation of natural frequency due to thickness change

Table 3 Variation of natural frequency due to thickness change (unit : Hz)

Thickness	Bend. 1st	Tor. 1st	Sway	Bend. 2nd	Tor. 2nd	Bend. 3rd
0.072	2502	4543	1990	6711	9800	10992
0.074	2655	4528	3852	6825	9945	11201
0.076	2535	4820	2017	6936	10087	11410
0.078	2542	4760	1147	7043	10227	11614
0.080	2703	4750	3415	7149	10375	11814
0.082	2441	4749	3426	7250	10515	12012
0.084	2543	4778	1686	7350	10639	12206

5. 결 론

고밀도 집적 기억장치에 사용되는 CP-3044를 유

한요소법에 의해 진동특성을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모드 형상 관찰을 통해 트래킹 오차는 스웨이 모드가 진동 문제에 큰 영향을 끼침을 알 수 있었으며 트래킹 오차를 줄이기 위해 스웨이 모드의 고유진동수를 고주파 영역으로 이동시킬 필요가 있음을 알았다.

(2) 설계변수(즉 영률, 리브높이, 두께)에 대한 진동특성 변화를 예측할 수 있었으며 스웨이 모드에 큰 영향을 끼치는 것은 영률과 서스펜션 빔의 두께가 있음을 알 수 있었다.

후 기

이 논문은 1990년도 교육부지원 한국학술진흥재단의 대학부설연구소 지원(과제명: 고속경량 Hard Disk Drive의 설계에 관한 연구) 학술연구 조성비에 의하여 연구되었으며 관계자에 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) D. K. Miu, G. M. Frees, R. S. Gompertz, 1990, "Tracking Dynamics of Read/Write Head Suspensions in High-Performance Small Form Factor Rigid Disk Drives", Vol. 112, pp. 33~39.
- (2) S. S. Chiou, D. K. Miu, 1992, "Tracking Dynamics of In-line Suspension in High-Performance Rigid Disk Drives with Rotary Actuators", ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 114, pp. 67~73
- (3) A. H. Jeans, 1992, "Analysis of the Dynamics of a Type 4 Suspension", ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 114, pp. 74~78.
- (4) T. Y. Yang, 1986, "Finite Element Structural Analysis"
- (5) 오재웅, 1985, "구조물 모우드 해석의 기초와 응용", 회성출판사
- (6) 김광식 역, 1984, "기계진동학", 보성문화사.