

유연한 지지 구조와 유체 동압 베어링으로 지지되는 HDD의 회전 유연 디스크-스핀들 시스템에 대한 유한 요소 고유 진동 해석

Finite Element Modal Analysis of a Spinning Flexible Disk-Spindle System Supported by Hydro Dynamic Bearings and Flexible Supporting Structures in a HDD

한 재 혁*·장 건 희**

Jaehyuk Han, Gunhee Jang

Key Words : Dynamics(동역학), HDD(Hard disk drive, 하드 디스크 드라이브), Stationary Supporting Structure(지지 구조), Finite Element Analysis(유한 요소 해석), Rotor Dynamics(회전체 동역학), Hydro Dynamic Bearing(유체 동압 베어링)

ABSTRACT

The free vibration of a spinning flexible disk-spindle system supported by hydro dynamic bearings in a HDD is analyzed by FEM. The spinning flexible disk is described using Kirchhoff plate theory and von Karman non-linear strain, and its rigid body motion is also considered. It is discretized by annular sector element. The rotating spindle which includes the clamp, hub, permanent magnet and yoke, is modeled by Timoshenko beam including the gyroscopic effect. The flexible supporting structure with a complex shape which includes stator core, housing, base plate, sleeve and thrust pad is modeled by using a 4-node tetrahedron element with rotational degrees of freedom to satisfy the geometric compatibility. The dynamic coefficients of HDB are calculated from the HDB analysis program, which solves the perturbed Reynolds equation using FEM. Introducing the virtual nodes and the rigid link constraints defined in the center of HDB, beam elements of the shaft are connected to the solid elements of the sleeve and thrust pad through the spring and damper element. The global matrix equation obtained by assembling the finite element equations of each substructure is transformed to the state-space matrix-vector equation, and the associated eigenvalue problem is solved by using the restarted Arnoldi iteration method. The validity of this research is verified by comparing the numerical results of the natural frequencies with the experimental ones. Also the effect of supporting structures to the natural modes of the total HDD system is rigorously analyzed.

1. 서 론

하드 디스크 드라이브(HDD)는 CD, DVD, flash memory 등의 여러 가지 데이터 저장 기기 중 단위 가격당 데이터 저장 용량이 가장 크고 빠른 데이터 처리 속도 등으로 인해 가장 널리 쓰이는 데이터 저장 기기이다. 최근 컴퓨터 성능의 급속한 발달과 인터넷의 보급 및 데이터 전송 속도의 향상 등으로 인해 PC 나 서버 등의 컴퓨터에서 처리하고 저장해야 할 데이터 양과 속도가 크게 증가하고 있으며 이러한 요구를 충족시키는 고속-고용량화 성능을 가진 HDD 연구 개발이 활발히 진행되고 있다. 또한 노트북 컴퓨터나 디지털 캠코더, 디지털 카메라나 MP3 player 같은 모바일 멀티미디어 기기용 저장장치로서의 HDD 수요가 크게 증가함에 따라 2.5 인치나 마이크로 드라이브와 같은 소형-박형의 HDD 에 대한 연구

개발도 활발하게 진행되고 있는 실정이다.

HDD 의 저장 밀도를 저해하는 가장 큰 요소 중 하나는 HDD 스펙들 시스템에서 발생하는 진동이다. 회전속도에 대하여 비반복적인 진동성분인 NRRO(Non-Repeatable Runout)는 디스크의 트랙 비정렬(track misregistration)을 야기하게 되므로 일반적으로 이 진동 성분의 양은 트랙 피치의 5% 이내로 규정되게 되며 이러한 진동 성분을 줄일 수 있다면 HDD 의 디스크 한 장 당 저장 밀도를 크게 증가시킬 수 있다. 따라서 설계 단계에서 작동 조건 및 설계 변수에 따른 HDD 시스템의 동특성을 예측하여 고유 모드 해석을 통해 정확한 진동 특성을 분석하는 것은 고성능의 HDD 개발에 필수적이라 할 수 있다.

최근에는 기존에 HDD 에 사용되었던 볼베어링이 급속하게 유체 동압 베어링으로 대체되고 있다. 유체 동압 베어링은 볼베어링과 달리 고체간 직접 접촉이 없어 HDD 의 비반복적 진동(NRRO)과 소음을 크게 줄일 수 있으며 유체에 의한 감쇠를 제공하므로 내충격성을 개선시킬 수 있는 장점이 있다.

* 한양대학교 정밀기계공학과
E-mail : hjh0416@ihanyang.ac.kr
Tel : (02) 2290-1729, Fax : (02) 2292-3406

** 한양대학교 기계공학부

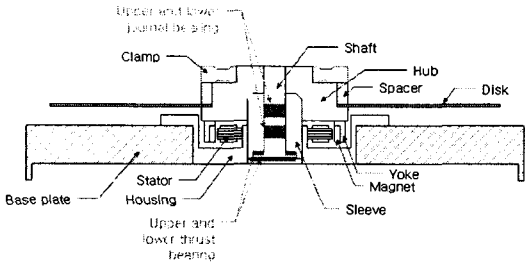


Fig. 1 Mechanical structure of a HDD spindle system with supporting structures

그림 1 은 유체 동압 베어링을 사용하는 HDD 스핀들 시스템을 나타낸 것이다. 디스크는 허브에 고정되어 고속 회전하게 되며 회전하는 디스크-스핀들 시스템은 회전축과 슬리브, 스러스트 패드 사이의 유체에 의해 지지 되게 된다. HDD 에 널리 쓰이는 유체 동압 베어링의 구조는 축 방향 하중을 지지하는 스러스트 베어링(thrust bearing) 과 반경 방향 하중을 지지하는 저널 베어링(journal bearing)으로 구성되어 있다. 디스크-스핀들-베어링 시스템은 복잡한 형상을 가지는 하우징, 베이스 플레이트와 스테이터로 구성된 지지 구조에 의해 지지된다.

HDD 의 디스크-스핀들-베어링 시스템은 전통적인 동역학에서 다루는 회전체 시스템과는 달리 회전축의 길이가 반경에 비해 짧으며 디스크가 축에 비해 매우 큰 구조이므로 정확한 동특성 예측을 위해서는 디스크의 탄성 운동 및 강체 운동을 반드시 고려해야 한다. 또한 최근 HDD 의 소형 박형화 경향으로 인해 하우징이나 베이스 플레이트 같은 디스크-스핀들 시스템이 장착되는 지지 구조가 얇아 지게 되었고 이러한 기계 요소들의 유연성이 전체 동특성에 미치는 영향을 무시할 수 없게 된다. 유체 동압 베어링을 적용한 대형 회전체에 대한 연구는 전통적인 회전체 분야에서 많이 진행되어 왔으나 HDD 에 적용된 사례에 대한 연구는 많지 않은 실정이다. Zang⁽¹⁾ 등은 herringbone groove 를 가지는 두 개의 저널 베어링을 사용하며 스핀들을 강체로 모델링 한 HDD 의 허브-베어링 시스템에 대하여 운동 방정식을 유도하고 유체 동압 베어링에서 발생하는 half whirl 을 규명하였다. 그러나 이 해석 모델은 디스크나 축의 탄성 변형을 고려하지 않았으며 지지 구조를 강체로 가정한 모델로써 실제 HDD 시스템을 묘사하기에는 한계가 있다. Tseng⁽²⁾ 등은 해석 모델을 확장하여 유연 디스크와 유연 지지축에 하우징의 유연성을 포함시켜 동특성 해석을 수행하였다. 그들은 지지구조의 여러 저 차 모드들의 고유 주파수와 고유 모드를 유한 요소법을 이용하여 수치적으로 구한 후 이를 가정 모드법에

포함시켜 지지 구조의 유연성을 고려하였다. 그러나 이와 같은 해석 방법의 정확성은 수치적으로 구한 모드의 개수에 영향을 받게 되며, 유한 요소법을 이용하여 모드를 구한 후 이를 다시 가정 모드법에 적용시켜야 하는 과정상의 복잡성 등의 어려움이 있을 수 있다.

본 연구에서는 유한 요소법을 이용하여 복잡한 형상을 가진 지지구조를 포함하며 유체 동압 베어링을 사용하는 HDD 의 디스크-스핀들 시스템에 대한 고유 진동 해석 방법을 제안하였다. HDD 스핀들 시스템의 각 구조물에 대한 유한 요소 방정식은 각 부분 구조의 내부 경계에서의 기하학적 적합성을 만족시키도록 하면서 유도하였으며, 가상 노드와 rigid link constraint 를 이용하여 1 차원 회전축 요소, 베어링 요소와 사면체 요소로 모델링 되는 슬리브와 스러스트 패드 간의 연결에 대한 타당한 유한 요소 모델링을 수행하였다. 조합된 전체 유한 요소 모델에 대한 수치적인 고유 모드 해석을 수행하고 실험을 통해 해석 결과 및 해석 방법의 타당성을 검증하였으며 모드 형 분석을 통해 각 고유 모드를 고찰하였다.

2. 유한 요소 해석

2.1 HDD 시스템의 유한 요소 해석

유체 동압 베어링을 사용하는 HDD 스핀들 시스템을 구성하는 주요 기계요소는 크게 고속 회전하는 디스크, 허브(hub), 영구 자석, 요크(yoke), 스페이스(spacer)와 클램프(clamp)와 회전하지 않고 회전체 부분을 지지하는 스테이터, 베이스 플레이트(base plate), 하우징(housing) 그리고 유체 압력에 의해 회전체를 지지하는 유체 동압 베어링을 구성하는 부품인 슬리브와 스러스트 패드 등으로 구성되어 있다. 본 절에서는 각 기계요소를 타당하게 묘사할 수 있는 유한 요소 방정식을 전개한다.

(1) 디스크의 유한 요소 방정식

강체 운동을 하며 회전하는 유연한 디스크의 유한 요소 운동 방정식을 구하기 위해 강체 운동을 포함하는 디스크의 운동 에너지와 탄성 변형 에너지를 구하고, 디스크의 변위를 형상함수를 사용하여 이산화 한 후 이를 Lagrange 방정식에 대입하여 유도하였다.

그림 2 는 강체 운동을 포함하는 디스크의 운동을 나타내며 디스크 상의 임의의 한 질점 p 의 변위 벡터 \mathbf{R}_D 와 속도 \mathbf{v}_D 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

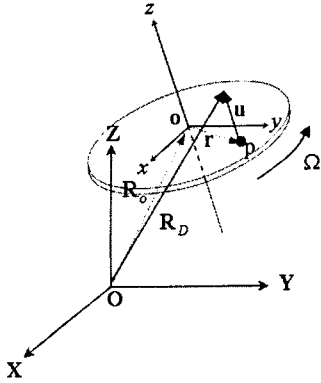


Fig. 2 Coordinate to represent the displacement of a rotating disk

$$\mathbf{R}_D = \mathbf{R}_o + \mathbf{r} + \mathbf{u} \quad (1)$$

$$\mathbf{v}_D = \dot{\mathbf{R}}_o + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} + \dot{\mathbf{u}} \quad (2)$$

여기서 $\boldsymbol{\omega}$ 는 관성 좌표계 XYZ에 대하여 디스크에 부착된 좌표계 xyz의 각속도, \mathbf{R}_o 은 디스크 중심까지의 벡터, \mathbf{r} 는 디스크 중심에서 디스크 상 임의의 질점까지의 벡터, \mathbf{u} 는 임의의 질점의 탄성 변형을 나타낸다.

디스크의 운동 에너지는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_d = \frac{1}{2} \int \mathbf{v}_D \cdot \mathbf{v}_D dm \quad (3)$$

고속 회전하는 디스크의 탄성 변형 에너지를 구하기 위해서는 Kirchhoff의 평판 이론과 von Karman 변형률을 사용하였으며 이는 원통 좌표계에서 본 디스크의 응력과 변형을 향으로써 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$U_d = \frac{1}{2} \int (\sigma_r \epsilon_r + \sigma_\theta \epsilon_\theta + \gamma_{r\theta} \tau_{r\theta}) dV \quad (4)$$

고속 회전시에 디스크의 탄성 변형 에너지 항에서는 디스크의 면내변위와 면외 변위가 연성 되어 비선형 항이 발생하게 된다. 본 연구에서는 면내 변위가 면외 변위에만 영향을 미친다고 가정하여 회전에 따른 정상상태에서의 디스크 면내 변형률을 초기 변형률로 가정하고 이를 면외 변위식에 적용시켜 고속회전에 따른 디스크의 비선형성을 고려하였다.

디스크의 운동방정식을 이산화하기 위해 본 연구에서는 conforming circular sector 요소를 사용하였으며 요소의 형상함수는 Hermite cubic interpolation를 사용하였다⁽³⁾.

(2) 회전축의 유한 요소 방정식

HDD 스피들 시스템에서 허브, 요크, 스페이서, 클램프, 영구 자석, 회전축 등은 서로 부착되어 디스크와 함께 회전을 하게 된다. 본 연구에서는 회전관성을 고려하고 회전에 따른 gyroscopic 효과를 고려한 Timoshenko 보 요소를 사용하여 회전축 요소를 모델링 하였다.

(3) 유체 베어링

회전체 시스템에서 유체 베어링은 강성과 감쇠 항을 가진 요소로 모델링 할 수 있다. 유체 동압 베어링의 강성 및 감쇠 계수를 구하는 데에는 본 연구실에서 개발한 유체 동압 베어링 해석 프로그램인 HYBAP(Hydrodynamic Bearing Analysis Program)을 이용하였다. 유체 베어링의 유막 압력 분포에 대한 지배 방정식인 Reynolds 방정식에 대하여 베어링의 준 평형 상태(quasi-equilibrium)에서 회전 자유도를 포함한 베어링의 자유도에 대한 변위와 속도가 미소 변위를 한다고 가정하면 유막 지배 방정식에 대한 섭동 방정식(perturbed equation)을 얻을 수 있다. HYBAP은 유한 요소법을 이용하여 베어링의 설계 변수 및 작동 조건에 따른 섭동 방정식을 풀어 강성 및 감쇠 계수를 구하는 프로그램이다⁽⁴⁾.

(4) 임의의 형상을 가진 지지구조의 유한 요소 해석

고정자, 하우징과 베이스 플레이트 같은 복잡한 형상의 지지구조는 3 차원의 사면체 요소로써 모델링 할 수 있다. 본 연구에서는 각 변위를 포함하는 지지축과 기하학적 적합성을 만족시켜며 연결할 수 있도록 회전 자유도를 포함하는 사면체 요소를 사용하였다. 회전 자유도를 포함하는 사면체 요소는 변 중앙에도 노드를 가진 10 노드 사면체 요소로부터 유도된다. 이러한 회전 자유도를 포함하는 사면체 요소는 병진 방향 변위만을 갖는 사면체 요소보다 정확한 결과를 얻을 수 있으며 10 노드 사면체 요소에 비해 적은 노드 개수로써 모델링 할 수 있는 장점을 가지고 있다⁽⁵⁾.

(5) 전체 시스템 모델링

a. 회전축, 스피들의 유한 요소 모델링

유체 동압 베어링을 사용하는 3.5 인치 HDD에서 허브와 회전축의 형태는 크게 fixed-shaft

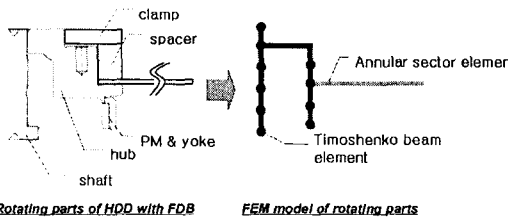


Fig. 3 Finite element model for rotating shaft, spindle and disk

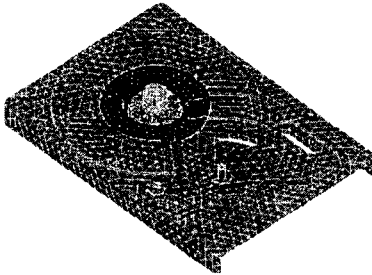


Fig. 4 Finite element model for base plate, housing and stator

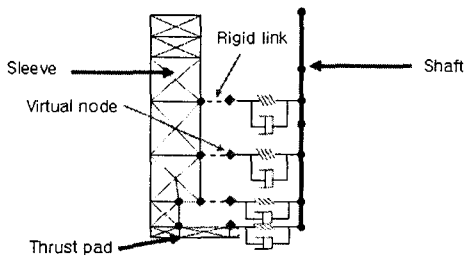


Fig. 5 Finite element model for HDB, sleeve, thrust pad and rotating shaft using virtual nodes and rigid link constraints

spindle design 과 rotating-shaft spindle design 으로 나눌 수 있으며 최근에는 후자가 널리 사용되고 있다⁽²⁾. 본 연구의 해석 대상은 rotating-shaft spindle design 을 사용하며 디스크와 스피너들을 구성하는 기계 요소는 각각 annular sector 요소와 Timoshenko 보 요소를 이용하여 그림 3 과 같이 모델링 하였다.

b. 복잡한 형상을 가지는 지지 구조의 유한 요소 모델링

스테이터, 하우징, 베이스 플레이트와 유체 동압 베어링의 부품인 슬리브, 스러스트 패드는 3 차원 사면체 요소를 이용하여 모델링 할 수 있다. 그림 4 는 이러한 기계 요소의 유한 요소 모델을

나타낸 그림으로써 요소 개수는 10,617 개, 노드 개수는 3,743 개 이다.

c. 회전축 요소, 베어링 요소와 지지 구조 요소의 연결

베어링의 동특성 계수는 베어링이 지지하는 회전부와 고정부의 한 점에서의 상대 변위에 의한 베어링 반력을 정의하는 5 자유도의 행렬 형태로 계산 된다. 슬리브와 스러스트 패드를 3 차원 요소로 모델링 할 경우 슬리브나 스러스트 패드 상의 베어링 영역 면의 노드는 여러 개이나 회전축 요소에서의 베어링 연결 노드는 하나이므로 그 연결이 용이하지가 않다. 본 연구에서는 그림 5 와 같이 저널, 스러스트 베어링 각각의 중앙 지점에 가상 노드를 생성하고 이 가상 노드와 슬리브와 스러스트 패드의 유체 베어링 영역 상 노드들에 대하여 rigid link constraint⁽⁶⁾를 적용시켜 가상 노드의 자유도가 베어링 영역 면의 변형을 묘사하게 하였다. 가상 노드는 베어링 영역 면의 노드에 대하여 master node 가 되며 이 가상 노드와 회전축 노드 사이에 유체 동압 베어링 해석 프로그램에서 계산된 베어링 동특성 계수를 이용하여 연결을 수행하였다.

3. 고유치 수치 해석

3.1 유한 요소 모델의 전체 시스템 행렬

3 차원 유한 요소를 포함하는 시스템의 경우 일반적으로 자유도가 매우 크며 또한 회전요소를 포함할 시에는 gyroscopic 항이 추가되어 비대칭 행렬에 대한 복소수 고유치를 갖는 방정식이 된다. 감쇠항이 존재하는 회전체 시스템의 고유치 문제는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\lambda^2 \mathbf{M} \mathbf{x} + \lambda (\mathbf{C} + \mathbf{G}) \mathbf{x} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (5)$$

여기서 \mathbf{M} 은 전체 유한 요소 시스템의 질량 행렬, \mathbf{G} 는 gyroscopic 행렬, \mathbf{C} 는 감쇠 행렬, \mathbf{K} 는 강성 행렬이다.

고유치의 수치해석을 위해 식(5)를 state-space 형태로 바꾸면 다음과 같은 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\lambda \begin{bmatrix} -(G+C) & -M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \lambda x \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \lambda x \end{Bmatrix}$$

또는

$$\lambda Ax = Bx \quad (6)$$

일반형 (general form) 고유치 문제인 식 (6)을 기본형 (standard form)으로 바꾼 후 이에 대한 임의의 벡터 ($u_k = [q \ p]^T$)의 곱셈 연산은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$B^{-1}Au_k = \begin{bmatrix} K^{-1} & 0 \\ 0 & M^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -(G+C) & -M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -K^{-1}((G+C)q + Mp) \\ q \end{Bmatrix} \quad (7)$$

이러한 매우 큰 비대칭 행렬에 대한 복소 고유치 문제를 풀기 위해 implicitly restarted deflation technique 을 포함하는 Arnoldi 반복법을 사용하였다⁽⁷⁾. Arnoldi 방법의 전개에서는 식 (7)과 같은 큰 크기의 sparse matrix 에 대한 행렬-벡터 곱셈 연산과 linear solver 가 필요하다. 본 연구에서는 전체 유한 요소 모델의 sparsity 를 이용한 행렬-벡터 곱셈을 수행하여 연산에 필요한 메모리 크기와 연산 시간을 줄였다⁽⁸⁾. Linear solver 는 비대칭 행렬에 대한 수치 연산이 가능한 frontal technique⁽⁹⁾을 사용하였다.

4. 해석 결과 및 고찰

4.1 실험 및 해석 방법의 검증

2 장에서 전개한 HDD 스핀들 시스템의 유한 요소들을 사용하여 1 장의 디스크를 장착하고 7,200rpm 으로 회전하며 유체 동압 베어링을 사용하는 3.5 인치 HDD 스핀들 시스템을 모델링하고 동특성을 해석하였다. 본 해석의 타당성을 검증하기 위해 충격 해머를 이용한 modal testing 을 수행하여 실험 결과를 수치 해석 결과와 비교하였다. 베이스 플레이트 하단의 네 점은 나사로 지그에 고정되며 해석 상에서는 나사가 위치하는 노드의 병진 변위와 회전 변위 자유도를 구속함으로써 경계 조건을 구현하였다. 그림 6 은 이러한 시스템의 실험 장치도를 나타낸 것이다.

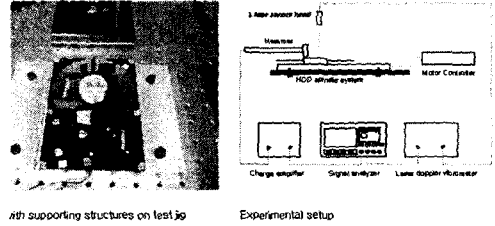


Fig. 6 Experimental setup for modal testing

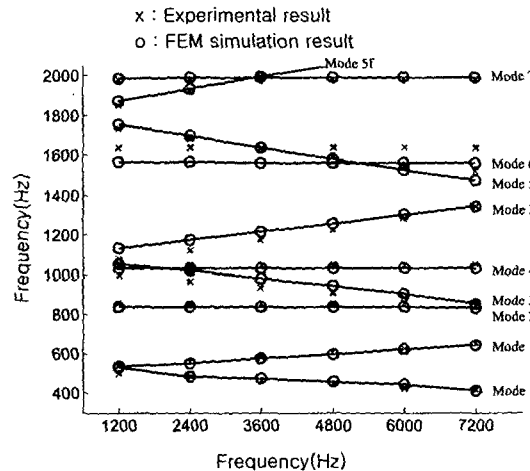


Fig. 7 Numerical and experimental results of the natural frequencies of a HDD due to the variation of rotating speed

Table 1 Comparison between numerical and experimental results of the natural frequencies for a HDD at 7,200 RPM

Mode #	Experiment	Simulation	Error(%)
1b	412	415.4	0.8
1f	640	651.8	1.8
2	840	846.0	0.7
3b	858	862.0	0.5
4	1028	1047.1	1.8
3f	1325	1342.0	1.3
5b	1464	1518.0	3.6
6	1562	1637.5	4.6
7	1988	1981.2	-0.3

표 1 은 정격 회전 속도 7,200rpm 에서 HDD 스핀들 시스템의 유한 요소 고유 주파수 해석 결과와 실험 결과를 비교한 것으로 제안된 해석 방법이 전 모드에 대하여 5% 이내의 오차를 가지고 잘 예측함을 알 수 있다. 그림 7 은 회전 속도를 변화시켜가면서 해석 결과와 실험 결과를 나타낸 그림으로써 회전 속도에 따른 해석 결과 역시 실

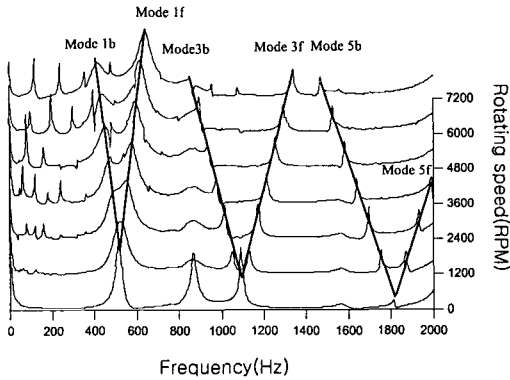


Fig. 8 Waterfall plot of HDD measured at the outer rim of the disk

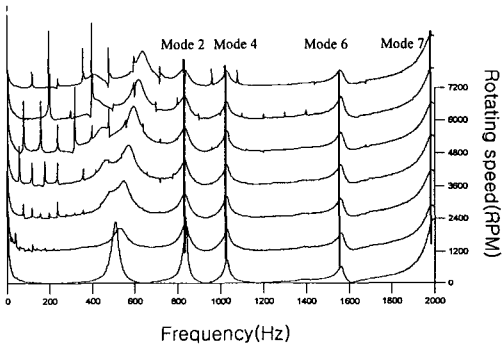


Fig. 9 Waterfall plot of HDD measured at the inner rim of the disk

험 결과와 매우 잘 일치함을 알 수 있다.

그림 8 과 그림 9 는 회전속도에 따른 waterfall plot 으로 각각 디스크 외경과 디스크 내경에서 응답을 받은 것이다. 그림 8 에서와 같이 디스크의 외경에서 측정할 경우에는 디스크 모드의 운동이 지배적이어서 지지 구조의 모드를 측정하지 못하는 경우가 발생하게 된다. 따라서 HDD 시스템의 정확한 고유 모드 측정을 위해서는 여러 측정점과 가진 점에 대한 modal testing 이 필수적이다. 표와 그림에서 모드 숫자의 b, f 는 각각 회전 속도에 따라 모드 분리 현상이 발생하는 모드의 후진(backward), 전진(forward) 모드를 나타낸다.

4.2 고유 모드 분석

해석 대상인 HDD 스펀들 시스템의 진동 모드를 분석하기 위하여 STAR modal 시스템을 이용하여 진동 모드를 실험적으로 구하였다. 그림 10 은 표 1 에 나타난 모드 중 순수한 디스크 모드를 제외한 모드들에 대한 베이스플레이트, 허브와 디스크의 진동 모드를 나타낸 것이다. 또한 지지구

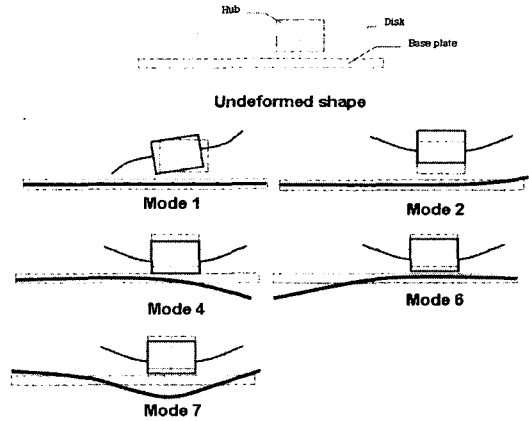


Fig. 10 Mode shapes coupled with the motion of base structures

조의 영향을 고찰하기 위하여 슬리브와 베이스 플레이트 등의 지지 구조를 제외한 모델과 포함시킨 모델의 유한 요소 고유치 해석 결과를 표 2 에서 비교하였으며 이 고유 모드들을 분류하여 고찰하면 다음과 같다.

a. 순수한 디스크 모드

3 번과 5 번 모드는 순수한 디스크 모드로서 3 번 모드는 절점 직경 2 개를 가진 디스크 모드 (0,2)이며 5 번 모드는 절점 직경 3 개를 가진 디스크 모드 (0,3)이다. 이러한 절점 직경 2 개 이상의 디스크 모드들은 순수한 디스크 변형만을 하며 다른 구조물들은 변형하지 않으므로 지지 구조의 유무에 상관없이 일정한 고유치를 가진다. 이 모드들의 고유치의 실수부는 0 으로써 유체 베어링의 감쇠 효과가 없음을 알 수 있다.

Table 2 Natural frequencies of a HDD at 7,200 RPM with and without supporting structures

Mode #	With supporting structure		Without supporting structure	
	Real	Imag(Hz)	Real	Imag(Hz)
1b	-209.7	415.4	-226.39	437.6
1f	-170.6	651.8	-184.57	674.1
2	-597.9	846.0	-507.98	904.7
3b	0.0	862.0	0.0	862.0
4	-7.3	1047.1		
3f	0.0	1342.0	0.0	1342.0
5b	0.0	1518.0	0.0	1518.0
6	-80.5	1637.5		
7	-45.3	1981.2		

b. 지지 구조와 연성되어 주파수가 바뀌는 모드

지지 구조와 연성되어 주파수가 바뀌는 모드는 1 번과 2 번 모드으로써 베이스플레이트의 변형이 디스크와 허브의 변형에 비해 비교적 크지 않은 모드이다. 1 번 모드는 각각 디스크의 절점 직경이 하나이고 디스크와 허브의 변형이 같은 방향인 in-phase (0,1)모드이며 지지 구조가 포함됨에 따라 약 22Hz 정도 낮아지게 된다. 2 번 모드는 디스크와 허브의 변형 방향이 모두 같고 디스크의 모드 형이 (0,0)인 축 방향 모드으로써 지지 구조를 포함시키면 59Hz 정도 낮아지게 된다.

c. 지지 구조의 영향으로 인해 새롭게 나타나는 모드

4 번, 6 번과 7 번 모드는 지지 구조가 없을 경우에는 나타나지 않는 모드이다. 이 모드들은 베이스 플레이트의 변형이 비교적 크게 나타나는 모드로써 모두 디스크의 (0,0) 모드, 허브의 축 방향 모드와 연성되어 나타나는 모드이다. 4 번과 6 번은 각각 베이스 플레이트의 세로 방향 절점 선이 하나인 굽힘 모드가 지배적인 모드이고 7 번 모드는 베이스 플레이트의 세로 방향 절점 선이 두 개인 굽힘 모드와 연성되는 모드로써 지지 구조의 영향을 고려하지 않을 경우 해석 되지 않는 모드이다.

5. 결론

본 연구에서는 유한 요소법을 사용하여 임의 형상의 지지 구조를 가지고 유체 동압 베어링을 사용하는 HDD 스피들 시스템의 동특성을 해석하였다. Frontal technique 과 Arnoldi 방법을 사용하여 회전에 따른 gyroscopic 행렬을 포함하는 큰 자유도의 전체 시스템의 유한 요소 방정식에 대한 고유치 해석을 수행할 수 있었고, 실험을 통해 해석 방법의 타당성 및 정확성을 검증하였다.

지지 구조를 고려하게 되면 HDD 의 고유 모드는 크게 순수한 디스크 모드, 지지 구조와 연성되어 주파수가 바뀌는 모드 그리고 지지 구조의 영향으로 인해 새롭게 나타나는 모드들로 분류할 수 있다. 순수한 디스크 모드에 대해서는 유체 베어링의 감쇠 효과가 나타나지 않았으며 지지 구조를

고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 해석 결과를 비교하여 지지 구조의 유연성이 전체 HDD 시스템의 동특성에 주요한 영향을 미침을 알 수 있었다. 따라서 정확한 HDD 시스템의 동특성 및 고유 모드를 규명하기 위해서는 정확한 지지 구조의 고려가 필수적이다.

본 연구에서 제시한 해석 방법은 일반적인 임의 형상을 가지는 기계 요소에 대한 유한 요소 해석 방법을 따르므로 cover 나 actuator 와 같은 HDD 를 구성하는 모든 기계 요소들을 포함하는 시스템 해석으로의 확장이 가능하다. 따라서 향후 소형, 박형, 고속화 하는 HDD 스피들 시스템의 설계 해석을 위해 필수적인 정확한 고유 진동 모드의 정량적 해석에 유용할 것으로 사료된다.

참고 문헌

- (1) Zang, Y. and Hatch, M. R., 1996, "On the whirl dynamics of hydrodynamic bearing spindle in information storage systems", International Symposium on Information Storage and Processing Systems, Vol. 2, pp.73-84.
- (2) Tseng C. W., Shen J. Y. and Shen I.Y., 2003 "Vibration of rotating-shaft HDD spindle motors with flexible stationary parts", IEEE Trans Magn, vol.39, pp. 794-799.
- (3) Reddy J. N., 1993, An Introduction to the Finite Element Method, 2nd edn. McGraw-Hill
- (4) Jang, G. H. and Kim, Y. J., 1999, "Calculation of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Bearing Considering Five Degrees of Freedom for a General Rotor-Bearing System", Journal of Tribology, ASME, vol. 121, pp.499-505.
- (5) Pawlak, T. P., Yunus, S. M., and Cook, R. D., 1991, "Solid elements with rotational degrees of freedom: Part II-Tetrahedron elements", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol.31, pp.593-610.
- (6) Cook, R. D., Malkus, D. S., and Plesha, M. E., 1989, Concepts and Applications of Finite Element Analysis, 3rd edn. John Wiley & Sons
- (7) Lehoucq, R. B. and Sorensen, D. C., 1996, "Deflation Techniques for an Implicitly Restarted Arnoldi Iteration", J. Matrix anal. Appl. SIAM, pp. 789-821.
- (8) Saad, Y., 1995, Iterative Methods for Sparse Linear Systems, PWS Publishing Company, Boston
- (9) Hinton, E. and Owen, D. R. J., 1977, Finite Element Programming, Academic Press, London.