

진원도 오차를 고려한 스피들 시스템의 동적 특성 해석

Dynamic Analysis of a Tilted HDD Spindle System due to Roundness

곽규열*, 장건희†
Kyuyeol Koak and Gunhee Jang

Key Words : Fluid Dynamic Bearing(유체 동압 베어링), Reynolds equation(Reynolds 방정식), Dynamic Behavior(동적 거동), Roundness(진원도), Frequency analysis(주파수 분석)

ABSTRACT

This paper investigates the dynamic behavior of a HDD spindle system due to the imperfect roundness of a rotating shaft. The shaft of a spindle motor rotates with eccentricity by the unbalanced mass of the rotating part. The eccentricity generates the run-out of a spindle motor which results in the eccentric motion of a rotating part. Roundness of a shaft affects this motion which limits the memory capacity of a HDD. This research proposes a modified Reynolds equation for the coupled journal and thrust FDBs to include the variable film thickness due to the roundness. Finite element method is used to solve the Reynolds equation for the pressure distribution. Reaction forces and friction torque are obtained by integrating the pressure and shear stress, respectively. The dynamic behavior is determined by solving the equations of a motion of a HDD spindle system in six degrees of freedom with the Runge-Kutta method to characterize the motion of a rotating part. This research shows that the roundness of a rotating shaft causes the excitation frequency with integer multiple of a rotating frequency.

1. 서 론

최근 컴퓨터 하드 디스크 드라이브(Hard Disk Drive, HDD)는 저장용량의 증대와 더불어 고속, 저진동, 저소음화가 요구되고 있으며, 모바일 환경에 사용될 수 있도록 소형화 되고 있다. 스피들 시스템의 회전체 지지 구조인 베어링의 성능은 정보 저장 장치의 성능을 결정하는 중요한 요소이다. 유체 동압 베어링은 윤활유체에 의한 감쇠 효과와 함께 회전부와 정지부 사이의 고체 접촉이 없어 우수한 진동 및 소음 특성을 제공한다. 따라서 최근에는 대부분의 HDD 에 유체 동압 베어링이 사용되고 있다. Fig. 1 은 유체 동압 베어링을 사용하는 HDD 용 스피들 시스템의 단면도이다.

유체 동압 베어링에 대한 연구는 크게 유체 동압 베어링의 정·동특성을 해석하는 방법과 회전축의 거동 해석을 중심으로 많은 연구자들에 의해 수행되어왔다. Zang 과 Hatch 는 저널과 스러스트가 연성된 HDD 용 유체 동압 베어링의 3 자유도 운동에 대한 동특성을 수학적 섭동법과 유한체적법으로 해석하였으며⁽¹⁾, Rahman 과 Leuthold 는 유사한 시스템에 대하여 유한요소법을 적용하여 해석하였다⁽²⁾. 그리고 Jang 등은 Reynolds 경계 조건을 적용하여 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베

어링의 5 자유도 운동에 대한 정특성을 해석하였다⁽³⁾. 또한, 동적 거동 해석에 있어 Xin Kai Li 는 저널 베어링으로 지지되는 회전축의 궤적을 계산하였고⁽⁴⁾, Jang 등은 저널과 스러스트 베어링으로 지지되는 스피들 시스템의 5 자유도 운동 방정식을 통해 과도해석을 수행하였다⁽⁵⁾. Jang 과 Yoon 은 회전축에 홈이 존재하는 모델의 회전축 3 자유도 운동에 대한 회전체의 궤적을 계산하였으며, 회전부에 존재하는 홈의 영향을 해석적으로 보였다⁽⁶⁾.

하지만 기존의 연구에서는 유체 동압 베어링의 가공오차가 존재하지 않는다는 이상적인 상황을 가정하였다. HDD 용 유체 동압 베어링은 구성 요소들 중 저널 베어링의 경우, 유체가 주입되는 간극이 2~3 μm 으로 높은 가공 정밀도를 가지기 힘들다. 그러므로 유체 동압 베어링으로 지지되는 스피들 모터의 축계 설계 시 설계 공차 내의 오차가 존재하며, 이는 유체 동압 베어링의 성능에 영

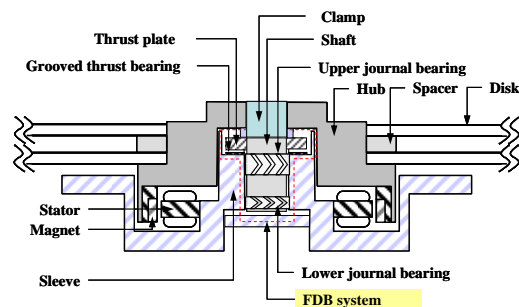


Fig. 1 Mechanical structure of a HDD spindle system with FDBs

† 한양대학교 기계공학부

E-mail : ghjang@hanyang.com

Tel : (02) 2220-0431, Fax : (02) 2292-3406

* 한양대학교 대학원 기계공학과

향을 줄 수 있다. 축계 설계에 있어 대표적인 가공 오차인 회전축의 진원도 오차는 저널 베어링의 성능에 직접적으로 영향을 줄 것이다. 회전축의 진원도 오차는 저널 베어링의 유막 두께를 변화시켜 베어링의 유막반력에 영향을 주고 회전축의 궤적에 영향을 미치는 결과를 보일 것이다. 따라서 스피들 시스템의 동특성 향상과 궁극적으로 HDD 스피들 모터의 정보기록 밀도 향상을 위해서는 회전축 가공 시 발생하는 진원도 오차를 고려한 유체 동압 베어링의 특성 해석 및 회전축의 거동 해석이 진행되어야 한다.

본 연구에서는 회전축의 진원도 오차를 측정하고 이를 포함하는 저널 베어링의 유막두께를 계산한 후 Reynolds 방정식과 유한요소법을 사용하여 저널 베어링과 스러스트 베어링이 연성된 유체 동압 베어링의 압력 분포를 해석하고 정특성 해석을 수행하였다. 그리고 유막반력과 불평형 질량에 의한 원심력 및 외력 등을 포함하는 회전축의 비선형 6 자유도 운동방정식을 Runge-Kutta 법으로 계산함으로써 회전축의 운동을 해석하였다. 또한, 주파수 분석을 통한 회전축의 run-out 성분을 해석하였다.

2. 해석 방법

2.1 Reynolds equation

Fig. 2 는 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링 시스템의 좌표계를 나타낸다. 유체 동압 베어링의 지배 방정식인 Reynolds 방정식을 Fig. 2 에 표시된 좌표계에 대하여 정리하면 저널 베어링과 스러스트 베어링에 대하여 각각 식 (1)과 (2)로 표현할 수 있다⁽⁷⁾.

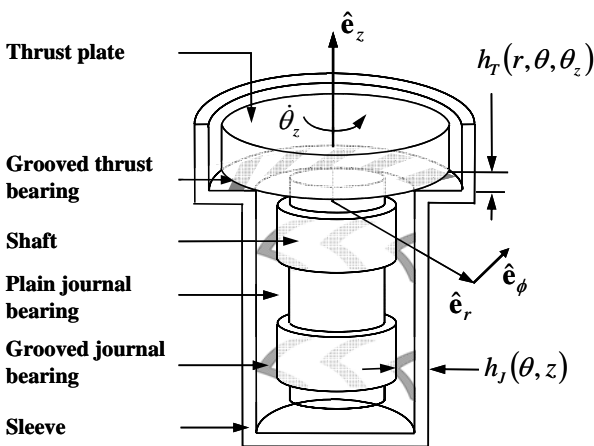


Fig. 2 Cylindrical coordinate of the coupled journal and thrust bearings in a HDD

$$\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{R\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z}\right) = \frac{\dot{\theta}_z}{2} \frac{\partial h}{\partial\theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{r\partial r}\left(r \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{r\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r\partial\theta}\right) = \frac{\dot{\theta}_z}{2} \frac{\partial h}{r\partial\theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

여기서, p , h , $\dot{\theta}_z$ 와 μ 는 각각 압력, 유막두께, 회전속도와 유체 점성이다.

회전축의 병진과 회전운동 그리고 회전축의 진원도 오차에 의한 유막두께 변화를 고려할 수 있는 Reynolds 방정식을 풀기 위해 유체 동압 베어링의 유막두께를 아래와 같이 계산하였다.

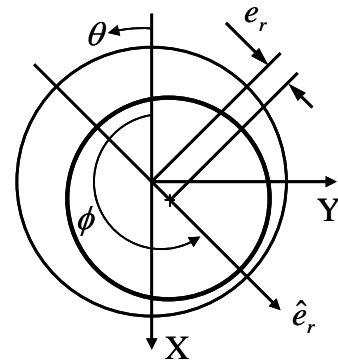
(1) 회전축의 운동을 고려한 저널 베어링의 유막 두께 계산

Fig. 3 은 회전축의 변위를 정의하는 좌표계이다.

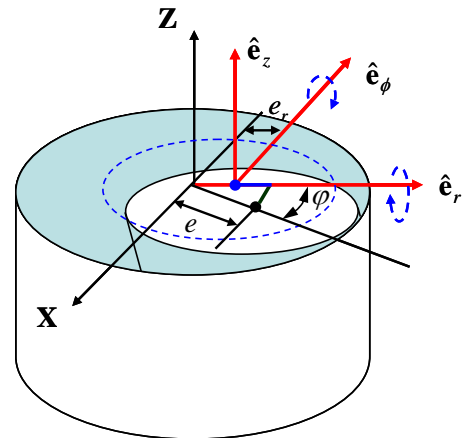
Fig. 3(a)와 같이 회전축이 반경 방향으로 e_r 만큼 병진 운동 하였을 경우 저널 베어링의 유막두께는 식(3)과 같이 계산할 수 있다⁽⁷⁾.

$$h_j = c - e_r \cos(\theta - \phi) \quad (3)$$

여기서, c 와 θ 그리고 ϕ 는 각각 저널베어링의 간



(a) Translational displacement



(b) Rotational displacement

Fig. 3 Coordinate system of a journal bearing for the translational and rotational displacements

극, $-x$ 축으로부터 임위 위치까지의 각도 그리고 회전축의 회전각도이다. 여기에 회전축이 θ_r, θ_ϕ 만큼 tilting 운동 하였을 경우 회전축의 편심량 e 와 회전 각도 변화 ϕ 는 다음과 같이 계산된다.

$$e = \sqrt{\{e_r + (z - z_{mc}) \sin \theta_\phi\}^2 + \{(z - z_{mc}) \sin \theta_r\}^2} \quad (4)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{(z - z_{mc}) \sin \theta_r}{e_r + (z - z_{mc}) \sin \theta_\phi} \right] \quad (5)$$

여기서 z_{mc} 는 회전축 무게 중심의 축 방향 좌표이다. 따라서 회전축의 병진운동과 틸팅운동을 고려한 저널 베어링의 유막두께는 식(6)와 같다.

$$h_j = c - e \cos(\theta - (\phi - \varphi)) \quad (6)$$

(2) 회전축의 운동을 고려한 스러스트 베어링의 유막두께 계산

Fig. 4(a)과 같이 회전축이 e_z 만큼 부상하였을 경우, 스러스트 베어링의 유막두께는 회전축의 부상높이와 스러스트 베어링의 총 간극에 의해 결정된다. 식(7)과 식(8)은 각각 상·하부 스러스트 베어링의 유막두께를 나타낸다.

$$h_{t_upper} = c_{total} - e_z \quad (7)$$

$$h_{t_lower} = e_z \quad (8)$$

여기서, c_{total} 은 상·하부 스러스트 베어링의 축

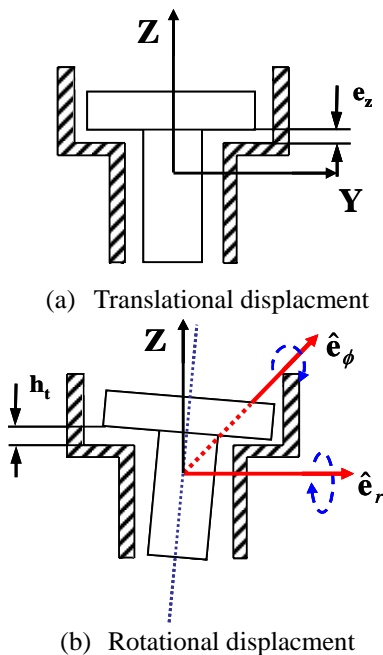


Fig. 4 Coordinate system of a thrust bearing for the translational and rotational displacements

방향 총 간극이다. 여기에 회전축이 θ_r, θ_ϕ 만큼 tilting 운동 하였을 경우 상·하부 스러스트 베어링의 유막두께는 각각 식(9)과 (10)로 표현된다.

$$h_{t_upper} = c_{total} - e_z - \left[\begin{aligned} &\dot{e}_z + |z - z_{mc}| (2 - \cos \theta_\phi - \cos \theta_r) \\ &+ r \{ -\sin \theta_\phi \cos(\theta - \phi) \} + \sin \theta_r \sin(\theta - \phi) \end{aligned} \right] \quad (9)$$

$$h_{t_lower} = e_z + \left[\begin{aligned} &\dot{e}_z + |z - z_{mc}| (2 - \cos \theta_\phi - \cos \theta_r) \\ &+ r \{ -\sin \theta_\phi \cos(\theta - \phi) \} + \sin \theta_r \sin(\theta - \phi) \end{aligned} \right] \quad (10)$$

(3) 회전축 진원도 오차를 고려한 유막두께 계산

본 논문에서는 회전축의 가공 오차 영향을 고려하기 위해 Fig. 5 와 같이 실제 회전축의 진원도 오차를 측정하여 회전축의 진원도 오차 측정을 통해 회전축의 형상을 예측 하였다. Fig. 5 는 회전축의 형상이 완전한 진원이 아님을 보여준다. 회전축이 일정한 속도로 회전한다고 가정하고 회전축의 원주방향 좌표를 시간의 함수로 표현한 후 축형상의 주기적인 성분들을 계산하여 축형상의 지배적인 조화 성분을 파악하였다. Fig. 6 은 축의 형상을 주파수 분석 결과이다. 회전 주파수의 2 배 및 3 배 성분이 지배적인 성분임을 알 수 있다. 축의 형상에 의한 유막두께 변화량은 식(11)로 표현된다.

$$h_R = \sum_i^n A_n \cos(2n\pi ft - \phi_n) \quad (11)$$

여기서, A_n 와 ϕ_n 는 각 조화 성분들의 크기와 위상차를 나타낸다.

지금까지 회전축의 운동과 진원도 오차를 고려한 유체 동압 베어링의 유막두께를 계산하였다. 각 유막두께를 조합함으로써 저널 베어링과 스러스트 베어링의 유막두께를 결정할 수 있다. 저널 베어링은 회전축의 운동과 진원도 오차에 의해 결정된다. 하지만 스러스트 베어링은 회전축의 진원

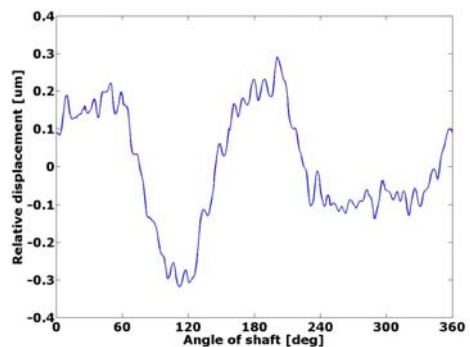


Fig. 5 The measurement of the relative displacement of a shaft

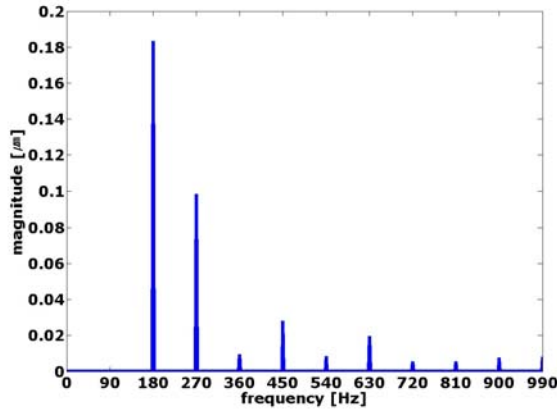


Fig. 6 Frequency spectrum of a shaft roundness

도 오차에 의해 영향을 받지 않으므로 회전축의 운동에 의해서만 결정된다. 스러스트 베어링의 총 유막두께는 식(9)과 (10)이 되고 저널 베어링의 총 유막두께는 다음의 식으로 표현된다.

$$h_j = h_j - h_R \quad (12)$$

그리고 저널과 스러스트 베어링의 시간에 대한 유막두께 변화율은 다음과 같다.

$$\frac{dh_j}{dt} = -(\dot{e}_r + \dot{\theta}_\phi(z - z_{mc})\cos\theta_\phi)\cos(\theta - \phi) - (e_r + (z - z_{mc})\sin\theta_\phi)\dot{\phi}\sin(\theta - \phi) + (z - z_{mc})\dot{\theta}_r\cos\theta_r\sin(\theta - \phi) + (z - z_{mc})\dot{\phi}\sin\theta_r\cos(\theta - \phi) + \sum_i^n 2A_n n \pi f \sin(2n\pi f[t - \phi_n]) \quad (13)$$

$$\frac{dh_r}{dt} = \alpha \begin{pmatrix} \dot{e}_z + |z - z_{mc}|(\dot{\theta}_\phi \sin\theta_\phi + \dot{\theta}_r \sin\theta_r) \\ -\dot{\theta}_\phi \cos\theta_\phi \cos(\theta - \phi) \\ +\dot{\theta}_r \cos\theta_r \sin(\theta - \phi) \\ -\dot{\phi} \sin\theta_\phi \sin(\theta - \phi) \\ -\dot{\phi} \sin\theta_r \cos(\theta - \phi) \end{pmatrix} \quad (14)$$

2.2 유체 동압 베어링의 정특성 계산

스핀들 시스템의 동적 거동을 구하기 위해 유체 동압 베어링의 유막반력, 모멘트 그리고 마찰 토크를 계산하였다. 계산된 유막두께와 시간에 대한 유막두께 변화율을 Reynolds 방정식에 대입하고 유한요소법을 이용하여 Reynolds 방정식을 계산하였다⁽³⁾. 그리고 내부 경계조건으로는 물리적 타당성을 보장하는 Reynolds 경계조건을 사용하였다⁽³⁾. 유막에서의 압력분포가 결정되면 유막 반력

과 모멘트 그리고 마찰 토크는 압력과 전단응력을 유막에 따라 적분함으로써 구할 수 있다. 저널 베어링의 유막 반력과 모멘트 그리고 마찰 토크는 다음과 같다.

$$F_{Jr} = \iint -pR \cos(\theta - \phi) d\theta dz \quad (15)$$

$$F_{J\phi} = \iint -pR \sin(\theta - \phi) d\theta dz \quad (16)$$

$$M_{Jr} = \iint (z - z_{mc}) pR \sin(\theta - \phi) d\theta dz \quad (17)$$

$$M_{J\phi} = \iint -(z - z_{mc}) pR \cos(\theta - \phi) d\theta dz \quad (18)$$

$$T_{Jf} = \iint \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{R \partial \theta} + \mu \frac{R \dot{\theta}_z}{h} \right) R^2 d\theta dz \quad (19)$$

스러스트 베어링에서 발생하는 유막 반력과 모멘트 그리고 마찰 토크는 식(20)-(23)으로 계산할 수 있다.

$$F_{Tr} = \iint p r dr d\theta \quad (20)$$

$$M_{Tr} = \iint r^2 p \sin(\theta - \phi) dr d\theta \quad (21)$$

$$M_{T\phi} = \iint -r^2 p \cos(\theta - \phi) dr d\theta \quad (22)$$

$$T_{Tf} = \iint \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \mu \frac{r \dot{\theta}_z}{h} \right) r^2 dr d\theta \quad (23)$$

2.3 Equations of motion

Fig. 8는 원통좌표계에서 표현한 스핀들 시스템의 자유 물체도이다. 이 때, F_J 와 F_T 는 각각 저널 베어링과 스러스트 베어링의 유막 반력을 나타낸다. 그리고 T 는 스핀들 모터의 구동 토크를 나타내며, F_{magnet} 은 축 방향 자기력을 나타내고 그 크기는 일정하다고 가정하였다. 회전축은 강체이며 일정한 속도로 회전한다고 가정하고, 회전축의 무게중심에서 6 자유도 운동방정식을 유도하였다. 6 자유도 운동방정식은 회전축의 r , ϕ , z 방향의 병진운동과 θ_r , θ_ϕ , θ_z 방향의 회전운동으로 구성된다. 6 자유도 운동 방정식은 아래의 식과 같이 표현된다.

$$\mathbf{e}_r : M\ddot{e}_r = \sum_{journal} (F_{Jr}c_\phi + F_{J\phi}s_\phi s_r) + \sum_{thrust} F_{Tz}s_\phi c_r + m_u e_u \dot{\theta}_z^2 (c_\phi \cos\beta + s_\phi s_r \sin\beta) + Me_r \dot{\phi}^2 \quad (25)$$

$$\mathbf{e}_\phi : Me_r \ddot{\phi} = \sum_{journal} F_{J\phi}c_r + \sum_{thrust} -F_{Tz}s_r + m_u e_u \dot{\theta}_z^2 c_r \sin\beta - 2M\dot{e}_r \dot{\phi} \quad (26)$$

$$\mathbf{e}_z : M\ddot{e}_z = \sum_{journal} (-F_{Jr}s_\phi + F_{J\phi}c_\phi s_r) + \sum_{thrust} F_{Tz}c_\phi c_r + m_u e_u \dot{\theta}_z^2 (-s_\phi \cos\beta + c_\phi s_r \sin\beta) + mg + m_u g + F_{magnet} \quad (27)$$

$$\mathbf{b}_1 : I_r \ddot{\theta}_r = \sum_{journal} M_{Jr} + \sum_{thrust} M_{Tr} + m_u g e_u c_\phi c_r \sin \beta - (z_u - z_{mc}) (m_u e_u \dot{\theta}_z^2 \sin \beta + m_u g c_\phi s_r) - \dot{\theta}_z \dot{\theta}_\phi c_r I_r + \dot{\theta}_\phi c_r (-\dot{\theta}_\phi s_r + \dot{\theta}_z) (I_r - I_z) \quad (28)$$

$$\mathbf{b}_2 : I_r c_r \ddot{\theta}_\phi = \sum_{journal} M_{J\phi} + \sum_{thrust} M_{T\phi} - m_u g e_u c_\phi c_r \cos \beta + (z_u - z_{mc}) (m_u e_u \dot{\theta}_z^2 \cos \beta - m_u g s_\phi) - (-\dot{\theta}_r \dot{\theta}_\phi s_r - \dot{\theta}_z \dot{\theta}_r) I_r - (\dot{\theta}_\phi s_r - \dot{\theta}_z) \dot{\theta}_r (I_z - I_r) \quad (29)$$

$$\mathbf{b}_3 : I_z \ddot{\theta}_z = m_u g e_u (c_\phi s_r \cos \beta + s_\phi \sin \beta) + T - T_f - (-\dot{\theta}_\phi s_r - \dot{\theta}_r \dot{\theta}_\phi c_r) I_z \quad (30)$$

여기서, c_ϕ , s_ϕ , c_r 과 s_r 는 각각 $\cos \theta_\phi$, $\sin \theta_\phi$, $\cos \theta_r$ 과 $\sin \theta_r$ 를 나타낸다. 그리고 m_u, e_u, z_u 와 β 는 불평형 질량의 크기와 원통 좌표계에서의 위치를 나타낸다. 또한 T 와 T_f 는 스피들 시스템의 구동 토크와 마찰 토크를 나타낸다.

2.4 해석 절차

회전축의 동적 거동을 해석하기 위해 먼저 회전축의 초기 위치와 자세를 입력한다. 회전축의 위치와 자세에 따른 유막 두께를 계산하고 Reynolds 방정식을 통해 유체 동압 베어링의 압력분포를 계산한다. 압력분포가 결정되면 식(15)–(23)을 통해 유체 동압 베어링의 유막 반력 및 모멘트 그리고 마찰 토크를 계산한다. 계산된 유체 동압 베어링의 정특성을 6 자유도 운동방정식에 대입하고 이를 4 계 Runge–Kutta 방법으로 회전축의 새로

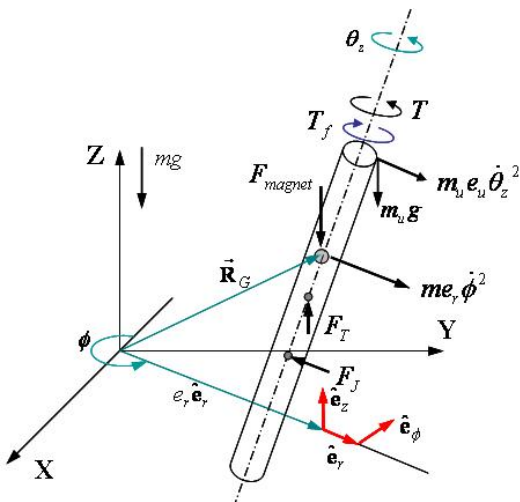


Fig. 8 Free body diagram of a HDD spindle system in cylindrical coordinate

운 위치와 자세를 구한다. 위의 과정을 일정 시간 간격으로 반복함으로써 회전축의 동적 거동을 구하게 되며, 해석은 회전축의 궤적이 수렴할 때까지 이루어지게 된다.

3. 해석 결과

3.1 해석 모델

Table 1 은 유체 동압 베어링의 특성해석에 사용된 홈이 있는 저널과 스러스트 베어링의 주요 설계 변수이다. 유한요소모델은 2,380 개의 4 절점 사각형 요소를 사용하여 모델링 하였다. Table 2 는 회전축의 거동 해석을 위한 입력 변수로서, 회전축의 주요 설계변수이다. 불평형 질량은 디스크 및 스페이서의 내경과 허브의 외경 사이에서 발생할 수 있는 최대 공차를 이용하여 계산하였다.

3.2 스피들 시스템의 동적 거동 해석 결과

(1) 회전축의 진원도 오차가 존재하지 않을 경우

유체 동압 베어링으로 지지되는 스피들 모터의 회전축은 시스템이 가지는 불평형 질량에 의한 원심력과 베어링의 반경 방향 유막 반력이 평형을 이루는 위치를 따라 회전한다. 그러므로 스피들 시스템의 run-out 에 가장 지배적인 요소는 스피들 시스템의 불평형 질량에 의한 원심력에 의해 발생한다.

Fig. 9(a)은 회전축이 진원일 경우 유체 동압 베어링에서 발생하는 유막 반력의 주파수 성분을 나타낸다. 불평형 질량에 의한 원심력에 의한 회전 주파수(=90Hz) 성분이 존재하는 것을 확인할 수 있다. 베어링의 유막 반력에 의해 회전축의 운동

Table 1 Major design parameters of FDBs

Design variable	Journal	Thrust
Radial clearance (μm)	2.0	-
Axial total clearance (μm)	-	30
Radius (mm)	1.5	Inner:1.5 Outer:3.2
Groove pattern	Herringbone	Spiral
Number of grooves	8	20
Groove depth (μm)	5	10

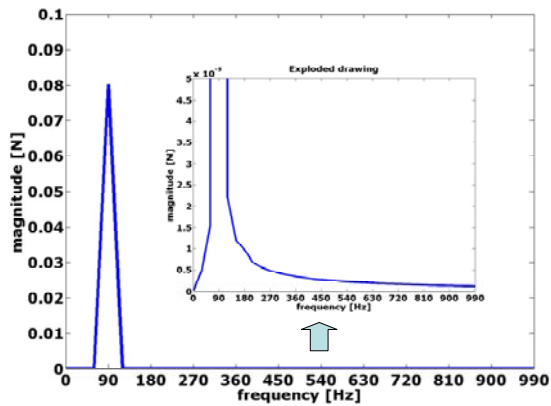
Table 2 Major design parameters of a HDD

Design variable	
Mass(g)	18.76
Moment of inertia about z (kgm^2)	30.63×10^{-7}
Moment of inertia about x and y (kgm^2)	61.26×10^{-7}
Unbalance mass (gmm)	10.52×0.023
Rotating speed (rpm)	5400
Axial magnetic force (N)	0.883

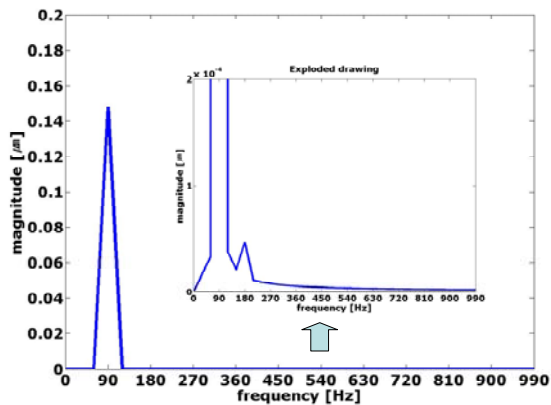
이 결정된다. 회전축의 운동은 스핀들 모터의 run-out 성분으로 검출된다. Fig. 9(b)는 회전축의 x 축 변위의 주파수 성분을 나타낸다. 비선형 효과로 인해 회전 주파수의 2 배 성분이 x 축 변위에서 검출되는 것을 알 수 있다.

(2) 회전축의 진원도 오차를 고려한 해석

회전축의 진원도 오차가 스핀들 시스템에 미치는 영향을 해석하기 위해 축 형상의 지배적인 성분인 회전 주파수의 2 배와 3 배 성분을 고려하였다. Fig. 10 은 2 배와 3 배 성분을 모두 고려했을 경우 베어링의 유막 반력과 x 축 변위를 나타낸다. 해석 결과 베어링의 유막 반력과 x 축 변위에서 회전 주파수의 2,3,7 및 9 배 성분이 검출된다. 각 성분들의 원인 분석을 위해 축 형상의 각 성분만이 존재한다는 가정하에 해석을 수행하였다. Fig. 11 는 축의 형상이 2 배 성분만 존재할 경우 회전 주파수 2 배 성분 변위가 증가하고 3 배 성분만 존재할 경우 3 배 성분 변위가 증가함을 보여준다.



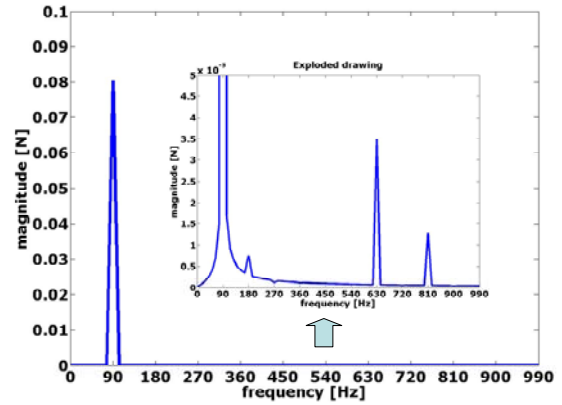
(a) Bearing reaction force in x direction



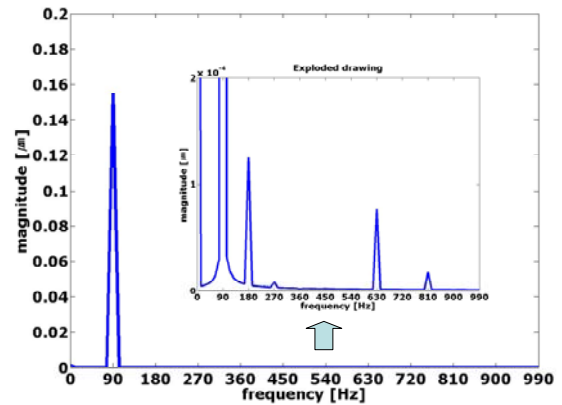
(b) Displacement in x direction

Fig. 9 Frequency spectrum of bearing reaction force and displacement of a HDD spindle system in x direction

Fig. 12(a)는 진원도 오차를 고려했을 경우 반경 방향 변위를 나타낸다. 반경 방향 변위를 주파수



(a) Bearing reaction force in x direction



(b) Displacement in x direction

Fig. 10 Frequency spectrum of bearing reaction force and displacement of a HDD spindle system with the second and third harmonics due to the imperfect roundness in x direction

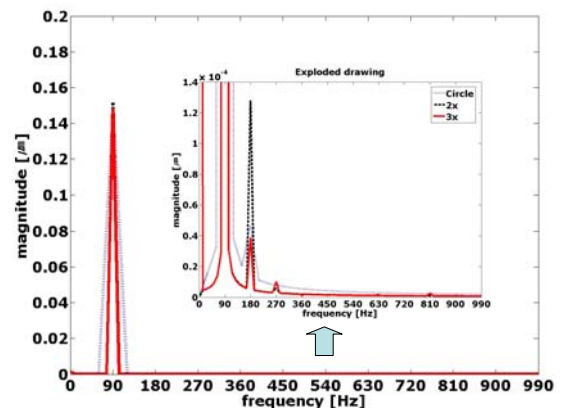


Fig. 11 Frequency spectrum of displacement of a HDD spindle system with separate second and third harmonics due to the imperfect roundness in x direction

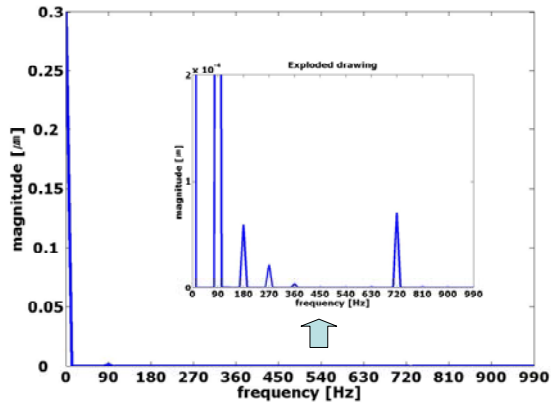


Fig. 12 Frequency spectrum of displacement of a HDD spindle system in r direction

분석한 결과 회전 주파수의 8 배 성분이 존재하는 것을 식(31)와 (32)을 통해 증명할 수 있다. 식 (31)이 반경 방향 변위라고 하면, x 축 변위는 식 (32)로 표현된다.

$$r = \sum_{k=1}^n r_k \sin(2k\pi ft - \phi_k) \quad (31)$$

$$x = \cos 2\pi ft \sum_{k=1}^n r_k \sin(2k\pi ft - \phi_k) \quad (32)$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n r_k [\sin\{2(k-1)\pi ft - \phi_k\} + \sin\{2(k+1)\pi ft - \phi_k\}]$$

반경 방향 변위가 k 배 sine 함수라면 x 축 변위에서는 $k \pm 1$ 배 sine 함수로 변조되어 나오는 것을 위의 식을 통해 알 수 있다. 회전 주파수의 8 배 성분의 원인은 해석에 사용한 저널 베어링의 홈 개수가 8 개 인 것을 착안하여 접근하였다. 홈의 영향을 확인하기 위해 홈의 개수가 다른 임의의 모델을 해석하였다. 홈의 개수가 10 개일 경우 반경 방향 변위에서 10 배 성분이 검출됨을 확인할 수 있다. 회전축이 진원이면 정지부에 존재하는 홈의 영향은 나타나지 않는다⁽⁶⁾. 하지만 회전축의 진원도 오차가 존재할 경우 정지부에 존재하는 저널 베어링의 홈의 개수에 준하는 회전 주파수의 조화성분이 반경 방향 변위에서 홈의 개수 ± 1 에 해당되는 회전주파수 조화 성분이 x 방향 변위에서 검출된다.

4. 결론

본 연구에서는 회전축의 운동과 진원도 오차를 고려한 유막두께를 계산하여 유한요소 모델에 적용하였고 과도 해석을 통해 회전축의 운동을 예측

하였다. 또한 주파수 분석을 통해 회전 주파수와 그와 관련된 조화 성분들을 해석하였다. 해석 결과, 회전축의 진원도 오차로 인한 회전부와 정지부 사이의 상대 운동 때문에 저널 베어링의 유막 반력이 변화하였으며 회전축의 회전 주파수의 조화 성분들이 증가하였다. 그리고 회전축의 진원도 오차에 의해 정지부에 존재하는 홈에 의한 영향이 회전축의 운동에 영향을 미쳐 홈에 의한 run-out 성분이 반경방향에서 발생하였다. 위의 연구를 통해 스핀들 모터 제작 시 회전축의 진원도 측정을 통해 유체 동압 베어링의 성능 및 회전축의 운동에 미치는 영향을 미리 예측할 수 있으며 이를 통해 시스템의 동적 특성을 향상시키고 궁극적으로 정보 저장 밀도를 증가시킬 수 있는 베어링의 강건 설계에 적용할 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) Zang, Y., and Hatch, M. R., 1995, "Analysis of Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using Finite Volume Method", ASME AISPS, pp. 71~79.
- (2) Rahman, M., and Leuthold, J., 1996, "Computer Simulation of a Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using a Finite-Element Method", Proceedings of 25th Annual IMCSD Symposium, pp. 103~112.
- (3) Jang, G. H., Lee, S. H., and Kim, H.W., 2005, "Finite Element Analysis of a Coupled Hydrodynamic Journal and Thrust Bearing in a Computer Hard Disk Drive ", ASME Journal of Tribology, Vol. 15, No. 1, pp. 87~95
- (4) Xin Kai Li., 1999, "Analysis of Journal Orbits form Nonlinear Dynamic Bearing," Theoretical and Computational Fluid Dynamic, Vol. 13, pp.209~230.
- (5) Jang, G. H., Lee, S.H., Kim, H.W., and Kim, C. S., 2005, "Dynamic Analysis of a HDD Spindle System with FDBs due to the Bearing Width and Asymmetric Grooves of Journal bearing", Microsys Technol, Vol. 11, pp.499~505.
- (6) Jang, G.H., Yoon, J. W, 2002, "Dynamic Charateristics of a Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing in a HDD Spindle System due to its Groove Location", Journal of Tribology, Vol. 8, pp.261~270.
- (7) Jang, G. H., Lee, S.H., 2006, "Determination of the Dynamic Coefficients of the Coupled Journal and Thrust Bearings by the Perturbation Method", Tribology Letters, Vol. 22, No. 3, pp.239~246.
- (8) Hamrock, Bernard J., Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, 1994.