한국소음진동공학회 2008년 추계학술대회논문집, pp.401~406

컴퓨터 하드 디스크 드라이브 스핀들 모터에 사용되는 곡면 유체 동압 베어링 해석

Analysis of the Fluid Dynamic Bearings with Curve Surfaces in the Spindle Motor of a Computer Hard Disk Drive

김학운* · 장건희†
Hakwoon Kim and Gunhee Jang

Key Words : Curved Fluid Dynamic Bearing (곡면 유체 동압 베어링), Spherical Bearing (구면형 베어링), Conical bearing (원추형 베어링), Reynolds Equation (레이놀즈 방정식), Spindle Motor (스핀들 모터), Hard Disk Drive (하드 디스크 드라이브), Static Characteristics (정특성), Dynamic Characteristics (동특성)

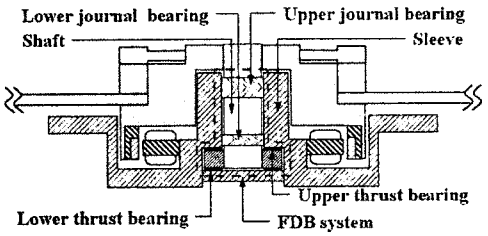
ABSTRACT

This paper proposes a method to calculate the static characteristics of the FDBs with the curved surface. The general Reynolds equations are derived for the curved surfaces in the θs plane. And the Reynolds equation is transformed to the finite element equations by considering the continuity of pressure and flow at the interface between the curved, journal and the thrust bearings. It also includes the Reynolds boundary condition in the numerical analysis to simulate the cavitation phenomenon. The static characteristics of the coupled journal and conical bearings were investigated due to the variation of conical angle. It shows that the conical angle is one of the important design parameters affecting the static and dynamic characteristics of FDBs.

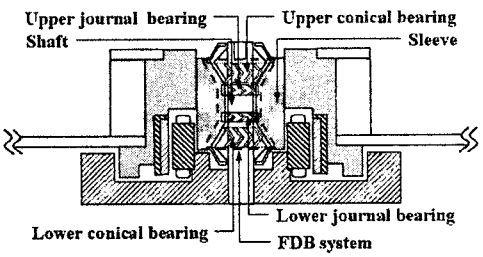
1. 서 론

유체 동압 베어링(fluid dynamic bearings, FDBs)은 회전부와 고정부의 고체 접촉이 없고 윤활 유체에 의한 감쇠 효과가 기존의 볼 베어링보다 우수하여 고용량화, 고속화, 저진동화에 유리하기 때문에 현재 사용되는 대부분의 하드 디스크 드라이브(hard disk drive, HDD)에 적용되고 있다.

Fig. 1 은 유체 동압 베어링을 사용하는 HDD 용 스핀들 모터의 개략적인 구조를 나타낸다. 지금까지 HDD 에 사용되는 대부분의 유체 동압 베어링 시스템은 (a)와 같이 축이 회전하고 슬리브가 고정된 구조로서 저널 베어링과 스러스트 베어링이 수직으로 결합하여 반경방향 하중과 축방향 하중을 지지하는 구조이다. 이와 같은 구조는 축이 베이스에만 고정되는 일단지지 형태이기 때문에 구조적인 동특성을 증가시키기 어려운 단점이 있다. 하지만 유체 동압 베어링의 한쪽 끝 단만이 대기에 노출되어 유체 누설의 위험을 감소시킬 수 있고 가공 및 조립이 용이한 장점이 있기 때문에 대부분의 HDD 용 스핀들 모터에 적용되고 있다. (b)는 축이 고정되고 슬리브가 회전하는 양단지지 형태의 스핀들 모터 구조로서 저널 베어링과 원추형 베어링이 반경방향 하중과 축방향 하중을 지지한다. 이와 같은 구조는 축의 양단을 HDD 상하에 고정할 수 있기 때문에 강건한 지지 구조로서 디스크가 장착된 회전체 지지할 수 있어 스핀들 모터의 구조적인 동특성이 우수한 장점이 있다. 그러나 유체 동압 베어링의 양 끝 단이 대기에 노출



(a) FDB system composed of coupled journal and thrust bearing



(b) FDB system composed of coupled journal and conical bearing

Fig. 1 Structure of a HDD spindle system with FDBs

† 교신저자 : 한양대학교 기계공학부
E-mail : ghjang@hanyang.com
Tel : (02) 2220-0431, Fax : (02) 2292-3406
* 한양대학교 대학원 기계공학과

되어 있기 때문에 유체 누설 위험이 커지고, 기존의 기계 가공 방법으로는 원추형 베어링이나 구면형 베어링을 가공하기 어렵다는 단점을 가지고 있기 때문에 높은 동특성을 요구하는 소수의 HDD 에 제한적으로 적용되어 왔다.

최근에는 HDD 용 스핀들 모터의 유체 동압 베어링 가공에 소결 가공 방법이 사용되고 있다. 소결 가공은 분말 상태의 금속을 고온 고압의 성형 과정을 통해 원하는 형상의 요소로 가공하는 방법으로서 다양한 형상의 유체 동압 베어링 구조의 가공이 가능한 장점이 있다. 소결 가공 방법은 가공 정밀도 확보가 어렵다는 단점을 가지고 있었지만 최근에는 유체 동압 베어링의 가공에 사용될 정도로 가공 정밀도가 향상되었다.

따라서 HDD 의 고용량화 및 고속화가 급격하게 진행되고 있으며 다양한 형상의 유체 동압 베어링 가공의 어려움이 극복되고 있는 현재의 상황 속에서 기존의 유체 동압 베어링의 단점인 높은 마찰 토크를 저감시키고 구조적 안정성을 증가 시키기 위하여 새로운 구조의 유체 동압 베어링에 대한 연구가 활발히 진행되기 시작했다. 또한 다양한 유체 동압 베어링 구조를 적용하기 위하여 원추형 베어링과 구면형 베어링 뿐 아니라 임의의 곡면 형태를 갖는 유체 동압 베어링의 해석 기법의 개발이 요구되고 있다.

기존의 유체 동압 베어링에 대한 연구는 주로 저널 베어링과 스러스트 베어링의 정 및 동특성을 정확하게 해석하기 위한 연구에 중점을 두어 수행되어 왔다. Lund 와 Thomsen 은 레이놀즈 방정식의 Taylor 전개를 이용하여 저널 베어링의 동특성을 수학적으로 해석하는 방법을 제안하였고[1], Jang 과 Kim 은 저널과 스러스트 베어링 단품에 대하여 회전축의 5 자유도에 대하여 동특성 계수를 해석하였다[2]. 이들은 저널 및 스러스트 베어링 단품에 한정된 해석을 중심으로 연구를 수행하였기 때문에 저널 베어링과 스러스트 베어링의 연성 효과를 고려하지 못하였다.

따라서 베어링 간의 연성 효과 영향을 고려하기 위하여 저널과 스러스트 베어링의 2 차원 레이놀즈 방정식을 결합하여 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링 시스템의 특성을 정확히 해석하고자 하는 연구가 수행되었다. Rahman 과 Leuthold 는 저널과 스러스트가 연성된 HDD 용 유체 동압 베어링의 특성을 유한요소법을 적용하여 해석하였다[3]. 그러나 이들의 연구에서는 베어링 내의 공동현상을 물리적으로 타당하게 나타낼 수 있는 레이놀즈 경계 조건을 사용하지 않았다. Jang, Lee, 그리고 Kim 은 레이놀즈 경계 조건을 적용하여 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 정특성을 해석하였다[4]. 그러나 이들은 2 차원 레이놀즈 방정식으로부터 저널과 스러스트 베어링 각각의 좌표축이 적용된 지배방정식을 유도하여 연구를 수행하였기 때문에 저널과 스러스트 베어링의 조합으로 구성된 유체 동압 베어링 시스템의 해석에 한정되었다.

공기 베어링의 해석을 중심으로 원추형 베어링과 구면형 베어링의 연구도 진행되었다. Bootsma 는 나선형 그루브가 가공된 원추형 베어링과 구면형 베어링의 압력분포를 해석하였고[5], Saito 등은 나선형 그루브가 가공된 구면형 베어링의 반경방향 하중과 강성의 관계와 진동 특성에 대한 연구를 수행하였다[6]. 또한 Choi 등은 곡률에 따른 구면형 베어링의 정특성을 해석하고, 베어링 반력과 변위의 관계를 통해 동특성 해석을 수행하였다[7]. 그러나 이들의 연구는 원추형 혹은 구면형 베어링 단품에 한정된 해석이거나, 베어링 내의 공동현상을 물리적으로 타당하게 나타낼 수 있는 레이놀즈 경계 조건을 사용하지 않았다.

본 연구에서는 곡면 베어링의 해석 방법 및 저널 베어링과 곡면 베어링이 연성된 유체 동압 베어링의 해석 방법을 제안하였다. 곡면 형상의 베어링 좌표축에 대한 일반화된 2 차원 레이놀즈 방정식을 유도하고 유한요소법을 사용하여 정특성 해석을 수행하였다. 베어링 사이의 경계에서 압력과 유동의 연속조건이 만족되도록 적절한 경계조건을 적용하였으며, 베어링 내부의 공동현상의 해석을 위하여 레이놀즈 경계 조건을 적용하였다.

2. 해석 방법

2.1 지배 방정식

Fig. 2 는 임의 형상의 유체 동압 베어링의 일반화된 좌표계를 나타낸다. 여기서 s, θ, k 는 각각 베어링 표면, 회전 방향, 그리고 유막 두께 방향을 따라 정의된 좌표축이고, $r(s)$ 는 회전축으로부터 베어링 표면까지의 반경을 나타낸다. Fig. 3 은 다양한 형상의 유체 동압 베어링에 대하여 일반화된 좌표계를

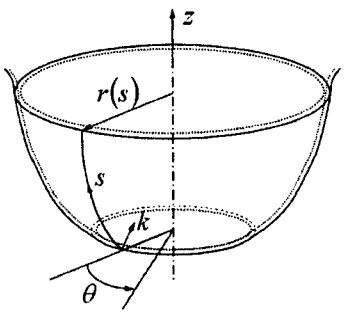
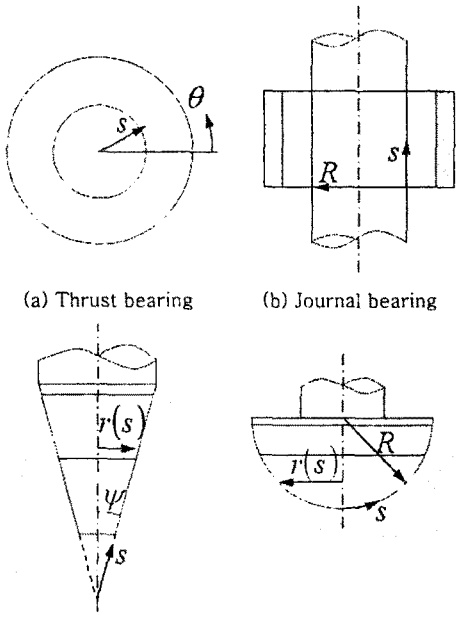


Fig. 2 Generalized coordinates of the FDBs with curved surface



(a) Thrust bearing (b) Journal bearing

(c) Conical bearing (d) Spherical bearing

Fig. 3 Various fluid dynamic bearings

적용한 것이다. $r(s)$에 따라서 유체 동압 베어링의 종류를 아래와 같이 정의할 수 있다.

$$r(s)=\begin{cases} s & : \text{Thrust bearing} \\ R & : \text{Journal bearing} \\ s\sin\psi & : \text{Conical bearing} \\ R\sin\left(\dfrac{s}{R}\right) & : \text{Spherical bearing} \end{cases} \tag{1}$$

여기서 ψ는 베어링 표면이 회전축과 이루는 각도이다.

유체 동압 베어링의 지배 방정식인 레이놀즈 방정식은 면내 유량을 나타내는 식(2)-(3)과 연속방정식으로부터 식(4)와 같이 유도할 수 있다.

$$q'_\theta = -\frac{1}{12\mu}\frac{1}{r(s)}\frac{\partial p}{\partial\theta}h^3 + \frac{V_\theta}{2}h \tag{2}$$

$$q'_s = -\frac{1}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial s}h^3 + \frac{V_s}{2}h \tag{3}$$

$$\frac{1}{r(s)}\frac{\partial}{\partial s}\left(r(s)\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial s}\right)+\frac{1}{r(s)}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{1}{r(s)}\frac{\partial p}{\partial\theta}\right) = \frac{V_s}{2}\frac{1}{r(s)}\frac{\partial(r(s)h)}{\partial s}+\frac{V_\theta}{2}\frac{\partial h}{r(s)\partial\theta}+\frac{\partial h}{\partial t} \tag{4}$$

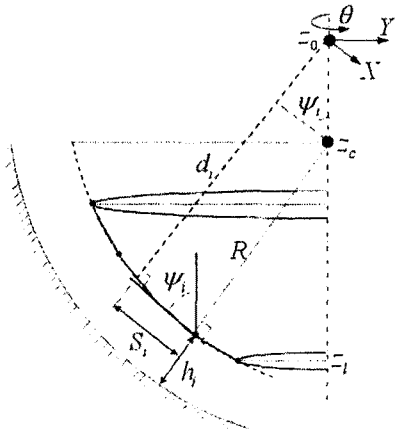


Fig. 4 Parameters to calculate the film thickness of FDBs in curved surface

여기서 q'_s, q'_θ과 V_s, V_θ는 s, θ축 방향의 면내 유량과 속도를 나타내며, h, p, μ는 각각 유막 두께, 압력, 점성계수를 나타낸다.

Fig. 4 는 구면형 베어링의 유막 두께를 계산하는 방법을 나타낸 것이며, 편심 및 부상 높이 변화와 같은 병진 운동과, 틸팅에 의한 회전 운동을 포함하여 식(5)와 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} h_i = c &+ e_{XX}\cos\theta\cos\psi_i + e_{YY}\sin\theta\cos\psi_i \\ &+ S_i\left(-\sin\theta_x\sin\theta+\sin\theta_y\cos\theta\right) \\ &+ d_i\left(2-\cos\theta_x-\cos\theta_y\right) \\ &+ e_{ZZ}\sin\psi_i \end{aligned} \tag{5}$$

여기서 e_{XX}, e_{YY}는 반경방향 편심량, e_{ZZ}는 축방향 부상 높이 변화량을 나타내고, S_i는 베어링 면의 한 점과 그 점에서의 접선이 회전중심을 통과하고 접선에 수직인 직선과 만나는 교점까지의 거리이다. 식 (5)의 두번째 항과 세번째 항은 편심에 의한 간극 변화를 나타내고, 네번째 항부터 여섯번째 항까지 각각 순수 틸팅에 의한 간극 변화, 회전 중심축과 베어링 중심의 불일치에 의한 간극 변화, 부상높이 변화에 의한 간극 변화를 나타낸다. 구면형 베어링의 간극 계산식은 일반화된 간극 계산식으로서 저널 베어링, 스러스트 베어링, 그리고 원추형 베어링의 간극 계산에도 동일하게 적용할 수 있다.

식(4)를 유한 요소법을 이용하여 계산하면 유체 동압 베어링 내의 압력분포를 구할 수 있다. 유체 동압 베어링의 전체 영역과 베어링 사이의 경계면에서 동일한 레이놀즈 방정식이 적용된다. 따라서 각 베어링 사이의 경계에서 유량 및 압력의 연속 조건을

만족하게 되어 연성 효과에 대한 물리적 타당성을 갖게 된다.

2.2 경계 조건

레이놀즈 방정식의 해를 구하기 위해서는 적절한 경계 조건의 설정이 필요하다. 본 연구에서는 유체 동압 베어링에 적용되는 경계 조건을 외부 경계 조건과 내부 경계 조건으로 구분하여 적용하였다.

외부 경계 조건은 베어링의 기하학적 형상과 관련되거나 외부에서 가해지는 외압에 의해 정의되는 조건으로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p = P_a \qquad on \ \ \Gamma_a \tag{6}$$

$$p|_{\theta=0} = p|_{\theta=2\pi} \tag{7}$$

식(6)은 외부 압력과 접하는 경계에 대한 조건으로써 윤활 유체와 대기가 접하는 경계 Γ_a에서 압력이 대기압 P_a과 같도록 정의하였다. 식(7)은 베어링에서 발생하는 압력이 원주방향으로 연속하게 됨을 나타낸다.

내부 경계 조건은 윤활 유체에서 내에서 발생하는 공동(cavitation) 현상을 묘사하기 위한 경계조건을 의미한다. 본 연구에 사용된 레이놀즈 경계 조건은 공동 영역의 경계에서 압력과 압력 구배의 연속성을 보장하여 다른 경계 조건보다 물리적으로 타당한 것으로 인식되고 있다. 레이놀즈 경계 조건을 만족하도록 다음과 같은 반복적 수치해석을 수행하였다[8].

$$p_0 = \frac{\partial p_0}{\partial n} = 0 \qquad at \ \ \Gamma_C \tag{8}$$

이 때, Γ_C는 공동영역의 경계를 의미하며, n은 경계의 법선 방향의 좌표를 나타낸다.

2.3 정특성 계수의 계산

압력 분포가 결정되면 베어링의 유막 반력과 마찰 토크는 각각 압력과 전단응력을 유막에 따라 적분함으로써 구할 수 있다. 구면 베어링의 유막 반력과 마찰 토크는 다음과 같다.

$$F_X = \iint p\cos\theta\cos\psi_i d\Omega \tag{9}$$

$$F_Y = \iint p\sin\theta\cos\psi_i d\Omega \tag{10}$$

$$F_Z = \iint p\sin\psi_i d\Omega \tag{11}$$

$$M_X = \iint -S_i p\sin\theta d\Omega \tag{12}$$

$$M_Y = \iint S_i p\cos\theta d\Omega \tag{13}$$

$$T_f = \iint r(s)\times\tau_{k\theta}|_{k=h}\, d\Omega \tag{14}$$

이 때 베어링에서 발생하는 전단응력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tau_{k\theta}|_{k=h} = \frac{h}{2}\frac{\partial p}{r(s)\partial\theta} + \mu\frac{r(s)\dot{\theta}}{h} \tag{15}$$

3. 해석 결과

3.1 해석 모델

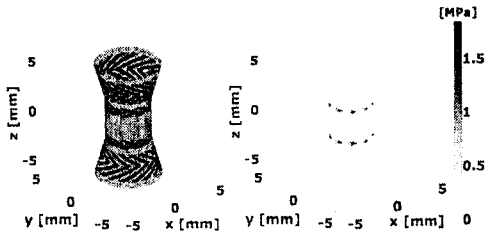
본 해석에는 두 개의 저널 베어링과 두 개의 원추형 베어링이 연성된 유체 동압 베어링 모델을 사용하였다. Table 1 은 저널 베어링과 원추형 베어링의 주요 설계 변수를 나타낸 것이다. 회전축과 베어링 면 사이의 각도인 ψ는 원추형 베어링의 주요 설계 변수이다. 본 해석에서는 ψ의 변화에 따른 유체 동압 베어링 시스템의 특성 변화를 살펴보기 위해 ψ의 크기를 15°에서 75°까지 15° 간격으로 변화시켜 가며 해석을 수행하였다. Fig. 5는 ψ가 15°인 경우와 75°인 경우에 대한 유한 요소 모델과 압력분포 해석 결과이다. 해석에 사용된 유한 요소 모델은 총 4,160 개의 4 절점 사각형 요소를 사용하였다.

3.2 해석 결과

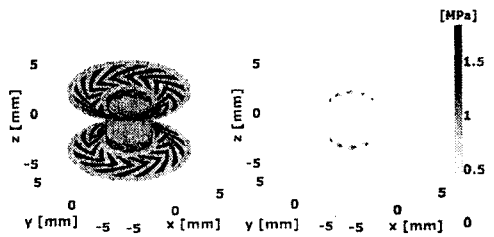
Fig. 6 은 부상 높이 변화에 따른 유체 동압 베어링의 축방향 베어링 반력의 변화를 나타낸 것으로, ψ의 크기가 커질수록 축방향 베어링 반력의 변화율이 증가하는 것을 알 수 있다. 원추형 베어링은 유막 두께 방향이 회전축 방향과 일치하지 않기 때문에 간극 변화량이 부상 높이 변화량보다 작다. 그러나 ψ의 크기가 증가 할수록 간극 변화량과 부상 높이 변화량이 근접하여 축방향 베어링 반력이 증가하게 된다. 부상 높이 변화에 따른 베어링 반력의 변화율은 축방향 강성을 의미한다. 따라서 원추형 베어링을 사용할 경우 유체 동압 베어링 시스템의 축방향 강성을 증가시키기 위해서는 ψ를 크게 하

Table 1 Major design parameter of coupled journal and conical FDBs

Design parameter	Upper journal	Lower journal	Upper conical	Lower conical
Bearing width [mm]	0.800	0.800	2.424	2.424
Clearance [㎛]	2.5	2.5	9.0	9.0
Number of groove [-]	10	10	16	16
Groove angle [degree]	20	20	30	30
Groove depth [㎛]	5.0	5.0	10.0	10.0



(a) ψ =15°



(a) ψ =75°

Fig. 5 Finite element model and pressure distribution in the FDBs

거나 간극을 감소시키는 방법을 사용해야 할 것으로 사료된다.

Table 2 는 ψ 의 변화에 따른 정특성 해석 결과를 나타낸 것이다. 해석 모델의 작동 조건으로 회전속도 7,200rpm, 편심률 0.1 을 적용하였고, 축방향 베어링 반력의 평형점에서 해석을 수행하였다. 각 해석 모델은 상하 대칭인 구조이기 때문에 축방향 베어링 반력의 평형점은 원추형 베어링의 간극이 9 ㎛ 인 지점으로 동일하다.

ψ 가 증가할수록 저널 베어링의 최대 압력 변화는 미미하지만 원추형 베어링의 최대 압력은 증가하고, 반경방향 베어링 반력은 ψ 가 30°에서 최대가 된 후 감소한다. 일반적으로 유체 동압 베어링의 압력은 유로의 폭이 줄어드는 구조에서 일어나는 쐐기 효과에 의해 발생한다. 쐐기 효과를 발생시키는 유체 동압 베어링의 구조로는 그루브(groove)와 랏지(ridge)가 있고, 축의 편심과 틸팅에 의해서도 베어링의 간극이 변화하여 쐐기 효과가 발생한다. 원추형 베어링의 경우에는 ψ 가 클수록 편심에 의한 간극 변화가 작아지기 때문에 압력 발생이 감소한다. 하지만 $r(s)$ 가 증가하여 윤활 유체의 선속도가 증가하기 때문에 압력 발생이 증가한다. 또한 틸팅 운동에 대해서는 ψ 가 45°인 경우에 간극 변화량이 최대가 되어 압력 발생이 최대가 된다. 따라서 원추형 베어링의 정특성 분석을 하기 위해서는 편심과 틸팅에 의한 간극 변화량과 ψ 의 변화에 따른 선속도의 변화를 동시에 고려하여, 압력 발생에 미치는 원인들을 복합적으로 분석해야 한다. ψ 가 증가할수록 마찰 토크는 증가하는데, 이는 식(14)와 (15)에서 알 수 있듯이 압력 구배가 크고 회전축에서 베어링 면까지의 거리인 $r(s)$ 가 클 수록 마찰 토크가 증가하기 때문이다.

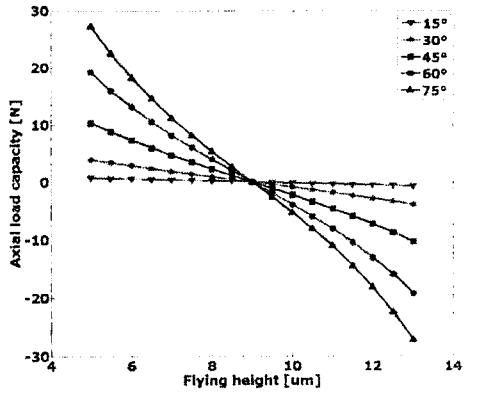


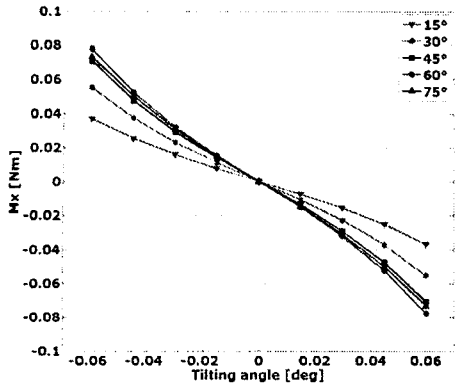
Fig. 6 Axial load capacity due to the variation of flying height

Table 2 Analysis result of static characteristics

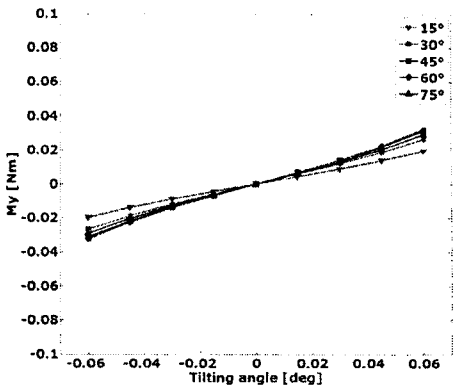
Static characteristics		Surface inclination, ψ [degree]				
		15	30	45	60	75
Max. pressure [MPa]	Journal	1.832	1.833	1.833	1.833	1.833
	Conical	0.351	0.413	0.462	0.496	0.515
Friction torque [mNm]		1.303	1.871	2.540	3.181	3.648
F_r [N]		1.061	1.093	1.033	0.911	0.793

Fig. 7 은 틸팅각 변화에 따른 모멘트 해석 결과이다. 축의 회전 중심은 유체 동압 베어링의 축방향 길이의 중앙을 기준으로 하였고, 편심률을 0.0 으로 고정하여 θ_x 를 변화시켜가며 해석을 수행하였다. 틸팅각 변화에 따른 모멘트 해석 결과를 통해 ψ 가 60°인 경우에 모멘트의 변화율이 가장 크고 15°인 경우에 가장 작은 것을 알 수 있다. 이것은 앞에서 기술한 ψ 의 변화에 따라서 틸팅에 의한 간극 변화와 윤활 유체의 선속도 변화에 의한 베어링 반력의 발생 차이 때문이라 사료된다. 틸팅각에 따른 모멘트 변화율은 유체 동압 베어링의 회전 관련 강성으로 나타낼 수 있으므로, ψ 가 약 60° 일 경우에 회전 방향의 강성이 최대가 되는 것을 알 수 있다.

Table 3 은 부상 높이 변화에 따른 축방향 베어링 반력 변화율과 틸팅각 변화에 따른 모멘트의 변화율을 통해 축방향 강성과 회전 방향 강성을 추정하여



(a) M_X



(b) M_Y

Fig. 7 Moment due to the variation of tilting angle

Table 3 Analysis result of dynamic characteristics

Dynamic characteristics	Surface inclination, ψ [degree]				
	15	30	45	60	75
K_{zz} [MN/m]	0.178	0.899	2.234	3.858	5.230
$K_{\theta_i\theta_i}$ [Nm/rad]	28.958	41.741	52.666	58.234	56.427

계산한 것이다. 축방향 강성은 ψ 가 클수록 증가하고 회전 방향의 강성은 ψ 가 약 60°일 경우에 최대가 된다. 따라서 원추형 베어링을 사용하는 유체 동압 베어링 시스템에는 축방향 강성 및 회전 방향 강성을 극대화 시키는 최적의 ψ 가 존재하며, 베어링의 설계시 고려해야 할 중요한 설계 변수라 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 곡면을 포함하는 임의 형상의 베어링 해석 방법을 제안하였다. 임의 형상을 갖는 유체 동압 베어링에 대한 일반화된 좌표축에 대하여 2 차원 레이놀즈 방정식을 유도하여, 베어링의 형상에 관계 없이 동일한 지배방정식을 적용할 수 있도록 하였으며, 이를 통해 베어링 사이의 유량 및 압력의 연속성을 보장하는 해석 방법을 제안하였다. 제안한 해석 방법을 이용하여 저널 베어링과 원추형 베어링이 연성된 모델의 정특성 해석을 수행하고, 강성 계수를 계산하였다. 해석 결과를 통해 원추형 베어링의 주요 설계 변수인 회전축과 베어링 면의 각도를 조절하여 유체 동압 베어링 시스템의 특성을 향상시킬 수 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

(1) Lund, J. W., and Thomsen, K. K., 1978, " A Calculation Method and Data for the Dynamic Coefficients of Oil-lubricated Journal Bearings," Topics in Fluid Journal Bearing and Rotor Bearing System, ASME, New York, pp.1~28.

(2) 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," ASME J. Tribol., Vol. 121, pp. 499~505.

(3) 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.

(4) Jang, G. H., Lee, S. H. and Kim, H. W., 2006, " Finite Element Analysis of the Coupled Journal and Thrust Bearing in a Computer Hard Disk Drive," ASME J. Tribol., Vol. 128, pp. 335-340.

(5) Bootsma, J., 1975, " Spherical and Conical Spiral Groove Bearings" , ASME Journal of Lubrication Technology, pp. 236-249.

(6) Saito, Y., Makino, H. and Tamura, A., 1983, " Characteristics of Gas-Lubricated Spherical Spiral Groove Bearings" , Journal of JSLE, Vol. 28, No. 3, pp. 221-227.

(7) Choi, W. C., Shin, Y. H., Choi, J. H., 2001, " Numerical Analysis of Stiffness of Self-Acting Air Bearings of Various Curvatures" , JSME International Journal, Vol. 44, No. 2, pp.470-475.

(8) Zheng, T., and Hasebe, N., 2000, " Calculation of Equilibrium Position and Dynamic Coefficients of a Journal Bearing Using Free Boundary Theory," ASME J. Tribol, Vol. 122, pp. 616~621.