

HDD용 유체베어링 설계를 위한 형상 모델링의 자동화

Automation of Feature Modeling for HDD Fluid Dynamic Bearing Design

이 남 훈* · 권 정 민* · 구 자 춘†

Nam-Hun Lee, Jeong-min Kwon and J. C. Koo

(2004년 8월 5일 접수 : 2005년 1월 3일 심사완료)

Key Words : FDB(유체베어링), HDD(하드디스크드라이브), Journal Bearing(저널 베어링), Herringbone(오니 무늬형), Spiral(나선형)

ABSTRACT

As functional requirement of massive digital information storage devices are on a trend for the higher data transfer rate and lower cost, many different technical efforts are being tested and implemented in the industry. FDB(fluid dynamic bearing) is one of the major breakthroughs in rotor design in terms of TMR(track misregistration) budget. Although FDB analysis based on Reynolds' equation is well established and popularly being used for FDB design especially for the estimation of bearing stiffness, there are obvious limitations in the approach due to the inherent assumptions. A generalized analysis tool employing the full Navier-Stokes equation and the energy balance is to be beneficial for detailed FDB design. In this publication, an efficient geometry modeling method is presented that provides fully integrated inputs for general FVM/FDM(finite volume method/ finite difference method) codes. By virtue of the flexibility of the presented method, many different detailed FDB design and analysis are carried over with ease.

1. 서 론

최근 정보 저장매체 중 용량 대비 가격, 품질, 성능과 신뢰성 측면에서 하드디스크의 경쟁력이 더욱 높아지고 있다. 하지만 HDD의 정보저장 능력 확대를 위해 디스크 트랙의 고밀도화와 빠른 정보의 입출력을 위한 높은 속도의 디스크 회전은 심한 디스크의 진동을 유발시키고 이는 고용량 HDD에서 해결해야 할 매우 중요한 문제이다.⁽¹⁾ 디스크 진동과 같은 회전체의 진동은 디스크와 함께 회전하는 회전체 구성품들의 영향을 동시에 고려해야 한다. 그 중 회전체

를 지지하고 있는 스피들 모터는 정보저장기기의 고성능화 있어서 진동제어를 통한 성능향상을 좌우하는 핵심 기계부품으로 많은 연구가 진행 중이다.^(2, 3) 스피들 모터의 성능에서 중요 관심사항은 스피들 모터의 회전체를 지지하는 베어링으로, 이때 요구되는 것은 고속 회전속도에서 고용량을 위한 안정된 회전특성을 갖기 위한 회전체의 지지능력이다.

현재 양산되고 있는 고용량 HDD에서는 높은 회전속도와 더불어 안정한 동특성을 지닌 정밀 회전체가 요구되므로 기존의 일반 볼 베어링과 같은 지지형태로는 위와 같은 고성능 HDD의 동특성 요건을 만족하지 못하여 더 이상 사용이 불가능 하다.⁽⁴⁾ 이것을 해결하기 위해 FDB(fluid dynamic bearing)가 현재 채택되어 HDD에 사용되고 있다. 하지만 FDB는 정지 또는 저속회전시의 강성이 낮고 저온에서 기동에 어려움이 있으며 실링(sealing) 및 전도성과 같은 문제도 있어 아직도 실용화에 많은 어려움이 있는 등 신뢰

† 책임저자 : 정희원, 성균관대학교 기계공학부
E-mail : jckoo@skku.edu
Tel : (031) 290-7454, Fax : (031) 290-5849
* 정희원, 성균관대학교 기계공학부

성확보 면에 있어서는 많은 연구가 이루어지고 있다.

그 동안 FDB의 해석의 주요 관심사는 베어링의 강성이었으며 이는 주로 Reynolds Equation에 의존한 모델을 사용하여 훌륭한 결과를 짧은 시간에 쉽게 얻을 수 있었다. 하지만 적절한 강성 설계뿐만 아니라 신뢰성 있는 FDB의 설계가 산업계의 초미의 관심으로 등장하게 되었으며 이에 완전한 Navier-Stokes Equation을 이용한 해석의 필요성이 대두되고 있다.

예를 들어 고속회전에 의한 베어링 내부의 기화 가능성에 대한 예측, 기화 시 발생한 기포의 배출구 설계, 또는 베어링의 경계 부분에서 윤활유 내부로의 공기유입에 의한 다상유동의 해석 등, 고속, 초정밀 회전체의 신뢰성 평가의 경우 Navier-Stokes Equation을 이용한 해석이 필요하다.

또한 현재 유체해석에 쓰이는 상용유체해석 프로그램을 이용하면 별도의 code를 제작하지 않고도 형상의(geometry) 형성이 가능하지만 FDB처럼 복잡한 형상을 형성하는 것이 어렵고 또 한번 형성된 모델을 자유롭게 수정하는 것이 불가능하다. 따라서 FDB의 신뢰성 평가를 위한, 형상의 변화에 따른 FDB의 동특성 변화를 예측하기 위해서는 여러 번의 복잡한 형상 생성 과정을 반복해야 하는 어려움이 있다.

이 논문에서는 이러한 FDB의 복잡한 형상의 생성을 자동화하려는 것이며 이 과정을 통하여 간단히 만들어진 모델을 상용유체해석 프로그램(Fluent)을 사용하여 신뢰성 있는 FDB의 설계를 위한 FDB의 동특성을 해석하려 한다.

2. FDB Modeling의 자동화

먼저 하드디스크에 쓰이는 일반적인 FDB의 형상은 Fig.1과 같이 두개의 저널 베어링과 두개의 스톱스 베어링으로 구성되어 있다. 현재 양산 중인 FDB의 저널 베어링의 간극은 $3\mu\text{m}$ 로 범용 CAD와 일반적인 유체해석 프로그램을 연결하여 이와 같은 형상을 생성하고 Mesh를 작성할 경우, 모델링 작업 그 자체가 매우 어렵고 많은 노력을 요구할 뿐 아니라 이렇게 만들어진 FDB모델을 수정 시키는 작업은 더욱 어려운 작업이 된다.

따라서 일반적인 유체운동 해석 목적으로 제작된 상용 프로그램에서 제공하는 형상 생성 방법에서 벗

어나 객체지향 프로그램 언어인 Python을 이용하여 베어링의 형상을 변수(parameters)에 의해 변형이 가능한 모델(베어링의 형상 및 mesh)로 생성하고 이를 Nastran 형식의 파일로 보내어(export) 대부분의 상용해석프로그램에서 import하여 해석이 가능하도록 하였다.

우선 모델 설계 시 필요한 변수들을 Table 1과 같이 선정하고, 이러한 변수들을 이용하여 FDB의 저널 베어링과 스톱스 베어링의 기본 모델을 각각 따로 제작하였다.

베어링의 기본 모델은 Fig.2와 같이 최소 단위 모델의 반복적인 형상을 갖는다. 따라서 최소 단위의 모델을 제작하는 것만으로 베어링의 기본 모델을 완성할 수 있다. 각 기본 모델은 쉽게 수정할 수 있는 structured grid로 생성하였으며, 전체 모델을 완성하기 위해 이렇게 완성된 각 기본 모델 역시 structured grid로 연결하였다. 또한 사용자의 편의를 위하여 Fig.

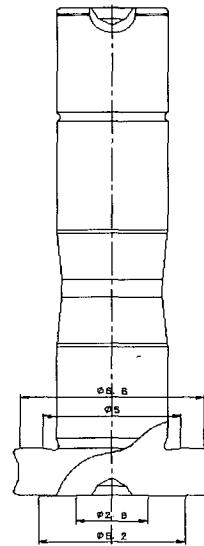


Fig. 1 FDB

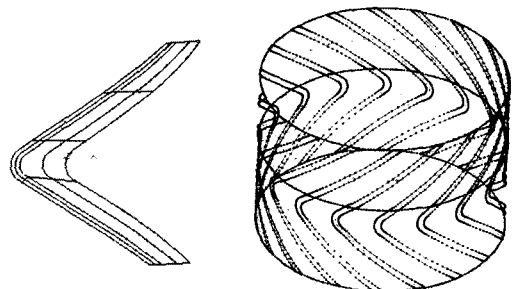


Fig. 2 Journal bearing

3와 같이 GUI창을 통해 원하는 변수 값들을 입력할 수 있도록 하였으며, 이러한 과정을 통하여 Fig. 4와

같은 완성된 모델을 제작할 수 있었다. 또한 이렇게 만들어진 모델에서 저널 베어링의 그

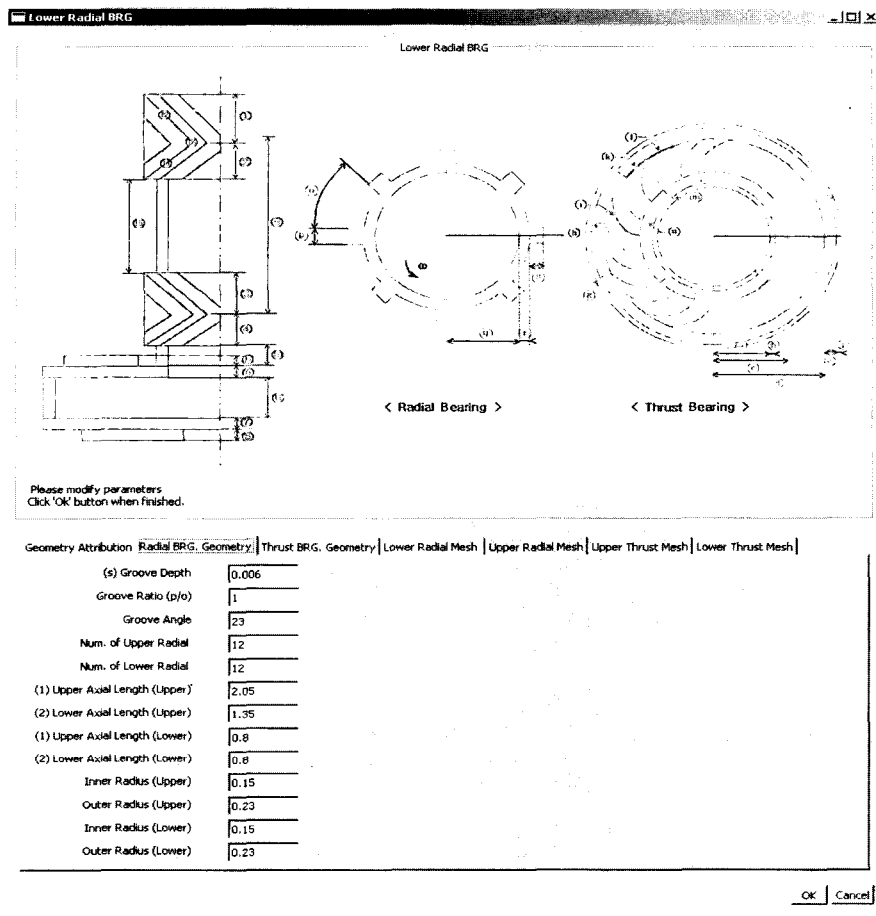


Fig. 3 GUI

Table 1 Bearing parameters

Journal BRG.	Brg. Radius
	Clearance
	Groove ratio(ridge/groove)
	Groove depth
	Groove angle
	Number of grooves
	Brg. Length (balance, unbalance)
Thrust BRG.	Brg. Span
	Axial play
	Groove depth
	Groove angle
	Groove ratio
	Inner radius
	Outer radius
Number of grooves	

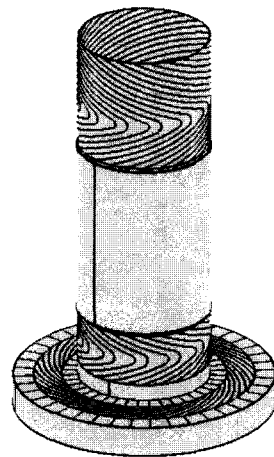


Fig. 4 FDB model

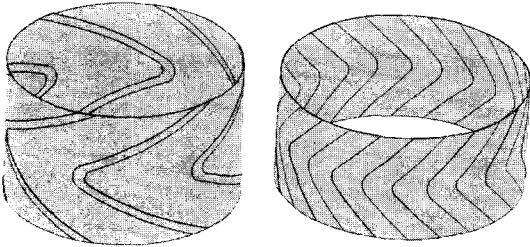


Fig. 5 Groove ratio & length change

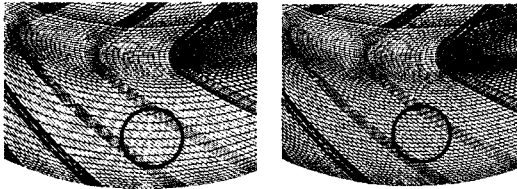


Fig. 6 Mesh size change

루부 개수나 각도 등을 GUI입력창을 이용 변수를 바꿔주는 것만으로 Fig. 5와 같이 모델의 형상을 자유롭게 변경할 수 있다.

또한 해석 여건에 따라 모델의 node수와 mesh의 크기를 앞서와 같이 GUI 입력창을 통해 Fig. 6와 같이 간편하게 변경이 가능하다.

3. 구성된 모델을 이용한 해석 예

3.1 해석에 적용된 방정식

설계 변수를 이용한 모델을 가지고 몇 가지 예를 들어 해석해 보았다. 해석에 사용된 방법으로는 비교 대상이 된 저널 베어링과 스톱스 베어링의 각각의 유체유동모델을 상용 유체프로그램을 이용 계산하였다. 여기서 사용된 상용 유체해석 프로그램은 Navier-Stokes 방정식을 직접 풀어서 점성유체의 운동을 명확히 하는 수치계산 방법을 이용하고 있으며, 여기서 적용된 지배 방정식인 Navier-Stokes 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{du}{dt} \\
 \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dv}{dt} \\
 \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dw}{dt}
 \end{aligned} \quad (1)$$

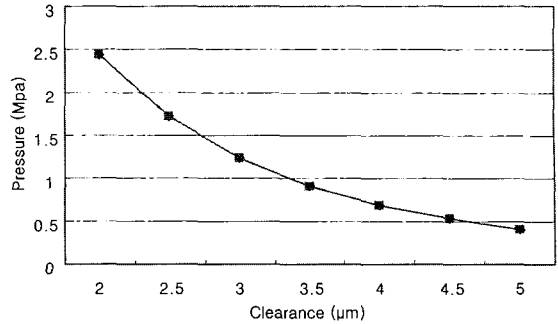


Fig. 7 Journal bearing max pressure (clearance)

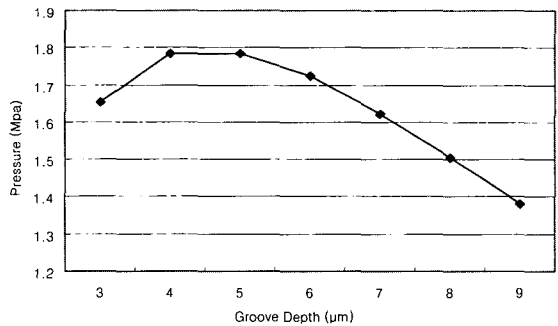


Fig. 8 Journal bearing max pressure (groove depth)

상용 유체해석 프로그램은 FDB와 같은 복잡한 모델의 생성 및 해석에 용이하며, 일반적인 유동이 아닌 특별한 경우에 대해서도 해석이 가능하다. 예를 들어, 저압유동 시에 볼 수 있는 slip현상의 시뮬레이션이나 비뉴턴유체 유동의 계산등이 가능하며 oil과 공기의 접점에서 공기방울이 oil내부로 침투되는 다상 유동의 해석 등이 가능하다. 이러한 문제들은 Multi-Physics 시뮬레이션 프로그램(Fluent)을 통해 실제의 시뮬레이션이 가능하며 이를 통해 FDB의 미세한 성능 변화도 예측이 가능하다.⁽⁷⁾

3.2 저널 베어링의 해석

기존의 방법으로 형상의 변화에 따른 베어링의 특성을 해석하기 위해서는 복잡한 모델 제작 과정을 여러 번 반복해야 했다. 그러나 자동화 과정을 통해 모델을 손쉽게 제작할 수 있게 되었고, 이를 통해 다음과 같이 베어링의 여러 가지 형상의 변화에 따른 해석 결과를 더욱 간단히 얻을 수 있게 되었다.

Fig. 7은 베어링의 간극의 크기에 따른 베어링 내부의 최대압력 값의 변화를 나타내고 있다. 틈새 (clearance)부분이 넓어지는 경우 간극이 2 μm에서 3

μm 로 변할 때 압력이 급격하게 감소함을 보여준다.

Fig. 8의 그루부 두께(groove depth)의 경우 4~6 μm 에서 최고 압력 값의 정점을 보임을 알 수 있다.

이상과 같이 매우 간단히 베어링의 형상을 변경할 수 있었고 이를 통해 형상의 변화에 따른 베어링의 특성을 쉽게 알 수 있었다.

3.3 저널 베어링의 동특성 계수

회전 축은 초기의 static load에 의해 Fig. 9와 같이 편심되며 편심된 축의 불안정한 움직임은 베어링 내부의 반력에 의해 평형을 이루게 된다. 반력은 베어링 내부의 유막 두께 변화에 따른 압력 분포에 의해 발생하며 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} F_r \\ F_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{rr} & K_{rt} \\ K_{tr} & K_{tt} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta e_r \\ \Delta e_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{rr} & C_{rt} \\ C_{tr} & C_{tt} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{e}_r \\ \Delta \dot{e}_t \end{bmatrix} \quad (2)$$

반력 F 는 회전축 중심의 변위 (Δe)와 속도 ($\Delta \dot{e}$)의 함수이며, 동특성 계수에 의해 결정되므로 변위, 속도 그리고 반력 F 를 이용하면 식 (2)를 통해 베어링의 동특성 계수를 결정할 수 있다. 그러나 식 (2)에서 강성계수와 감쇠계수 모두가 미지수 이므로 식(2)를 풀 수 없다. 따라서 미지수를 줄이기 위해 정상 상태인 베어링 내부에서 회전 축 중심의 이동 속도가 '0'에 가깝다고 가정하면, $\Delta \dot{e} \approx 0$ 이 되므로 감쇠계수 항이 소거되어 식 (3)과 같이 간단한 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} F_r \\ F_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{rr} & K_{rt} \\ K_{tr} & K_{tt} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta e_r \\ \Delta e_t \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서 편심량 (e)은 편심률과 틈새의 곱 ($\xi \times C$)이며, 반력은 베어링 내부의 압력분포를 압력에 수직인 베어링 면적으로 면적 적분하면 식 (4)와 같이 구할 수

있다.

$$F_x = \iint_A P_{ij} \cos \theta_{ij} dA_{ij} \quad F_y = \iint_A P_{ij} \sin \theta_{ij} dA_{ij} \quad (4)$$

반력은 앞서 사용한 상용 유체해석 프로그램을 이용하여 구하였다. 그러나 이 프로그램에서 force를 초기 조건으로 줄 수 없는 문제점이 있으므로 Fig. 10와 같이 초기 static force 대신에 회전 축(shaft)에 초기 변위 (e)를 주었다.

Fig. 10에서 초기 변위 (e)는 Fig. 9의 편심량과 같으며, 회전 축의 변위는 초기 편심량 (e)으로 고정되어 있다. 따라서 초기 변위에 의해 베어링 내부에 반력이 발생하며 회전 축이 받는 불안정한 힘은 반력 (F)에 의해 평형을 이루게 된다.

또한 축의 편심은 초기의 편심량 e 로 고정되므로, $\Delta e = 0$ 이 된다. 따라서 식 (3)에서와 같이 정상 상태에서의 반력 (F)과 초기 변위 (e)를 이용하여 강성 계수 (K)를 결정할 수 있다.

강성 계수 (K_{xx}, K_{xy})는 아래와 같이 정의된다.

$$K_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial X_x} = -K_{yy} = -\frac{\partial F_y}{\partial X_y} \quad (5)$$

$$K_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial X_y} = -K_{yx} = -\frac{\partial F_y}{\partial X_x} \quad (6)$$

Table 2와 같은 설계 변수를 가진 저널 베어링을 상용 유체해석 프로그램을 이용하여 계산하였다.

이 과정을 통해 각 경계(boundary)에 작용하는 pressure force값을 얻을 수 있으며, 베어링에 작용하는 반력 (F_x, F_y)은 회전 축에 작용하는 pressure force 값들의 합으로 구할 수 있다.

$$F_x = -1.794 \text{ (N)}, \quad F_y = 3.504 \text{ (N)}$$

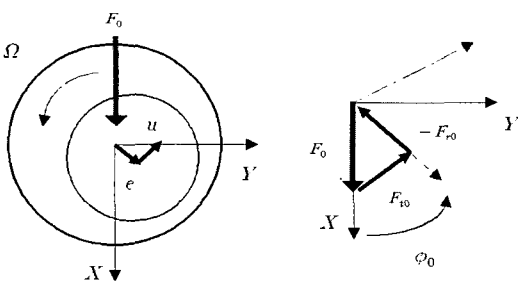


Fig. 9 Eccentricity of shaft by static load

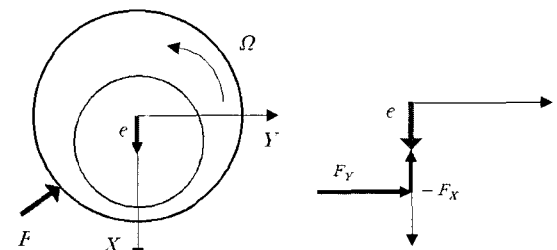


Fig. 10 Eccentricity of shaft by initial displacement

앞서 구한 반력과 편심량을 식 (5), (6)에 대입하면 아래와 같이 강성 계수(K_{XX} , K_{YY})를 구할 수 있다.

$$K_{XX} = \frac{\partial F_x}{\partial X_x} = \frac{F_x}{e} = 7.17 \text{e}+06 \text{ (N/m)},$$

$$K_{YY} = -\frac{\partial F_y}{\partial X_x} = -\frac{F_y}{e} = 1.40 \text{e}+07 \text{ (N/m)}$$

이상으로 결정된 K_{XX} , K_{YY} 값을 이전의 결과 데이터와 비교해 보면,⁽⁵⁾ Fig. 11과 같이 거의 일치함을

Table 2 Parameter of a journal bearing

Radius	1.995 mm
Length	2.4 mm
Clearance	2.5 μm
Number of grooves	6
Groove angle	26 deg.
Groove depth	6 μm
Groove ratio	0.15
Viscosity	0.016 Pa·sec
Density	908 kg/m ²
Eccentricity ratio	0.1
Rotational speed	7200 rpm
Groove type	Herringbone

볼 수 있다. (이하 해석 결과 비교 그래프는 FDB의 강성 및 감쇠계수에 대한 해석에 대한 내용을 포함하고 있는 참고문헌 (5)에서 발췌한 내용이다.)

이상의 결과를 이용하면 식 (2)를 통해 베어링의 감쇠계수 역시 다음과 같이 간단히 구할 수 있다.

$$C\dot{X} = F - KX \tag{7}$$

식 (7)에서 \dot{X} 은 축의 편심 속도이나 상용 프로그램을 이용 해석 시, 축이 이동할 경우 축의 편심 속도에 맞춰 축의 회전 중심도 변경해 주어야 하는 어려움이 있으므로 축의 이동 대신 슬리브를 축의 편심 방향과 반대 방향으로 이동시켰다. 또한 앞서 구한 K 값을 이용하여 감쇠 계수를 구하기 위해 축을 편심시킨 상태에서 매우 짧은 시간(1e-05초) 동안 슬리브를 $-\dot{X}$ 의 속도로 편심시켰다. 따라서 시뮬레이션 시간 동안 슬리브의 이동에 의한 유막 두께의 변화는 강성에 영향을 주지 않을 정도로 충분히 작은 값을 가지게 되므로 앞서 구한 K 값을 식 (7)에 적용할 수 있다.

Table 2의 베어링을 이상의 과정을 통해 해석한 결과 베어링에 작용하는 force값을 구할 수 있었으며, 앞서 구한 K 값을 이용해 다음과 같이 감쇠 계수를 구할 수 있었다.

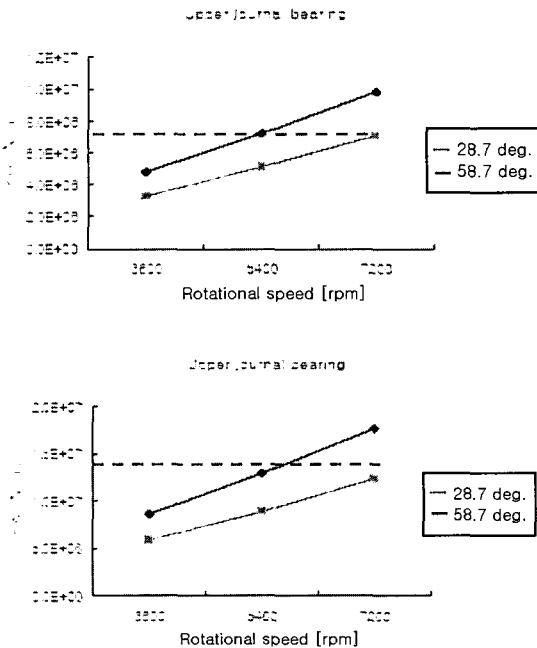


Fig. 11 Stiffness coefficients (journal)

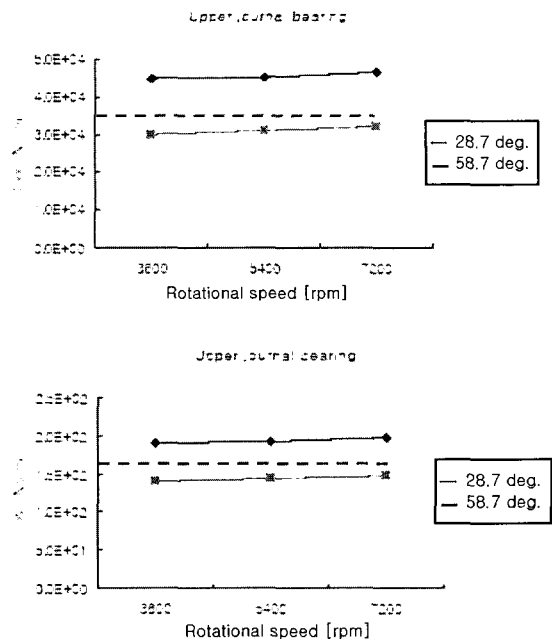


Fig. 12 Damping coefficients (journal)

$$C_{xx} \cdot \dot{e} = F_x - K_{xx} \cdot e = -35.2 \text{ (N)}$$

$$C_{xy} \cdot \dot{e} = F_y - K_{xy} \cdot e = -0.16 \text{ (N)}$$

$$C_{xx} = 3.52E+04 \text{ (Ns/m)}$$

$$C_{xy} = 1.62E+02 \text{ (Ns/m)}$$

이상으로 결정된 C_{xx} , C_{yy} 값을 이전의 결과 데이터와 비교해 보면, Fig. 12와 같이 거의 일치함을 볼 수 있다.⁽⁵⁾

3.4 스러스트 베어링의 동특성 계수

Fig. 13의 왼쪽 그림은 평형상태의 스러스트 베어링을 나타내고 오른쪽은 +z 방향으로 축이 편심된 상태를 나타낸다. 스러스트 평판의 운동에 의해 베어

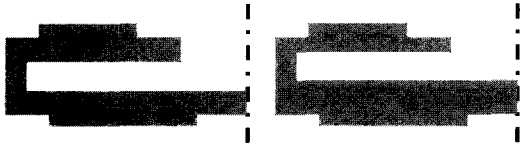


Fig. 13 Thrust bearing

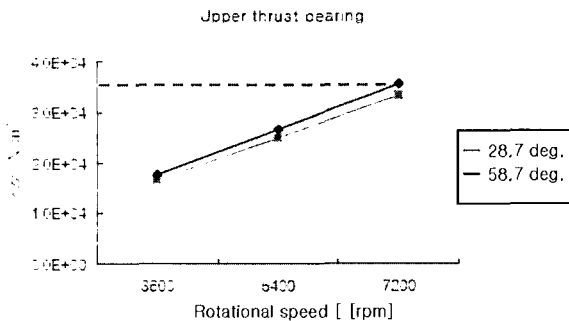


Fig. 14 Stiffness coefficients (thrust)

Table 3 Parameter of a thrust bearing

Inner radius	2.21 mm
Outer radius	3.46 mm
Clearance	9 μ m
Number of grooves	16
Groove angle	25 deg.
Groove depth	10 μ m
Groove ratio	0.5
Viscosity	0.016 Pa·sec
Density	908 kg/m ²
Eccentricity ratio	0.1
Rotational speed	7200 rpm
Groove type	Spiral

링 내부의 유막 두께의 변화가 발생하며 이로 인해 베어링 내부에 반력이 발생한다.

Z 방향의 반력은 베어링 내부의 압력분포를 압력에 수직인 베어링 면적으로 면적 적분하여 구할 수 있으며, 식 (2)을 이용하여 스러스트 베어링의 동특성 계수를 결정할 수 있다.

저널 베어링에서와 같이 스러스트 베어링의 내부는 정상 상태이며 스러스트 평판의 이동속도가 거의 0에 가깝다고 가정하면 스러스트 베어링의 동특성 계수를 식 (8)와 같이 나타낼 수 있다.

$$K_{zz} = \frac{\partial F_z}{\partial X_z} \tag{8}$$

여기서 ∂F_z 는 편심 후의 force와 편심 전의 force의 차를 나타내며, 위의 식 (8)을 이용 Table 3과 같은 형상의 스러스트 베어링의 강성 계수를 구한 결과, Fig. 14와 같음을 알 수 있었다.⁽⁵⁾

4. 결 론

유체베어링의 모델을 Navier-Stokes Equation과 에너지 방정식을 이용한 상용유체해석 프로그램을 이용하여 유체 베어링 전체 모델에 대한 시뮬레이션 (simulation)을 할 수 있었으며 객체지향 프로그램인 파이썬 (python)을 이용, FDB 모델링 자동화로 FDB 변경이 자유롭게 되었다.

위와 같은 작업은 기존의 상용유체해석 코드 (code)를 이용해서는 거의 불가능한 일이었다. 따라서 이번에 사용한 설계 변수를 이용한 모델링을 바탕으로 동압유체 베어링의 최적 설계를 위한 좀더 정밀하고 해석시간을 단축할 수 있는 유용한 모델링 자동화를 이룰 수 있다고 보며 이러한 해석결과를 가지고 베어링의 강성 및 감쇠 계수를 계산할 수 있었다. 그리고 이를 토대로 초고속, 정밀 회전체의 신뢰성 평가를 위한 다상 유동 및 베어링 내 오일의 기화 가능성 예측 등에 대한 연구가 계속되어야 한다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 ERC연구사업인 성균관대학교 산업설비 안전성 평가센터의 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 손진승, 박주영, 조은형, 고정석, 이행수, 홍민표, 좌성훈, 2001, "HDD의 디스크 공진에 의한 소음 저감연구," 한국소음진동공학회, 추계학술대회논문집, pp. 39~45.
- (2) Tadao Iwaki, Shuji Yamane, and Daisuke Konno, 1999, "Numerical Analysis of Spindle Motor with Concical Air Dynamic Bearing using a Monte Carlo Method," IEEE Transaction On Magnetics, No. 2, Vol. 35.
- (3) Bommeau, D., Absi, J., "Analysis of Aerodynamic Journal Bearing With Small Number of Herringbone Grooves by Finite Element Method," October 1994, Transaction On the ASME, Vol. 116, pp. 698~704.
- (4) Roger, Ku, C. -P., 1996, "Dynamic Characteristics of Hard Disk Drive Spindle Motors-comparison and Between Ball Bearings and Hydrodynamic Bearings," Transaction On the ASME, Vol. 118, pp. 402~406.
- (5) Jang, G. H. and Kim, Y. J., 1999, "Calculation of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Bearig Considering Five Degrees of Freedom for a General Rotor-bearing System", ASME Journal of Tribology, Vol. 121, No. 3, pp. 499~505.
- (6) 권정민, 김희석, 구자춘, 2003, "FDB 설계의 신뢰성 평가를 위한 형상 Modeling의 자동화", 한국소음진동공학회, 추계학술대회논문집, pp. 1076~1082.
- (7) 2001, "Fluent6 User's Guide", Fluent Inc.