

증기압을 고려한 플레인 저널 베어링의 동특성 변화

Variation of the dynamic coefficients of the plain journal bearing considering vapor pressure

서준호*, 박재홍*, 임윤철†

Junho Seo, Jaehong Park and Yoon Chul Rhim

(2012년 3월 19일 접수; 2012년 3월 23일 심사완료; 2012년 3월 23일 게재확정)

Abstract

Fluid dynamic bearings have several advantages that low noise, high rotational stability and low friction. So, early 2000s, the HDD spindle motors have been replaced ball bearings to fluid dynamic bearing. Most of studies apply inner boundary condition that is inside of bearing pressure larger than atmosphere pressure. Therefore, they used Half-Sommerfeld or Reynolds Boundary condition. This paper investigates the dynamic coefficients of the plain journal considered vapor pressure. As a result, it shows that the vapor pressure effect cannot ignore.

Key Words : vapor pressure(증기압), plain journal bearing, dynamic characteristics(동특성)

기호설명

μ : Oil viscosity
 ω : Angular velocity
 R : Bearing radius
 L : Bearing Length
 λ : Bearing diameter to length ratio
 Φ : Attitude angle
 h, h^* : Film thickness,
 c : Bearing clearance
 p, p^* : Pressure, dimensionless pressure
 p_a : Ambient pressure
 k_{ij}, K_{ij} : Stiffness coefficients, dimensionless stiffness coefficients
 c_{ij}, C_{ij} : Damping coefficients, dimensionless stiffness damping coefficients
 f, F : Load carrying capacity, dimensionless load carrying capacity coefficients
 f_r, F_r : Radial force component,
 f_t, F_t : Tangential force component
 e : Eccentricity
 ε : Eccentricity ratio
 $(Ma)_{cr}$: Critical mass

1. 서론

유체동압 베어링(Fluid Dynamic Bearing, FDB)은 저소음, 빠른 회전 속도, 높은 회전 안정성 등의 이유로 많은 분야에서 사용되고 있다. 특히 높은 정밀도를 요구하는 Hard Disk Drive(HDD)의 모터는 이러한 장점들로 인하여 2000년 초를 기점으로 볼 베어링에서 유체동압 베어링을 이용한 모터로 대체되었다. FDB는 모터 회전 시 발생하는 동압에 의하여 내부 압력이 생성되고, 이로 인하여 축계를 지탱하게 됨으로써 기존의 ball bearing의 역할을 대신 하게 된다. 하지만 유체가 갖고 있는 증기압으로 인하여 유체는 동압 발생시 증기압 이하로 내려가지 못하게 되고, 이때 유체는 증기로 채워지게 되면서 회전 불안정성을 갖게 된다. 또한 많은 연구들에서[1-2] FDB 내부 경계조건으로 Half-Sommerfeld 경계조건과 레이놀즈 경계조건을 사용하고 있지만 내부 압력은 모두 대기압보다 작아지지 않는다는 조건을 사용하고 있다.

본 연구에서는 HDD와 같은 소형 베어링 설계시 매우 얇은 유막(thin film)이란 점을 이용하여, 2-D 레이놀즈 식(Reynolds equation)을 이용하여 압력 분포 및 동특성 계수 계산을 수행한다.

† 연세대학교 기계공학과
 E-mail : rhimyc@yonsei.ac.kr
 TEL : (02)2123-2820
 * 연세대학교 기계공학과

2. 수치해석 방법

대부분의 연구에서, 유체 동압 베어링의 내부 BC 조건은 일반적으로 내부 압력은 대기압보다 작지 않다는 가정이 있는 Re, Half, 두가지 경계조건을 사용하고 있다. 하지만 실제 모든 liquid 는 증기압 이하로 내려갈 수 없으며 as well as FDB 내부 영역 BC 조건에서 증기압이 고려된 BC 조건을 사용해야 한다.

2.1 해석모델

해석 모델은 HDD 용 모터 크기를 대상으로 하였으며 Fig. 1 에서와 같이 shaft 와 sleeve 그리고 오일로 채워진 유체영역으로 나눌 수 있다.

2.2 지배 방정식

해석 모델은 아주 얇은 두께의 유막을 갖고 있으며 이로 인하여 다음의 가정을 할 수 있다. [3]

1. Newtonian 유체이며 laminar flow 에서 작동한다.
2. Inertia force 와 body force 는 무시할 정도로 작다.

위의 가정을 통하여 유체 동압 베어링을 해석하기 위하여 Navier-Stokes 식은 다음의 식(1)과 같은 2-D Reynolds 식으로 정리 할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U}{2} \frac{dh}{dx} + \frac{dh}{dt} \quad (1)$$

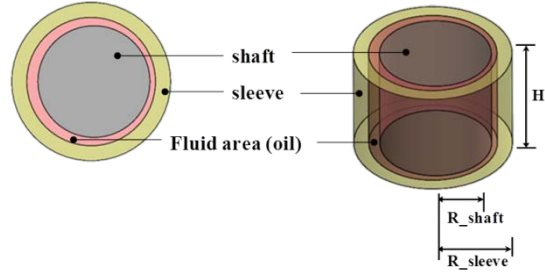
또한 아래의 식(2)와 같이 journal 베어링을 해석하기 위하여 θ -y 축에 대한 식으로 정리할 수 있다.

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

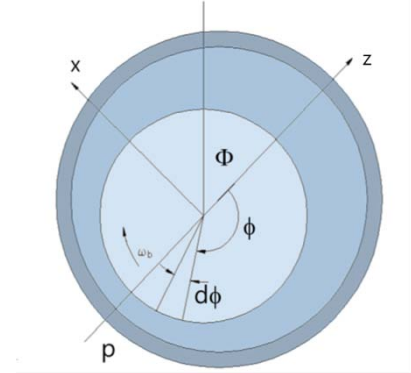
여기서, r 은 저널의 반경, p 는 압력, ω 는 회전 속도를 나타내며, ε 는 편심율로 $\varepsilon = \frac{e}{c}$ 로 정의할 수 있고, c 는 유막의 두께, h 는 편심에 따른 유막의 두께이다. 동특성 계수를 구하기 위하여 섭동법을 이용하여 2 차 레이놀즈 방정식으로부터 섭동 압력에 대한 방정식을 구할 수 있으며 준 평형 상태(quasi-equilibrium state)의 압력분포는 각각 x, z 축에 대하여 미소 섭동을 가할 수 있으며, 유막 두께 및 압력의 변화는 다음과 같이 1 차 테일러 시리즈 형태로 선형화 할 수 있다.

$$p \approx p_0 + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_0 \Delta x + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_0 \Delta z + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right)_0 \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{z}} \right)_0 \Delta \dot{z} \quad (3)$$

$$h = h_0 + (\Delta x) \cos \theta + (\Delta z) \sin \theta \quad (4)$$



(a) Shape of plain journal bearing



(b) Coordinate system of plain journal bearing

Fig. 1 Shape of plain journal bearing and coordinate system

$$p = p_0 + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_0 \Delta x + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_0 \Delta z + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right)_0 \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{z}} \right)_0 \Delta \dot{z} \quad (5)$$

여기서 식 (4)과 (5)를 식 (2)에 대입하고, 1 차식에 대해 풀면 다음과 같은 섭동 방정식을 구할 수 있다.

$$\left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + h^3 \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{1}{12\mu} \frac{\partial}{\partial y} \right) \right] \begin{Bmatrix} p_x \\ p_z \\ p_{\dot{x}} \\ p_{\dot{z}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\omega}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} \\ -\frac{\omega}{2} \left(\sin \theta + \frac{3 \cos \theta}{h} \frac{\partial h}{\partial \theta} \right) - \frac{h^3}{4\mu r^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3 \cos \theta}{h} \right) \\ \frac{\omega}{2} \left(\cos \theta - \frac{3 \sin \theta}{h} \frac{\partial h}{\partial \theta} \right) - \frac{h^3}{4\mu r^2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3 \sin \theta}{h} \right) \\ \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} \quad (6)$$

또한, 무차원화된 섭동 식을 풀기 위하여 각각의 변수에 대하여 식 (7)과 같이 무차원화를 진행하고, 식(6)에 대입하여 식(8)을 얻을 수 있다.

$$y^* = \frac{y}{L}, \quad h^* = \frac{h}{c}, \quad \lambda = \frac{D}{L}, \quad p_0^* = \frac{p_0 - p_a}{6\mu\omega \left(\frac{r^2}{c^2}\right)}$$

$$p_x^* = \frac{p_x}{6\mu\omega \left(\frac{r^2}{c^2}\right)}, \quad p_y^* = \frac{p_y}{6\mu\omega \left(\frac{r^2}{c^2}\right)},$$

$$p_x^* = \frac{p_x}{6\mu \left(\frac{r^2}{c^3}\right)}, \quad p_y^* = \frac{p_y}{6\mu \left(\frac{r^2}{c^3}\right)} \quad (7)$$

$$\left[\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h_0^{*3} \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \frac{\lambda^2}{4} \frac{\partial}{\partial y^*} \left(h^{*3} \frac{\partial}{\partial y^*} \right) \right] \begin{Bmatrix} p_0^* \\ p_x^* \\ p_z^* \\ p_x^* \\ p_z^* \end{Bmatrix} =$$

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial h^*}{\partial \theta} \\ - \left(\sin \theta' + \frac{3 \cos \theta}{h^*} \frac{\partial h^*}{\partial \theta} \right) - 3h_0^{*3} \frac{\partial p_0^*}{\partial \theta'} \left(\frac{\sin \theta}{h^*} + \frac{\cos \theta}{h^{*2}} \frac{\partial h^*}{\partial \theta} \right) \\ \left(\cos \theta - \frac{3 \sin \theta'}{h^*} \frac{\partial h^*}{\partial \theta} \right) + 3h_0^{*3} \frac{\partial p_0^*}{\partial \theta} \left(-\frac{\cos \theta}{h^*} + \frac{\sin \theta}{h^{*2}} \frac{\partial h^*}{\partial \theta} \right) \\ 2 \cos \theta \\ 2 \sin \theta \end{Bmatrix} \quad (8)$$

2.3 하중 및 동특성 계수 계산

앞에서 구한 레이놀즈 식을 이용하여 plain journal bearing 에 대한 압력 분포를 구할 수 있으며, 이를 이용하여 적분을 통해 하중을 구할 수 있으며, 자세각 또한 구할 수 있다.

$$F_r = \frac{1}{2} \iint p_0^* (-\cos \theta) d\theta dy^*$$

$$F_t = \frac{1}{2} \iint p_0^* (-\sin \theta) d\theta dy^*$$

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2}$$

$$\Phi = \tan^{-1} \left(\frac{F_t}{F_r} \right) \quad (9)$$

또한, 각각의 섭동항에 대한 압력 변화량에 대하여 적분하면 식 (10)과 같이 강성계수와 댐핑계수를 구할 수 있다.

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \iint \begin{Bmatrix} -\cos \theta \\ -\sin \theta \end{Bmatrix} \{ p_x^*, p_y^* \} d\theta dy^*$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \iint \begin{Bmatrix} -\cos \theta \\ -\sin \theta \end{Bmatrix} \{ \dot{p}_x^*, \dot{p}_y^* \} d\theta dy^* \quad (10)$$

2.4 경계조건

유체동압 베어링에서 경계조건은 크게 내부 경계조건과 외부 경계조건으로 나누어 고려할 수 있다. 외부 경계조건은 식 (11) 와 같이 설정 하였으며, 유체 동압 베어링의 가장 아래와 윗부분에 외부와 접촉하는 부분에 대기압 조건 ($p = p_a$)을 적용하였으며, $\theta = 0, 2\pi$ 에서 섭동항의 값이 같을 수 있도록 periodic 경계조건을 사용하였다.

$$y = 0 \text{ and } y = 1, \quad p_\xi^*(\theta, y_0) = p_\xi^*(\theta, y_1) = 0$$

$$\theta = 0 \text{ and } 2\pi, \quad p_\xi^*(0, y) = p_\xi^*(2\pi, y) \quad (\xi = 0, x, y, \dot{x}, \dot{y}) \quad (11)$$

또한, 내부 경계 조건은 내부 압력이 증기압 이하의 압력으로 내려가지 않으므로 half-Sommerfeld 경계조건을 이용하였으며, 식 (12)과 같다.

$$p_0^*(\theta, y^*) = p_v \text{ at } p_0^*(\theta, y^*) \leq p_v \quad (12)$$

여기서 p_v 는 증기압(vapor pressure)이다.

2.5 유한요소 해석

Plain journal bearing 에 대한 레이놀즈 식과 섭동식을 풀기 위하여 유한요소 해석을 사용했다. 레이놀즈 식은 이차 미분방정식이므로 다음과 같이 정리 될 수 있다.

$$A \frac{\partial^2 p}{\partial x_1^2} + B \frac{\partial p}{\partial x_1} + C \frac{\partial^2 p}{\partial x_2^2} + D \frac{\partial p}{\partial x_2} = E \quad (13)$$

이 식을 Galerkin 방법을 이용하여 weak form 형태로 변환하고 Green theory 를 적용하여 식 (14)를 얻을 수 있다.

$$\{R^{(e)}\} = - \int_{\Gamma} [N]^T \left(A \frac{\partial p}{\partial x_1} \cos \theta + C \frac{\partial p}{\partial x_2} \sin \theta \right) d\Gamma + \int_A (E[N]^T) dA$$

$$+ \int_A \left(A \frac{\partial [N]^T}{\partial x_1} \frac{\partial p}{\partial x_1} - B \frac{\partial p}{\partial x_1} + C \frac{\partial [N]^T}{\partial x_2} \frac{\partial p}{\partial x_2} - D \frac{\partial p}{\partial x_2} \right) dA \quad (14)$$

여기서 $[N]^T$ 는 element 의 shape function 을 나타내며, 각각의 nodal value 와 shape function 에 대해

$$p^{(e)} = [N] \{p^{(e)}\} \quad (15)$$

와 같이 나타낼 수 있으며 식 (15)을 식 (13)에 대입하여 식 (16)를 얻을 수 있다.

$$\{R^{(e)}\} = - \int_{\Gamma} [N]^T \left(A \frac{\partial p}{\partial x_1} \cos \theta + C \frac{\partial p}{\partial x_2} \sin \theta \right) d\Gamma + \int_A (E[N]^T) dA +$$

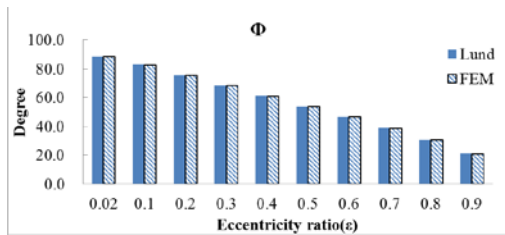
$$\int_A \left(A \frac{\partial [N]^T}{\partial x_1} \frac{\partial [N]}{\partial x_1} - B \frac{\partial [N]}{\partial x_1} + C \frac{\partial [N]^T}{\partial x_2} \frac{\partial [N]}{\partial x_2} - D \frac{\partial [N]}{\partial x_2} \right) dA \left\{ p^{(e)} \right\} \quad (16)$$

3. 수치해석 결과

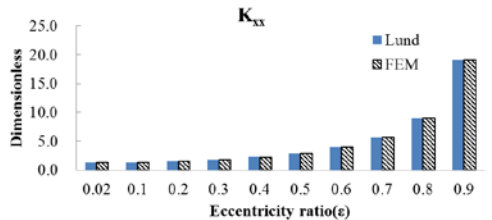
3.1 Plain journal bearing 의 동특성

Lund[4,5]는 steady-state, short bearing 에 대하여 하중, 자세 각, 강성과 댐핑 계수를 구하였다. 본 연구의 신뢰도를 높이기 위해 Lund 의 결과와 앞서 구한 수치 해석결과와 비교하였다.

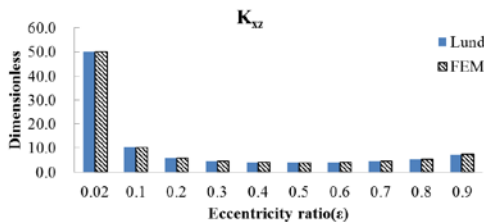
Short-bearing 은 베어링의 길이 방향과 지름의 비(D/L=λ)가 2 보다 큰 경우를 말하며, Lund 의 결과 비교를 위하여 증기압 $p_v = 0$ 그리고 $\lambda = 8$ 인 경우에 대해 계산 하였다. 또한 Lund 와의 계산 결과 비교를 위하여 그가 구한 동특성 계산 방법과같이 구하였다.



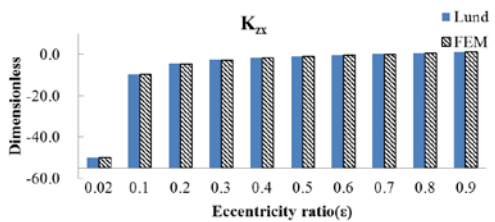
(a) Attitude angle



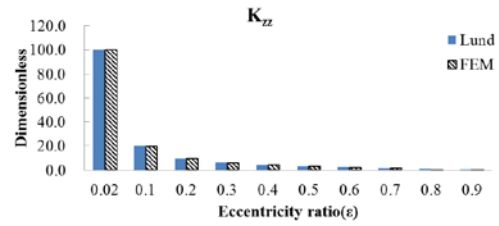
(b) Variation of coefficient of K_{xx}



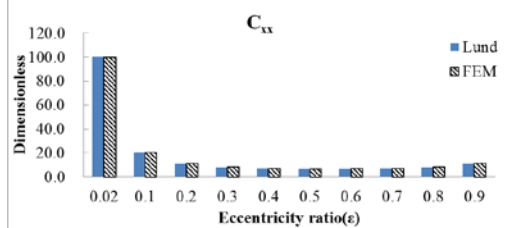
(c) Variation of coefficient of K_{xz}



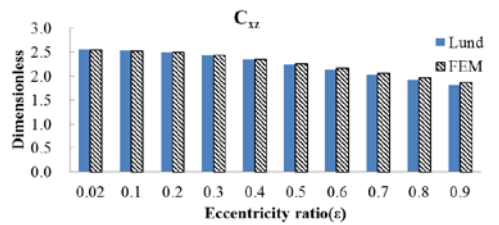
(d) Variation of coefficient of K_{zx}



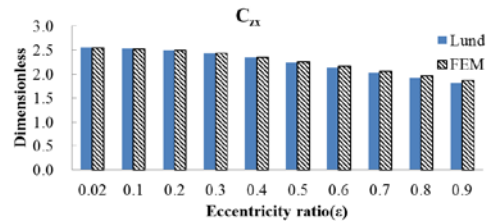
(e) Variation of coefficient of K_{zz}



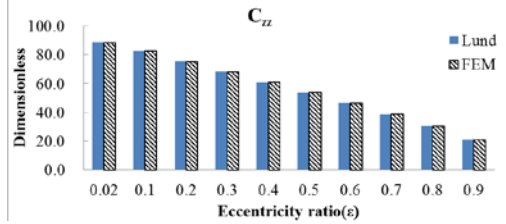
(f) Variation of coefficient of C_{xx}



(g) Variation of coefficient of C_{xz}



(h) Variation of coefficient of C_{zx}



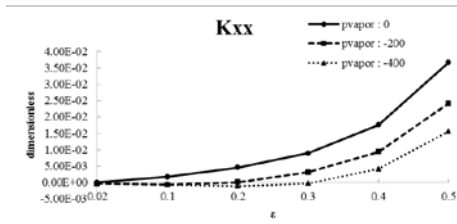
(i) Variation of coefficient of C_{zz}

Fig. 2 Compared with Lund's results of dynamic coefficients and FEM

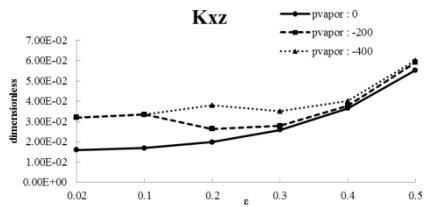
Fig.2 를 통해 편심을 증가에 따른 무 차원화된 각각의 동 특성계수를 비교하여 Lund 의 계산 결과와 일치함을 알 수 있다.

3.2 증기압을 고려한 저널 베어링의 동 특성

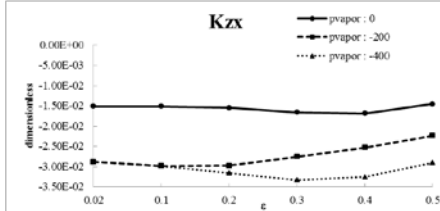
앞에서 정의된 지름-길이방향 비(λ)를 각각 4 에서 2 로 변화 시키며 이에 대해 각각 증기압을 대기압($p = p_a$), -200, -400 으로 가정하였을 때 동특성 계수들의 변화를 살펴보았으며 각각 Fig. 3 과 Fig. 4 와 같다.



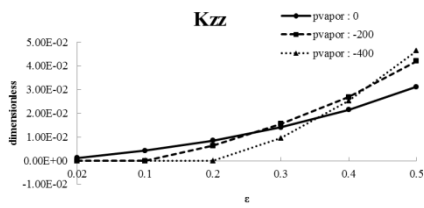
(a) Variation of coefficient of K_{xx}



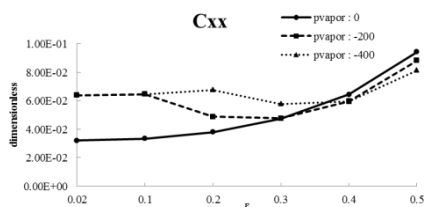
(b) Variation of coefficient of K_{xz}



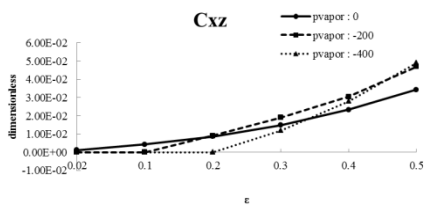
(c) Variation of coefficient of K_{zx}



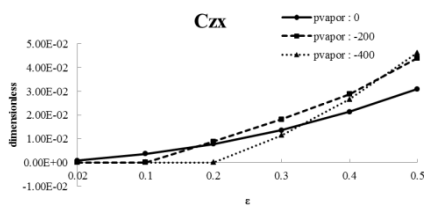
(d) Variation of coefficient of K_{zz}



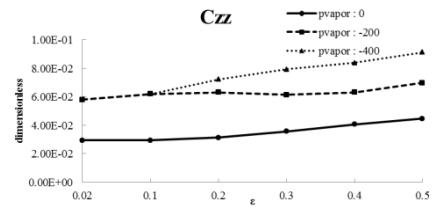
(e) Variation of coefficient of C_{xx}



(f) Variation of coefficient of C_{xz}

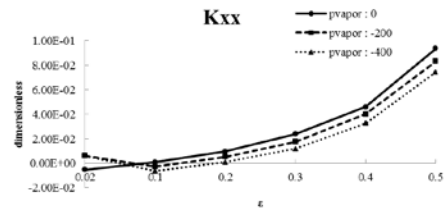


(g) Variation of coefficient of C_{zx}

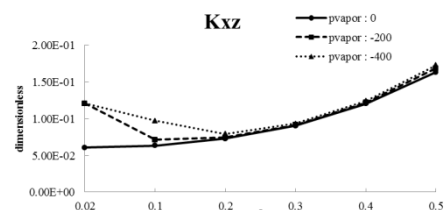


(h) Variation of coefficient of C_{zz}

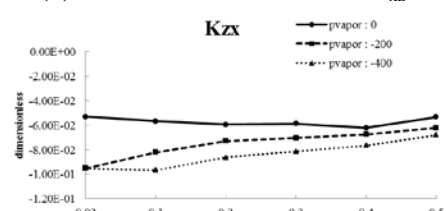
Fig. 3 Variation of stiffness and damping coefficients of FDB due to the eccentricity ratio with $\lambda:4$



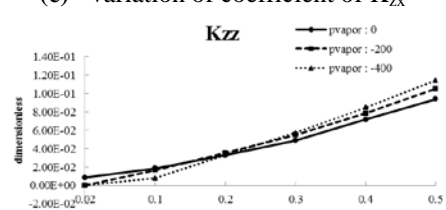
(a) Variation of coefficient of K_{xx}



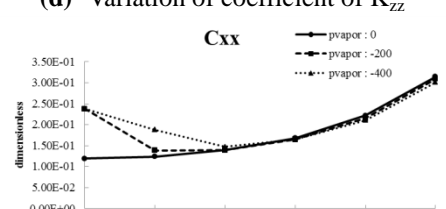
(b) Variation of coefficient of K_{xz}



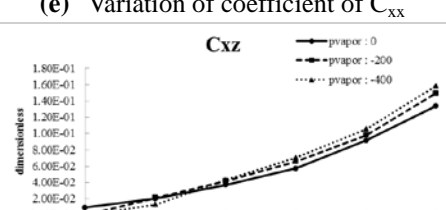
(c) Variation of coefficient of K_{zx}



(d) Variation of coefficient of K_{zz}



(e) Variation of coefficient of C_{xx}



(f) Variation of coefficient of C_{xz}

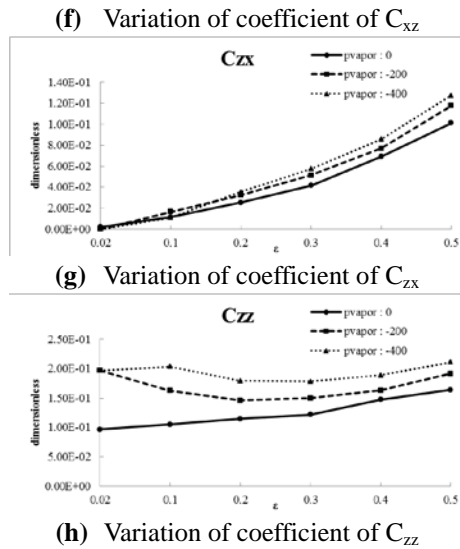


Fig. 4 Variation of stiffness and damping coefficients of FDB due to the eccentricity ratio with $\lambda:2$

증기압이 고려된 경우 $\lambda: 4$ 에 대해서 동특성 계수의 차이는 편심 변화에 따라 30%에서 100%의 차이를 보였으며 Fig. 4의 결과와 같이 λ 값이 2로 변화함에 따라 20%에서 55%의 차이를 보임을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 레이놀즈 방정식과 섭동 방정식을 플레인 저널 베어링에 적용하여 내부 경계조건에 증기압을 고려하였을 경우와 그렇지 않았을 경우에 대하여 각각의 동특성에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 증기압 변화에 따라 편심이 커질 경우 동특성 계수는 최대 100%의 차이가 발생하였으며, 증기압에 대한 고려는 유체 동압 베어링 해석 시 고려해야 함을 확인하였다.

후 기

"이 논문은 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2012-0001013)."

참고문헌

[1] Ku. C.-P.R., 1996, "Dynamic Characteristics of Hard Disk Spindle Motors-Comparison Between Ball Bearings and Hydrodynamic Bearings," ASME J. of Tribol, Vol. 118, pp. 402-406.

[2] Zhang, Q.D., Chen and S.X., Liu, Z.J., 1999, Design of a Hybrid Fluid Bearing System for HDD Spindles," IEEE Trans. Magn., Vol. 35, No. 2, pp. 821-826.

[3] Hamrock, Bernard J., 1994, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc.,

[4] Lund J.W. 1966, "Self-Excited, Stationary Whirl Orbits of a Journal in a Sleeve Bearing" Ph.D. thesis. Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, N.Y.

[5] 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.