

공동현상을 고려한 소형 정밀 모터용 빗살무늬 저널베어링의 해석

창 동 일*. 장 건 희**
(1999년 8월 31일 접수)

Analysis of a Hydrodynamic Herringbone-Grooved Journal Bearing in a Small Precision Motor Considering Cavitation

Dongil Chang and Gunhee Jang

Key Words : Cavitation Phenomenon(공동현상), Reynolds Equation(레이놀즈 방정식), Herringbone Grooved Journal Bearing(빗살무늬 저널베어링), Hydrodynamic Bearing(동압유체베어링)

Abstract

The Reynolds equation, incorporating Elrod's cavitation algorithm, is discretized on a rectangular grid in computational space through coordinate mapping in order to accurately analyze a herringbone grooved journal bearing of a spindle motor in a computer hard disk drive. The pressure distribution and cavitation area are determined by using the finite volume method. Predicted results are compared to experimental data of previous researchers. It was found that positive pressure is developed within the converging section of the bearing and that a cavity occurs in the diverging section. Cavitation has been neglected in the previous analyses of the herringbone grooved bearing. Load capacity and bearing torque are increased due to the increase of eccentricity and L/D and the decrease of the groove width ratio. The maximum load capacity was found to occur at a groove angle of 30 degrees while bearing torque remains constant due to the variation of the groove angle. The cavitation region is significantly decreased with the inclusion of herringbone grooves. However, the region increases with the increase of the eccentricity, L/D, groove angle and the rotational speed and the decrease of the groove width ratio.

기호설명

c, c_g : 틈새(clearance) [m], 홈깊이 [m]

D : 베어링 지름 [m]

e : 편심 [m]

F_R, F_T : 반경방향 힘 [N], 접선방향 힘 [N]

g : 전환함수

h, \bar{h} : 유막두께 [m], 무차원 유막두께 ($=h/c$)

J : Jacobian of transformation

L : 베어링 길이 [m]

P, P_c : 압력 [Pa], 공동압력 [Pa]

\bar{P} : 무차원 압력 ($= Pc^2 / \mu\omega R^2$)

R : 베어링 반경 [m]

t, \bar{t} : 시간 [sec], 무차원 시간 ($=t\omega$)

T : 베어링 토크 [Nm]

\bar{T} : 무차원 베어링 토크 ($= Tc / \mu\omega R^4$)

U : 회전속도 [m/s]

W : 부하용량 [N]

\bar{W} : 무차원 부하용량 ($= Wc / \mu\omega R^3$)

x : 원주방향 좌표 [m]

* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

** 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : ghjang@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0431 FAX : (02)2292-3406

- \bar{x} : 무차원 원주방향 좌표 ($=x/2\pi R$)
- z : 축방향 좌표 [m]
- \bar{z} : 무차원 축방향 좌표 ($=z/L$)
- α : 적임각 [deg]
- β : 체적탄성계수
- $\bar{\beta}$: 무차원 체적탄성계수 ($=\beta c^2 / \mu \omega R^2$)
- Γ : 홈깊이비 ($=c_g / c$)
- $\delta_g, \delta_r, \delta$: 홈폭, 마루폭, 홈폭비
- ε : 편심률 ($=e/c$)
- Φ : 자세각 [deg]
- θ : 밀도비 ($=\rho / \rho_c$)
- μ : 점성계수
- ω : 각속도 [rad/sec]
- ξ, η : 계산영역의 좌표
- ρ, ρ_c : 유체 밀도, 공동압력에서 유체 밀도
- φ : 원주방향 좌표 [rad]

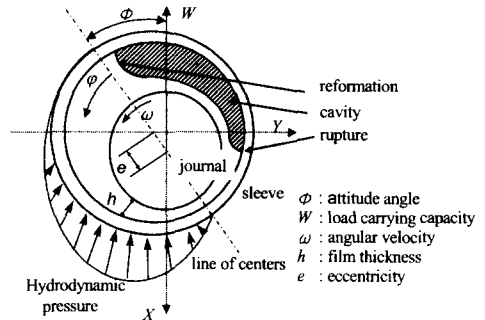


Fig. 1 Cavitation phenomenon in journal bearing

지금까지 대부분 빗살무늬 저널베어링의 특성을 해석 하는데 윤활유체의 공동현상을 Half-Sommerfeld 또는 Gumbel 경계조건으로 근사하게 다루어 왔다. 그러나 이러한 해석방법은 압력기울기의 불연속점이 발생하여 이론적으로 질량 보존의 법칙을 위반하는 것이다. 최근에 Reynolds 또는 Swift-Steiber 경계조건이 제시되었지만 유막 파단(rupture)은 근사하게 다루어지고 있으나 유막 두께가 최대인 부분을 유막 재형성(reformation)으로 가정함으로써 정확한 유막 재형성을 고려하지 않고 있다.⁽²⁾ 공동현상은 윤활유체의 특성과 동압 유체베어링의 성능해석을 정확하게 수행하기 위해서 고려해야 한다.

Jakobsson-Floberg⁽³⁾와 Olsson⁽⁴⁾은 공동영역에서도 윤활유체의 연속 법칙을 만족 시킬수 있는 JFO 공동이론을 제시하였다. 이 JFO 공동이론은 저널베어링의 유막 파단 뿐만 아니라 유막 재형성을 모델링하는 것으로 유막내의 물리현상을 가장 잘 설명하고 있는 이론으로 알려져 있다. Elrod와 Adams^(5,6)는 JFO 공동이론을 포함하는 수치 알고리즘을 제안하였다. 또한 플레인 저널베어링에서 공동영역은 여러 개의 줄무늬 모양으로 길게 뻗어 있으나 Savage⁽⁷⁾는 줄무늬 모양의 공동영역을 단순화 하여 해석하고 그 경계 조건을 이론적으로 유도하였다. Brew⁽⁸⁾는 플레인 저널베어링이 동하중이 작용할 때 Elrod의 수치 알고리즘을 적용하여 부하용량, 마찰손실 및 토크를 해석하였다. 그리고 Vijayaraghavan와 Keith⁽²⁾는 유한차분법을 적용하여 개선된 공동알고리즘을 제시하였으며 플레인 저널베어링의 정상상태의 해를 구하고 제안한 알고리즘을 좌표변환⁽⁹⁾과 적응 격자법⁽¹⁰⁾에 적용하였다.

한편 많은 연구자들은 컴퓨터 하드디스크 스피들 모터에 사용하는 빗살무늬 저널베어링의 특성을 연구해 왔다. Bootsma⁽¹¹⁾는 좁은 홈 이론(the

1. 서 론

동압 유체베어링은 윤활유체가 회전자와 고정자의 직접적인 접촉을 막아주고 자체내의 감쇠효과에 의해 소음 진동에 우수한 특성을 나타내어, 소형 정밀 모터에 사용되는 볼 베어링을 대체할 유망한 부품으로 각광을 받고 있다. 특히 컴퓨터 하드디스크 드라이브 구동용 스피들 모터에 있어서는, NRRO(Non-Repeatable Runout)라고 불리는 진동성분이 볼 베어링을 사용하는 종래의 스피들 모터에 비해 거의 발생하지 않아 소음 진동 저감 효과 외에도 디스크 자기기록 밀도(magnetic track density)를 증가 시킬 수 있는 핵심적인 기술로 최근 많은 연구 개발이 이루어 지고 있다.⁽¹⁾ 또한 빗살무늬 저널베어링은 플레인 저널베어링에 비해 유체를 베어링 중심으로 모이게 하여 누수(side-leakage)를 줄이고 회전체의 안정성을 증가 시켜 VCR, CD, DVD 그리고 HDD 등과 같은 소형정밀모터의 회전축 지지요소로써 점차 사용이 증가하고 있다.

동압유체 베어링의 유막에서는 Fig. 1 과 같이 유막두께가 수렴하는 부분에서 양의 압력이 발생하고 유막두께가 발산하는 부분에서 공동(空洞, air cavity)이 발생하게 된다. 공동현상은 윤활유체가 액체 상태(liquid phase)를 유지하다가 고온저압에 의해서 가스나 증기가 발생되어 공동이 생기는 것을 말한다.

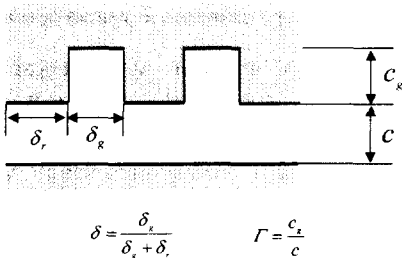
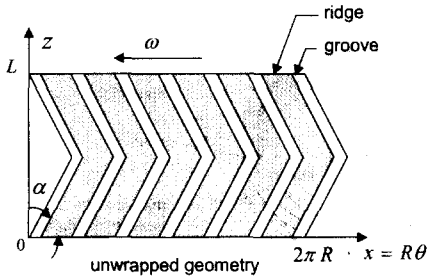


Fig. 2 Geometry and parameters of a herringbone grooved journal bearing

narrow groove theory)을 이용하여 빗살무늬 저널베어링을 해석하였으며, Zang 와 Hatch⁽¹²⁾ 그리고 Rahman 와 Leuthold⁽¹³⁾ 그리고 Zirkelback 와 San Andres⁽¹⁴⁾들은 빗살무늬 저널베어링의 설계변수 변화에 따른 성능 분석을 하였다. 그리고 G. H. Jang 와 Y. J. Kim⁽¹⁵⁾는 빗살무늬 저널과 스러스트 베어링의 동특성 계수를 일반적인 회전축계의 5 자유도에 대해 해석하여 모멘트 계수를 결정하는 방법을 제시하였다. 하지만 이전의 연구자들은 빗살무늬 저널베어링을 해석하는데 Half-Sommerfeld 와 Reynolds 경계조건을 사용하였으며 윤활유체 내의 발생하는 공동 현상에 관한 해석을 하지 않았다.

본 논문에서는 공동현상을 고려한 소형정밀 모터용 빗살무늬 저널베어링의 특성을 해석하기 위하여 Fig. 2 와 같은 컴퓨터 하드디스크 드라이브용 빗살무늬 저널베어링에서 Elrod 알고리즘이 적용된 레이놀즈 방정식을 좌표변환과 유한체적법을 이용하여 압력 분포와 공동 영역을 해석하였으며, 공동현상이 작동변수와 설계변수에 따라 부하용량, 자세각 및 베어링 토크에 미치는 영향을 해석하였다.

2. 해석 방법

2.1 공동 알고리즘을 포함한 레이놀즈 방정식 Elrod 는 전환함수($g=0$: 공동영역, $g=1$: 완전유

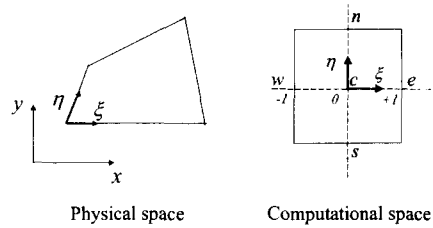


Fig. 3 Mapping from the physical space to the computational space

막영역)를 이용하여 질량 보존의 법칙과 JFO 이론을 만족시키며, 공동영역 및 완전 유막영역에 적용할수 있는 변형된 레이놀즈 윤활방정식을 아래와 같이 제안하였다.⁽⁶⁾

$$\frac{\partial(\theta h)}{\partial t} + \frac{U}{2} \nabla \cdot (\theta h) = \nabla \cdot \frac{h^3 \beta g}{12\mu} \nabla \theta \quad (1)$$

밀도비($\theta = \rho / \rho_c$) 와 압력(P)의 관계는 체적탄성계수(bulk modulus, β)에 의하여 아래와 같이 표현된다.

$$P = P_c + g \beta \ln y \quad (2)$$

식 (1)에 의해 밀도비가 결정되어 지며, 공동영역은 밀도비가 1.0 보다 작은 부분에서 발생하게 된다. 그리고 구해진 밀도비와 식 (2)에 의해서 유막내의 압력을 계산할수 있다.

식 (1)을 무차원화하면 공동현상을 고려한 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial(\theta \bar{h})}{\partial \bar{t}} + \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} (\theta \bar{h}) = \frac{\bar{\beta}}{48\pi^2} \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 g \frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\bar{\beta}}{48(L/D)^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 g \frac{\partial \theta}{\partial \bar{z}} \right) \quad (3)$$

2.2 좌표 변환

동압유체 베어링 중 많이 사용하는 빗살무늬 또는 나선홈 베어링을 직교좌표계(Cartesian coordinate system)로 해석하면 사선 혹은 곡선의 홈을 계단 형태로 표현할 수 밖에 없으며, 이 경우 수치적 오차가 발생한다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해서 Fig. 3 와 같이 물리적 공간 (x, y) 에서 정사각형 격자의 계산공간 (ξ, η) 으로 지배방정식을 변형시켜 주는 좌표변환(coordinate mapping)방법을 이용한다.

물리적 공간과 계산공간 사이의 연쇄법칙(chain

rule)을 적용하면 식 (3)은 계산공간에서 아래의 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.^(9,10)

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\theta \bar{h}}{J} \right) + \frac{1}{4\pi} \left[\frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\xi_x \theta \bar{h}}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\eta_x \theta \bar{h}}{J} \right) \right] \\ &= \frac{\bar{\beta}}{48\pi^2} \left[\frac{\partial}{\partial \xi} g \bar{h}^3 \left\{ \left(\frac{\xi_x^2}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \right) + \left(\frac{\xi_x \eta_x}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right) \right\} \right. \\ & \quad \left. + \frac{\partial}{\partial \eta} g \bar{h}^3 \left\{ \left(\frac{\xi_x \eta_x}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \right) + \left(\frac{\eta_x^2}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right) \right\} \right] \\ & \quad + \frac{\bar{\beta}}{48(L/D)^2} \left[\frac{\partial}{\partial \xi} g \bar{h}^3 \left\{ \left(\frac{\xi_x^2}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \right) + \left(\frac{\xi_x \eta_x}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right) \right\} \right. \\ & \quad \left. + \frac{\partial}{\partial \eta} g \bar{h}^3 \left\{ \left(\frac{\xi_x \eta_x}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \right) + \left(\frac{\eta_x^2}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right) \right\} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 J 을 Jacobian of transformation 이며 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$J = \xi_x \eta_y - \xi_y \eta_x \quad (5)$$

2.3 수치해법

식 (4)는 Fig. 3 과 같은 계산공간에서 제어 체적 (control volume)내의 유동을 고려한 유한체적법을 이용하여 해석하였다. 먼저 ξ 방향에 대하여 고려하여 보면, 전단유동에 의해 상류 셀 표면을 통과하는 유량은 전환함수 g 를 이용하여 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\xi_x \theta \bar{h}}{J} \right)_{\xi-\Delta\xi/2} = \\ & \frac{1}{4\pi} \left[\left(\frac{\xi_x \bar{h} \theta}{J} \right)_{-1} + \frac{1}{2} g_{-1} g_0 \left\{ \left(\frac{\xi_x \bar{h} \theta}{J} \right)_0 - \left(\frac{\xi_x \bar{h} \theta}{J} \right)_{-1} \right\} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 아래 첨자는 Fig. 3 의 제어체적에서 상대적 절점위치(nodal position)를 표시하고 있다. 같은 방법으로 전단유동으로 하류 셀 표면으로 유출되는 유량이 유도할 수 있으며, 결국 단위시간당 전단유동에 의한 유량 증가량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\xi_x \theta \bar{h}}{J} \right)_{\xi} = \\ & \frac{1}{8\pi} \left[\left(2 - g_0 g_{-1} \right) \left(\frac{\xi_x \bar{h} \theta}{J} \right)_{-1} - \left\{ 2 - (g_0 g_{-1} + g_{-1} g_0) \right\} \left(\frac{\xi_x \bar{h} \theta}{J} \right)_0 - g_{-1} g_0 \left(\frac{\xi_x \bar{h} \theta}{J} \right)_{+1} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

또한 ξ 방향에 대하여 압력유동에 의해 상류 셀 표면을 통과하는 유량은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{\bar{\beta}}{48\pi^2} \left[\frac{\partial}{\partial \xi} g \bar{h}^3 \left(\frac{\xi_x^2}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \right) \right]_{\xi-\Delta\xi/2} = \\ & \frac{\bar{\beta}}{48\pi^2} \left(\frac{\xi_x^2 \theta \bar{h}^3}{J} \right)_{-1/2} \left[\frac{g_0 (\theta_0 - 1) - g_{-1} (\theta_{-1} - 1)}{\Delta\xi} \right] \end{aligned} \quad (8)$$

같은 방법으로 하류 셀 표면으로 유출되는 유량을 유도하고 단위 시간동안에 압력유동에 의한 유량 증가량은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\bar{\beta}}{48\pi^2} \left[\frac{\partial}{\partial \xi} g \bar{h}^3 \left(\frac{\xi_x^2}{J} \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \right) \right]_{\xi} = \\ & \frac{\bar{\beta}}{48\pi^2 \xi} \left[\left(\frac{\xi_x^2 \theta \bar{h}^3}{J} \right)_{+1/2} g_{+1} (\theta_{+1} - 1) - \left\{ \left(\frac{\xi_x^2 \theta \bar{h}^3}{J} \right)_{+1/2} + \left(\frac{\xi_x^2 \theta \bar{h}^3}{J} \right)_{-1/2} \right\} \right. \\ & \quad \left. \times g_0 (\theta_0 - 1) + \left(\frac{\xi_x^2 \theta \bar{h}^3}{J} \right)_{-1/2} g_{-1} (\theta_{-1} - 1) \right] \end{aligned} \quad (9)$$

η 방향에 대해서도 같은 방법을 사용하면, 최종적으로 다음과 같은 차분방정식을 얻을 수 있다.

$$A_c \theta_c = A_e \theta_e + A_w \theta_w + A_n \theta_n + A_s \theta_s + S \quad (10)$$

여기서 아래첨자 c, e, w, n 및 s 는 Fig. 3 에서의 절점위치를 말하며 계수 A_c, A_e, A_w, A_n, A_s 와 S 는 각 방향으로의 유량의 기여도를 의미하는 상수항이다. 식 (10)의 해를 구하기 위해서 ADI 방법⁽¹⁶⁾과 Thomas 알고리즘⁽¹⁷⁾을 이용하여 해를 계산하였다.

2.4 부하용량과 베어링 토크

제한한 방법으로 빗살무늬 저널베어링 내의 압력을 구하면, 반경방향과 접선방향의 힘은 각각 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_R &= - \iint_S p \cos \phi \, dx dz \\ F_T &= \iint_S p \sin \phi \, dx dz \end{aligned} \quad (11)$$

부하용량과 자세각은 다음과 같이 표현할 수 있다.

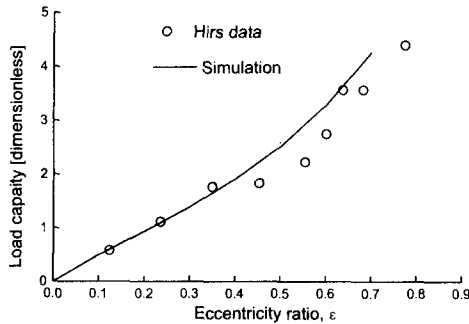


Fig. 4 Comparison of load capacity with experimental data of Hirs

$$W = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} \tag{12}$$

$$\Phi = \tan^{-1}(F_T / F_R)$$

베어링 토크는 전단응력(τ_{yx})을 유막에 따라 적분하여 구할 수 있으며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T = R \cdot \iint_s \tau_{xy} \Big|_{y=h} dx dz \tag{13}$$

$$\tau_{yx} \Big|_{y=h} = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{U}{h} \tag{14}$$

무차원화된 부하용량(\bar{W})과 베어링 토크(\bar{T})를 다음과 같이 정의 하였다.

$$\bar{W} = \frac{W}{\mu \omega R^2} \left(\frac{c}{R} \right)^2 \tag{15}$$

$$\bar{T} = \frac{T}{\mu \omega R^3} \left(\frac{c}{R} \right)$$

3. 해석 결과 및 고찰

앞에서 제안한 수치 해석 방법으로 프로그램을 개발하였고, 이를 검증하기 위해서 빗살무늬 저널 베어링의 부하용량을 측정한 Hirs⁽¹⁸⁾의 실험결과와도 비교하였으며, Fig. 4 에서 나타난 것처럼 수치 계산 결과가 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

본 논문에서는 설계변수인 홈폭비, L/D 및 꺾임 각과 작동변수인 편심률 및 회전속도에 따른 부하용량, 자세각, 베어링 토크 및 공동비(cavitation ratio)을 고찰하였다. 여기서 공동비는 동압 유체 베어링의 전체 유막영역에 대한 공동영역의 비를 백분율로 나타낸 것이다. 빗살무늬 저널베어링의

Table 1 Geometry and operating conditions of a herringbone grooved journal bearing

Parameter	Value
Number of grooves	8
Nominal clearance, <i>c</i>	6.0×10 ⁻⁶ [m]
Radius, <i>R</i>	0.002 [m]
<i>L</i> / <i>D</i>	1
Eccentricity ratio, ϵ	0.6
Angular velocity, ω	5000 [rpm]
Bulk modulus, β	1.72×10 ⁹ [N / m ²]
Fluid viscosity, μ	0.0124 [N s / m ²]
Groove depth ratio, Γ	1.0
Groove angle, α	70 [deg.]
Groove width ratio, δ	0.5
Ambient pressure, <i>P</i> _a	0.0 [N / m ²]
Cavitation pressure, <i>P</i> _c	-72139.8 [N / m ²]

격자수는 원주방향 및 축방향에 대하여 각각 200 및 20 개로 모델링하였고 빗살무늬 저널베어링의 원주방향으로 압력이 연속이며 그 양단의 압력을 대기압으로 가정하였다. Table 1 은 본 해석에 사용된 컴퓨터 하드디스크 드라이브용 스핀들 모터에 사용되는 빗살무늬 저널베어링의 설계변수와 작동변수를 나타내고 있다.

Fig. 5 는 홈폭비가 각각 0.0 및 0.25 일 때 압력과 밀도비의 분포를 나타내고 있다. 여기서 x, y 축은 Fig. 1 의 최대 유막 두께로부터의 원주방향과 유막 중앙으로부터의 축방향을 나타내며, Fig.5 는 유막 전영역에서의 밀도비와 압력분포를 나타내며 유막두께가 수렴하는 부분에서 양의 압력이 발생하고 유막두께가 발산하는 부분에서 공동영역(밀도비가 1.0 보다 작은 부분)이 발생됨을 알 수 있다. 홈폭비가 0.0 인, 즉 플레인 저널베어링은 높은 압력분포와 반타원형의 공동영역이 발생하고 빗살무늬 홈을 가진 경우 물결 모양의 낮은 압력분포와 빗살무늬 홈모양의 공동영역이 발생한다.

Fig. 6 은 홈폭비와 편심률에 따른 부하용량, 자세각, 베어링 토크 및 공동비의 변화를 나타낸다. 홈폭비가 증가하면 최고 압력이 낮아져 부하용량은 감소한다. 그리고 편심률이 증가하면 최고 압력이 증가하여 부하용량은 증가하고, 자세각은 작아지며 베어링에 홈이 있으면 플레인 저널베어링에 비해 자세각의 변화는 상대적으로 작다.

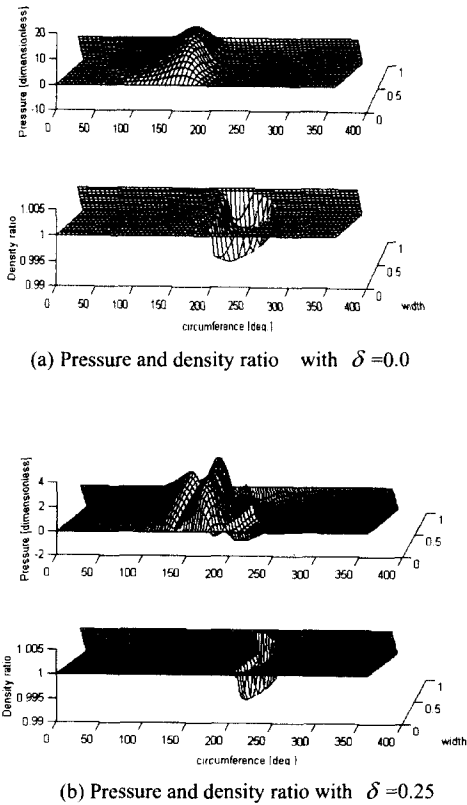


Fig. 5 Distribution of pressure and density ratio for groove width ratios of 0.0 and 0.25

베어링 토크는 홈폭비가 증가할수록 그리고 편심률이 감소할수록 감소한다. 식 (13)과 (14)에서와 같이 베어링 토크는 원주방향의 압력기울기와 속도 및 유막두께에 결정되나, 주로 두번째 항에 의해서 결정된다. 그 이유는 원주방향의 압력기울기는 압력이 증가하는 유막두께가 수렴하는 부분에서만 영향을 미치기 때문이다. 공동비는 홈폭비가 증가하고 편심률이 작을수록 작게 나타낸다.

Fig. 7 은 L/D 와 편심률에 따른 부하용량, 자세각, 베어링 토크 및 공동비의 변화를 나타낸다. L/D 가 증가할수록 빗살무늬 홈을 따라 베어링 중심으로 유체가 모이는 펌프효과(pumping effects)때문에 최고압력이 낮아져 부하용량이 증가한다. 또한 편심이 증가할수록 부하용량이 증가한다. 베어링 토크는 L/D 가 증가할수록 증가하며 편심률이 0.4 보다 적은 작동범위에서는 공동이 발생하지 않는다. 공동비는 편심률이 0.4 보다 큰 경우에 L/D 가 증가할수록 높게 나타난다.

Fig. 8 은 꺾임각과 편심률에 따른 부하용량, 자

세각, 베어링 토크 및 공동비의 변화를 나타낸다. 부하용량은 꺾임각이 30 도 부근에서 최대가 되는데 그 이유는 꺾임각이 증가할수록 최고압력은 높아지나 압력분포는 홈에 의해 크게 요동하기 때문이다. 또한 편심률이 증가할수록 부하용량은 증가하게 된다. 꺾임각이 증가함에 따라 자세각은 편심률이 변화에 대하여 작아지고 있다. 베어링 토크는 꺾임각의 변화에 대하여 거의 일정하다. 또한 편심률이 클수록 베어링 토크는 조금씩 증가한다. 편심률이 0.6 보다 작은 경우 꺾임각에 대하여 공동영역이 발생하지 않으며 0.8 의 편심률에 대하여 꺾임각이 증가할수록 공동비가 크게 나타난다.

Fig. 9 는 회전속도와 편심률에 따른 부하용량, 자세각, 베어링 토크 및 공동비의 변화를 나타낸다. 회전속도의 증가함에 따른 무차원화된 압력분포의 변화가 거의 없으며, 따라서 부하용량, 자세각, 베어링 토크도 거의 일정하다. 부하용량과 베어링 토크는 편심률이 증가할수록 증가한다. 공동비는 편심률이 0.6 보다 큰 경우에 회전속도가 증가할수록 높게 나타낸다

4. 결론

본 논문은 Elrod 알고리즘을 적용한 레이놀즈 방정식을 좌표변환과 유한체적법에 의하여 해석할 수 있는 수치 해법을 제시하였고, 이를 이용하여 컴퓨터 하드디스크 스피들 모터에 사용되는 빗살무늬 저널베어링의 특성을 고찰하였다. 유막두께가 수렴하는 영역에서 양의 압력이 발생하였으며 발산하는 영역에서 공동영역이 발생하였다. 편심, L/D 와 홈폭비가 증가할수록 부하용량과 베어링 토크가 증가하였다. 그러나 꺾임각에 대하여 30 부근에서 부하용량이 최대가 되었으며 베어링 토크는 꺾임각에 대하여 일정하였다. 공동영역은 편심, L/D, 꺾임각 및 회전속도 증가하고 홈폭비가 감소할수록 높게 나타난다.

동압 유체 베어링내의 물리 현상을 정확히 해석하기 위해서는 공동현상을 포함한 연구가 필수적이다. 또한 동압 유체 베어링에서 발생하는 공동영역은 압력분포, 부하용량 및 토크등의 특성에도 영향을 주지만, 공동 영역 경계 주위에서 발생하는 기포에 의해 회전체의 회전 정밀도 및 안정성을 저하할 수 있으므로 소형 정밀 모터용 동압유체 베어링의 설계시에 이에 대한 고려를 하여야 할 것이다.

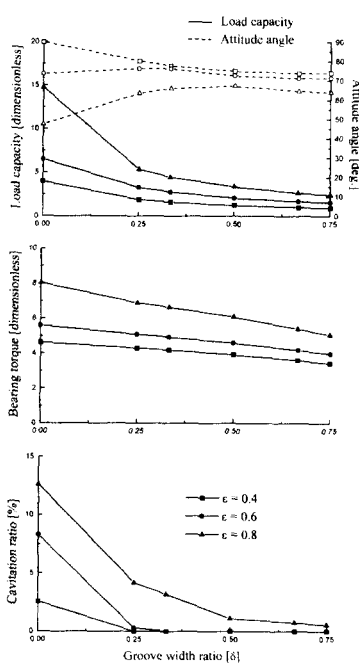


Fig. 6 Load capacity, bearing torque and cavitation ratio due to the groove width ratio

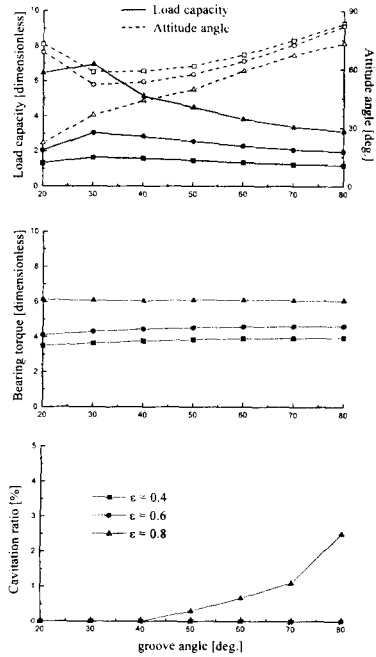


Fig. 8 Load capacity, bearing torque and cavitation ratio due to the groove angle

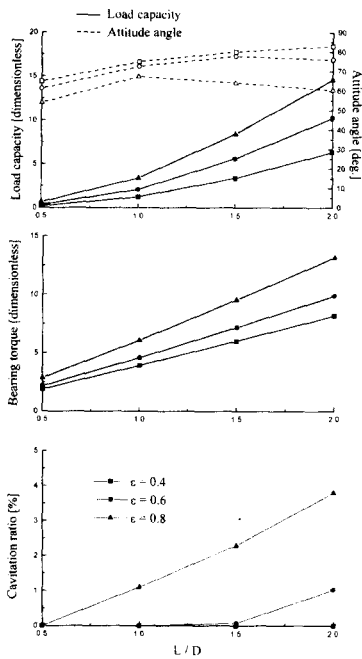


Fig. 7 Load capacity, bearing torque and cavitation ratio due to L/D

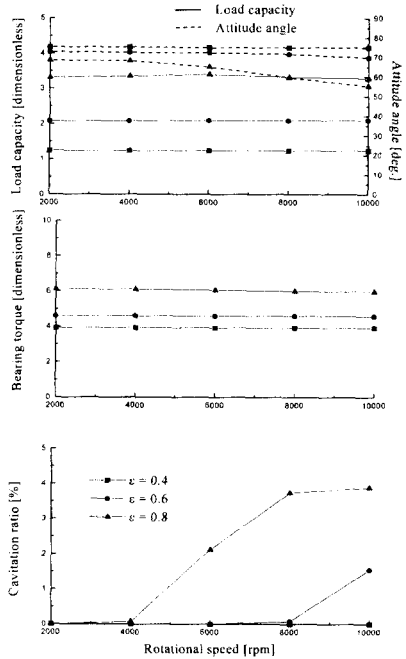


Fig. 9 Load capacity, bearing torque and cavitation ratio due to the rotational speed

후 기

본 연구는 1998 년도 학술진흥재단 과학기술 기초(기계공학 연구) 중점연구지원사업에 의하여 수행된 것으로, 이에 관계자 제위께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Bouchard, G., Lau, L., and Talk, F. E., 1987, "An Investigation of Nonrepeatable Spindle Runout," IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 23, No. 5, pp. 2760~2762.
- (2) Vijayaraghavan, D. and Keith, Jr. T. G., 1989, "Development and Evaluation of a Cavitation Algorithm," STLE Tribology Transactions, Vol. 32, pp. 225~233.
- (3) Jakobsson, B., and Floberg, L., 1957, "The Finite Journal Bearing Considering Vaporization," Chalmers Tekniska Hoegskolas Handlingar, Vol. 190, pp. 1~116.
- (4) Olsson, K. O., 1965, "Cavitation in Dynamically Loaded Bearings," Chalmers University of Technology, Goteborg.
- (5) Elrod, H. G. and Adams, M. L., 1974, "A Computer Program for Cavitation and Starvation Program," Cavitation and Related phenomena in Lubrication, Mechanical Engineering Publication, New York, pp. 33~41.
- (6) Elrod, H. G., 1981, "A Cavitation Algorithm," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 103, pp. 350~354.
- (7) Savage, M. D., 1985, "The Zero Pressure Gradient Condition," ASME Journal of Tribology, Vol. 107, pp. 252~255.
- (8) Brewster, D. E., 1986, "Theoretical Modeling of the Vapor Cavitation in Dynamically Loaded Journal Bearings," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 108, pp. 628~638.
- (9) Vijayaraghavan, D. and Keith, Jr. T. G., 1990a, "An Efficient, Robust, and Time Accurate Numerical Scheme Applied to a Cavitation Algorithm," ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 44~51.
- (10) Vijayaraghavan, D. and Keith, Jr. T. G., 1990b, "Grid Transformation and Adaption Techniques Applied to the Analysis of Cavitated Journal Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 52~59.
- (11) Bootsma, J., 1975, "Liquid-Lubricated Spiral-Groove Bearings," Phillips Research Reports-Supplements, No. 7, The Netherlands.
- (12) Zang, Y. and Hatch, M. R., 1995, "Analysis of Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using Finite-Volume Method," ASME Advances in Information Storage and Processing System, Vol. 1, pp. 71~79.
- (13) Rahman, M. and Leuthold, H., 1996, "Computer Simulation of a Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using a Finite Element Method," ASME AISPS, Vol. 2, p. 103.
- (14) 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 Journal of Tribology, Vol. 121, pp. 499~505.
- (15) Zirkelback, N. and San Andres L., 1998, "Finite Element Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings: A Parametric Study," ASME Journal of Tribology, Vol. 120, pp. 234~240.
- (16) Warming, R. F. and Beam, R. M., 1978, "An Extension of A-Stability to Alternating Direction Implicit Method," NASA TM-78537.
- (17) Morton, K. W. and Mayers, D. F., 1994, "Numerical Solution of Partial Differential Equations," Cambridge Univ. Press.
- (18) Hirs, G. G., 1965, "The Load Capacity and Stability Characteristics of Hydrodynamic Grooved Journal Bearings," ASLE Transactions, Vol. 8, pp. 296~305.