

범프마찰을 고려한 공기포일베어링의 성능해석

김영철* · 이동현** · 김경웅**

Performance Analysis of Air Foil Bearings with Bump Friction

Young-Cheol Kim*, Dong-Hyun Lee**, and Kyung-Woong Kim**

Key Words: Bump-foil(범프포일), Compliance(유연성), Damping(감쇠), Reynolds Equation(레이놀즈 방정식), Gas Foil Journal Bearing(가스포일저널베어링), Elasto-Hydrodynamic Lubrication(탄성유체윤활)

ABSTRACT

This paper presents the theoretical model to investigate the effect of Coulomb damping in the sub-structure of a foil bearing. Foil deflection is restricted by friction of bumps. Equivalent viscous damping of the bump foils is derived from the Coulomb friction. Dynamic equation of the bumps is constituted by stiffness and damping terms. This point give the difference from Heshmat's frictionless and simple compliance bump model. The fluid is modeled with the compressible Reynolds equation. A perturbation approach is used to determine the static and dynamic performance of the bearing from the coupled fluid-structural model. The analysis result shows that the static and dynamic performance is enhanced by bump friction. This analysis technique would be extended to development of a high performance bearing.

1. 서론

1.1 공기포일 베어링 개요

최근 터보기계류가 고속화, 경량화, 단순화되어 감에 따라 공기 동압 베어링을 사용하는 경우가 늘어나고 있다. 공기포일 베어링은 1970년대 Garrett Co.에서 개발하여 Boeing 727의 객실공조용 냉각터빈에 적용된 이후, Boeing 747, 757, 767, DC-10, F4, F16, F18, Falcon 2000등의 ACM (air cycle machine)에 널리 사용되고 있다. 또한 포일 베어링의 부하지지능력이 향상됨에 따라 Rocket Engine의 Turbo Pump, Textile Spindle, Cryo

-cooler, Motorized Blower, Heat Pump, Solar Chiller, Turbo Compressor 등에 적용되고 있으며, 고온 코팅 기술의 발전에 따라 항공기나 장갑차의 APU(Auxiliary Power Unit), Hybrid Car 나 발전용 소형 가스터빈이나 Turbo Charger 등에도 사용되고 있다.

공기포일 베어링은 기본적으로 공기를 이용한 동압 베어링의 형태이기 때문에 구조가 간단하고 비용이 저렴하며, 고속에서도 토크나 동력손실이 적을 뿐 아니라 환경 친화적이고 극저온이나 고온의 극한 환경에도 사용가능하다. 또한 쉽게 변형하는 포일을 사용함으로써 부하지지능력이나 감쇠를 상당히 향상시킬 수 있으며, 강성 또한 쉽게 조절 가능하기 때문에 동적 안정성을 크게 향상시킬 수 있고, 열변형, 축정렬불량, 기계적 가공오차 등에 대한 적응성을 높임으로써 사용하기에 편리하다. 이러한 포일베어링은 여러가지 형태로 개발되어 사용되고 있는데 대표적으로는 Bump-

* 한국기계연구원 회전기계연구팀

** 한국과학기술원 기계공학과

책임저자 E-mail : kyc@kimm.re.kr

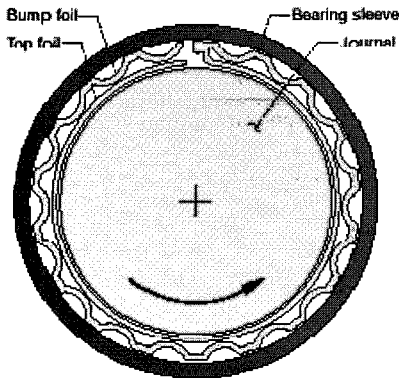


Fig. 1 Bump type AFB

type (Fig. 1 참조)과 Leaf-type의 Foil Bearing 이 있다.

1.2 선행연구 및 연구 내용

Bump type foil bearing 연구에 있어서, Walowit⁽¹⁾ 등은 지면에 마찰이 존재할 경우와 마찰이 존재하지 않을 경우에 대하여 원호의 형상을 가진 범프의 스프링 상수를 계산하는 식을 제시하였다. 범프 포일 베어링에 대한 탄성유체윤활해석 결과는 1980년대 초 Heshmat⁽²⁾에 의해 처음으로 소개되었다. 그는 포일의 강성은 윤활면에 일정 상수값으로 균일하게 분포하고, 포일의 변형은 오직 그 지점에 작용하는 압력에 의해 결정되는데, 오직 범프포일의 강성에 의해 결정된다고 가정하였다. 즉

$$U_i = \alpha P_i \quad (1)$$

여기서, α 를 범프포일의 compliance라고 말하며, 다음과 같이 정의하였다.

$$\alpha = \frac{2p_a S}{cE} \left(\frac{l_o}{t} \right)^3 (1 - \nu^2) \quad (2)$$

이러한 Heshmat의 가정은 포일베어링 해석에 가장 보편적으로 활용되어지고 있다.

Roger Ku^{(3),(4)}는 bump의 구조적 등가 강성 및 감쇠계수 예측모델을 제시하였다. 그리고 Peng^{(5),(6)} 등은 섭동법을 이용하여 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하였으며, 범프의 마찰 효과를 고찰하였다. An-

dres⁽⁷⁾은 마찰감쇠를 히스테릭감쇠로 가정하여 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하는 방법을 제시하였다.

그러나 현재까지의 연구는 감쇠를 해석하기 위한 방법이 이해하기에 너무 복잡할 뿐 아니라, 마찰계수가 베어링의 성능에 미치는 정량적인 평가가 제대로 다루어지지 않았다. 김⁽⁸⁾⁻⁽¹⁵⁾ 등은 마찰계수를 고려하지 않고 포일의 변형을 Heshmat이 제시한 모델에서부터 유한요소법으로 예측한 모델에 이르기까지 다양한 방법으로 베어링의 성능을 해석한 바 있다. 본 연구는 마찰계수 효과가 포함된 범프의 변형 운동방정식을 유도하고, 섭동법을 이용하여 베어링의 정적 및 동적 특성을 해석하고자 한다. 또한 회전속도에 따른 마찰계수의 영향에 대해서 고찰하고자 한다.

2. 범프의 변형해석 이론

2.1 마찰을 고려한 범프의 변형방정식

Fig. 2는 단일 범프의 힘-변형 관계를 설명하기 위한 개략도이다. 여기서 h_0 는 범프 높이, l_0 는 범프 길이 (half length), s_0 는 범프피치 (pitch)를 나타낸다. 범프의 형상을 원의 일부라고 가정하면, 범프의 반경 (radius) ρ_0 와 범프의 원호각 (half arc angle) ϕ_0 는 다음과 같다.

$$\rho_0 = \frac{h_0^2 + l_0^2}{2h_0} \quad (3)$$

$$\phi_0 = \sin^{-1} \frac{2h_0 l_0}{h_0^2 + l_0^2} \quad (4)$$

이 범프의 수직 및 수평방향으로의 변형 u_i, v_i 는 다

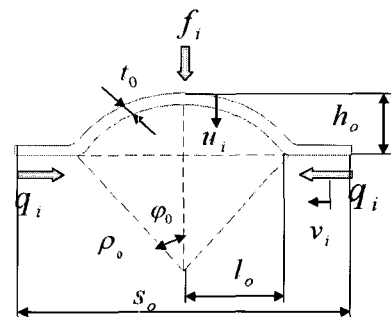


Fig. 2 Single bump configuration

음과 같이 표현되어진다⁽⁵⁾.

$$u_i = \frac{\rho_0^3}{EI} \left[I_1 \frac{f_i}{2} - I_2 q_i \right] \quad (5)$$

$$v_i = \frac{\rho_0^3}{EI} \left[I_3 q_i - I_2 \frac{f_i}{2} \right] \quad (6)$$

이때 적분상수 I_1, I_2, I_3 은 다음 식으로 주어지고 범프 원호각 φ_0 의 함수로 표현되어진다.

$$I_1 = \varphi_0 - 2\sin\varphi_0 + \frac{3}{4}\sin 2\varphi_0 - \frac{1}{2}\varphi_0 \cos 2\varphi_0 \quad (7)$$

$$I_2 = -\frac{1}{4} + \cos\varphi_0 - \frac{3}{4}\cos 2\varphi_0 - \frac{1}{2}\varphi_0 \sin 2\varphi_0 \quad (8)$$

$$I_3 = \varphi_0 - \frac{3}{4}\sin 2\varphi_0 + \frac{1}{2}\varphi_0 \cos 2\varphi_0 \quad (9)$$

식 (5)와 (6)은 다음 식 (10)~(14)를 이용하여 무차원화 할 수 있다.

$$p_i = p_a P_i \quad (10)$$

$$f_i = w_0 s_0 p_i = w_0 s_0 p_a P_i \quad (11)$$

$$q_i = \frac{\mu f_i}{2} = \frac{\mu w_0 s_0 p_a P_i}{2} \quad (12)$$

$$u_i = c U_i \quad (13)$$

$$v_i = c V_i \quad (14)$$

여기서 p_a 는 대기압, μ 는 범프의 동마찰계수, c 는 베어링간극 (clearance)를 나타낸다. 따라서 무차원화 된 범프의 힘-변형관계식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$U_i = (\alpha_{vp} + \alpha_{vf}) P_i \quad (15)$$

$$V_i = (\alpha_{vp} + \alpha_{vf}) P_i \quad (16)$$

여기서,

$$\alpha_{up} = \frac{\rho_0^3 w_0 s_0 p_a}{2EIc} I_1 \quad (17)$$

$$\alpha_{uf} = -\frac{\rho_0^3 w_0 s_0 p_a \mu}{2EIc} I_2 \quad (18)$$

$$\alpha_{vp} = -\frac{\rho_0^3 w_0 s_0 p_a}{2EIc} I_2 \quad (19)$$

$$\alpha_{vf} = \frac{\rho_0^3 w_0 s_0 p_a \mu}{2EIc} I_3 \quad (20)$$

식 (15)와 (16)으로부터 마찰계수가 커짐에 따라 범프의 수직 및 수평방향 변형량은 줄어들고 범프의 강성이 증가함을 알 수 있다.

2.2 범프의 운동방정식

범프의 마찰에 의한 강성 및 감쇠력을 평가하기 위해, Fig. 3과 같이 질량을 무시하고 강성계수와 점성 감쇠계수를 가진 등가 동적시스템으로 표현하였다. 따라서 범프의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$P = K_b U + C_b \dot{U} \quad (21)$$

이때 범프의 등가 강성계수는 식 (15)에 의해 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$K_b = \frac{P}{U} = \frac{1}{(\alpha_{up} + \alpha_{uf})} \quad (22)$$

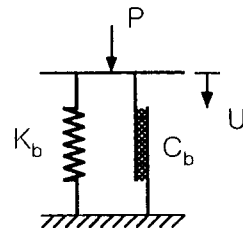


Fig. 3 Dynamic model of bumps

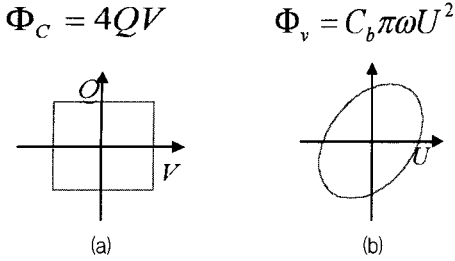


Fig. 4 Equivalent damping of coulomb friction : (a) coulomb damping and (b) viscous damping

또한 범프의 등가 감쇠계수는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 Coulomb 마찰에 의한 소산에너지를 점성 감쇠 에너지와 등가로 두므로써 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$C_b = -\frac{4QV}{\pi\omega U^2} = -\frac{2\mu(\alpha_{vp} + \alpha_{vf})}{\pi\omega(\alpha_{up} + \alpha_{uf})^2} \quad (23)$$

3. 범프포일 베어링 성능해석 이론

3.1 탄성-유체윤활 방정식

범프포일 베어링은 구조역학적인 거동과 공기역학 거동이 연성되어 있는 비선형적 탄성유체윤활 거동을 가진다. Fig. 5와 같은 좌표계에서 공기윤활막에 대한 지배방정식은 레이놀즈 방정식 (Reynolds equation) 으로 표현한다.

$$\frac{\partial}{\partial\theta} \left(PH\dot{\theta} \frac{\partial P}{\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial\xi} \left(PH\dot{\xi} \frac{\partial P}{\partial\xi} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial\theta} (PH) + 2\Lambda \frac{\partial}{\partial r} (PH) \quad (24)$$

이 때 무차원화된 유막 두께 H와 베어링수 Λ 는 각각 다음과 같이 정의되어진다.

$$H = 1 + \epsilon \cos(\theta - \phi) + U \quad (25)$$

$$\Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R}{c} \right)^2 \quad (26)$$

즉, 식 (25)의 유막 두께 H는 축의 기하학적 형상에 의한 부분과 식 (15)의 포일의 변형에 의한 부분

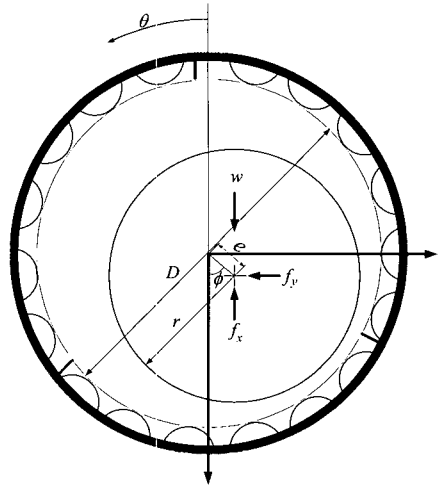


Fig. 5 Coordinate system of AFB

으로 구성된다.

3.2 섭동방정식

식 (21)과 (24), (25)를 풀어 베어링의 정적 및 동적 성능해석을 하기 위해 다음과 같이 압력, 공기막 두께, 포일 변형에 대한 섭동식을 적용하였다.

$$P = P_o + P_x\Delta X + P_y\Delta Y + P_x\Delta\dot{X} + P_y\Delta\dot{Y} \quad (27)$$

$$H = H_o + H_x\Delta X + H_y\Delta Y + H_x\Delta\dot{X} + H_y\Delta\dot{Y} \quad (28)$$

$$U = U_o + U_x\Delta X + U_y\Delta Y + U_x\Delta\dot{X} + U_y\Delta\dot{Y} \quad (29)$$

정상상태에서의 레이놀즈 방정식과 범프변형 방정식, 그리고 공기막과 범프 변형과의 관계식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial\theta} \left(P_o H_o \dot{\theta} \frac{\partial P_o}{\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial\xi} \left(P_o H_o \dot{\xi} \frac{\partial P_o}{\partial\xi} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial\theta} (P_o H_o) \quad (30)$$

$$U_o = \frac{P_o}{K_b} \quad (31)$$

$$H_o = 1 + \epsilon_o \cos(\theta - \phi_o) + U_o \quad (32)$$

x방향 축 변위에 대한 섭동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_x}{\partial \theta} + P_x H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + 3P_0 H_0^2 H_x \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_x}{\partial \xi} + P_x H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \xi} + 3P_0 H_0^2 H_x \frac{\partial P_0}{\partial \xi} \right) \\ & = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 H_x + P_x H_0) - 2\Lambda (P_x H_0 + P_0 H_x) \end{aligned} \quad (33)$$

$$U_x = \frac{K_b P_x + C_b P_x}{K_b^2 + C_b^2} \quad (34)$$

$$H_x = U_x + \cos \theta \quad (35)$$

x방향 축 속도에 대한 섭동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_x}{\partial \theta} + P_x H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + 3P_0 H_0^2 H_x \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_x}{\partial \xi} + P_x H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \xi} + 3P_0 H_0^2 H_x \frac{\partial P_0}{\partial \xi} \right) \\ & = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 H_x + P_x H_0) + 2\Lambda (P_x H_0 + P_0 H_x) \end{aligned} \quad (36)$$

$$U_{\dot{x}} = \frac{K_b P_{\dot{x}} - C_b P_x}{K_b^2 + C_b^2} \quad (37)$$

$$H_{\dot{x}} = U_{\dot{x}} \quad (38)$$

y방향 축 변위에 대한 섭동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_y}{\partial \theta} + P_y H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + 3P_0 H_0^2 H_y \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_y}{\partial \xi} + P_y H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \xi} + 3P_0 H_0^2 H_y \frac{\partial P_0}{\partial \xi} \right) \\ & = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 H_y + P_y H_0) - 2\Lambda (P_y H_0 + P_0 H_y) \end{aligned} \quad (39)$$

$$U_y = \frac{K_b P_y + C_b P_y}{K_b^2 + C_b^2} \quad (40)$$

$$H_y = U_y + \sin \theta \quad (41)$$

y방향 축 속도에 대한 섭동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_y}{\partial \theta} + P_y H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + 3P_0 H_0^2 H_y \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_y}{\partial \xi} + P_y H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \xi} + 3P_0 H_0^2 H_y \frac{\partial P_0}{\partial \xi} \right) \\ & = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 H_y + P_y H_0) + 2\Lambda (P_y H_0 + P_0 H_y) \end{aligned} \quad (42)$$

$$U_y = \frac{K_b P_y - C_b P_y}{K_b^2 + C_b^2} \quad (43)$$

$$H_y = U_y \quad (44)$$

정상상태 무차원 하중은 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} W_x \\ W_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_x \\ 0 \end{Bmatrix} = - \int_{\xi} \int_{\theta} \begin{Bmatrix} (P_0 - 1) \cos \theta \\ (P_0 - 1) \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \quad (45)$$

여기서, 하중 w 는 다음에 의해 구한다.

$$W = \frac{w}{p_a R^2} \quad (46)$$

무차원 강성계수는 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{Bmatrix} = - \int_{\xi} \int_{\theta} \begin{Bmatrix} P_x \cos \theta & P_y \cos \theta \\ P_x \sin \theta & P_y \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \quad (47)$$

여기서, 베어링 강성계수 k_{ij} 는 다음에 의해 구한다.

$$K_{ij} = \frac{ck_{ij}}{p_a R^2} \quad (48)$$

무차원 감쇠계수는 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{Bmatrix} = - \int_{\xi} \int_{\theta} \begin{Bmatrix} P_x \cos \theta & P_y \cos \theta \\ P_x \sin \theta & P_y \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \quad (49)$$

여기서, 베어링 감쇠계수 c_{ij} 는 다음에 의해 구한다.

$$C_{ij} = \frac{c\omega c_{ij}}{p_a R^2} \quad (50)$$

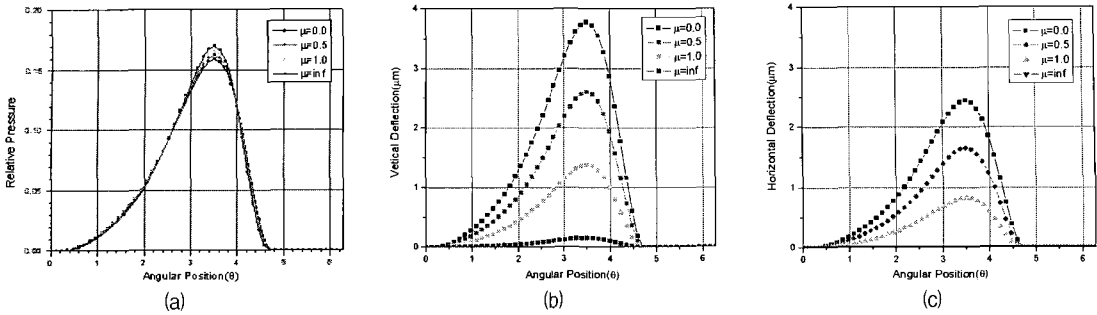


Fig. 6 Foil bearing analysis results at 20000rpm : (a) pressure distribution at axial centerline, (b) vertical deflection distribution at axial centerline and (c) horizontal deflection distribution at axial centerline

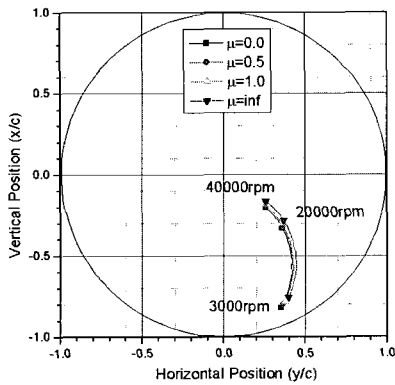


Fig. 7 Friction effects on rotor locus

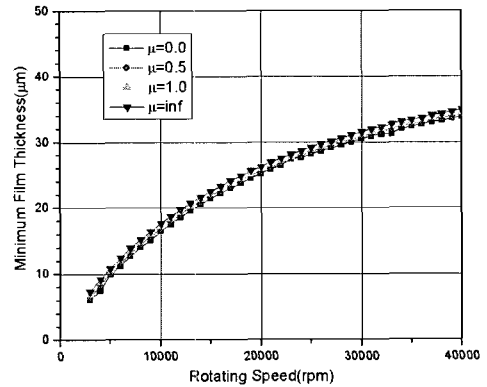


Fig. 8 Friction effects on minimum film thickness

4. 해석결과

4.1 해석모델

식 (30)~(44)를 풀기 위해 유한차분법을 이용하였다. Table 1은 베어링과 Bump의 해석모델을 나타낸다. Bump의 소재는 SUS304이다. 해석은 3,000~40,000 rpm으로 회전할 때 마찰계수를 변화시키면서 마찰계수의 효과를 고찰하였다.

4.2 압력분포 및 범프 변형

Fig. 6은 마찰계수 변화에 따른 축방향 중심위치에

Table 1 Design specifications of AFB

Bearing Parameter		Bump Parameters	
Diameter(mm)	50	Height(mm)	0.5
Axial Length(mm)	50	Half Length(mm)	1
Clearance(mm)	0.05	Thickness(mm)	0.05
Load(N)	20	Pitch(mm)	3

서의 압력분포 및 범프의 변형량을 나타낸 것이다. Fig. 6(a)로부터 마찰계수가 커질수록 최고 압력치가 높게 나타남을 볼 수 있으며 부하능력이 향상될 것을 기대할 수 있다. Figs. 6(b)와 (c)로부터 마찰계수가 커질수록 범프의 변형은 줄어들고 강성은 증가함을 확인할 수 있다.

4.3 정적 성능해석 결과

Figs. 7과 8은 마찰계수 변화에 따른 정적성능 해석결과를 나타낸다. Fig. 7로부터 마찰계수가 커질수록 편심률 (eccentricity)이 작아지고 자세각 (attitude angle)이 커지는 것을 볼 수 있다. Fig. 8로부터 마찰계수가 커질수록 최소유막두께 (minimum film thickness)가 커지는 것을 확인할 수 있다. 따라서 마찰계수에 의해 축의 부상속도가 향상되어지고 더 큰 하중을 지지하게 됨을 알 수 있다.

4.4 동적 성능해석 결과

Figs. 9와 10은 마찰계수 변화에 따른 동적성능

범프마찰을 고려한 공기포일베어링의 성능해석

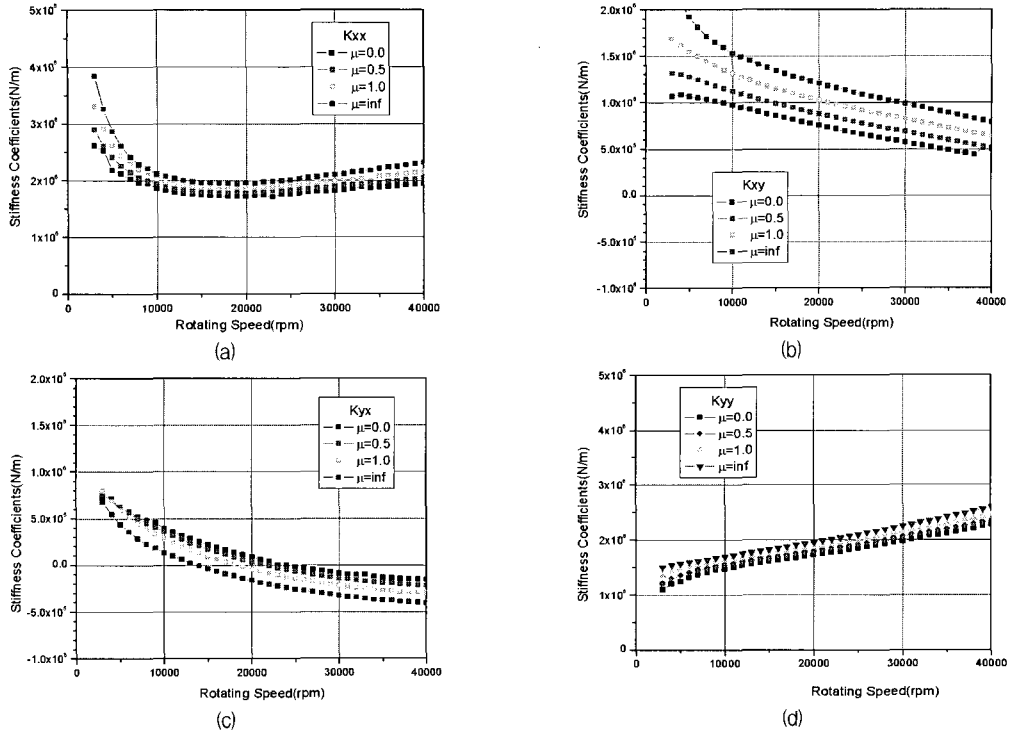


Fig. 9 Friction effects on stiffness coefficients : (a) k_{xx} , (b) k_{xy} , (c) k_{yx} and (d) k_{yy}

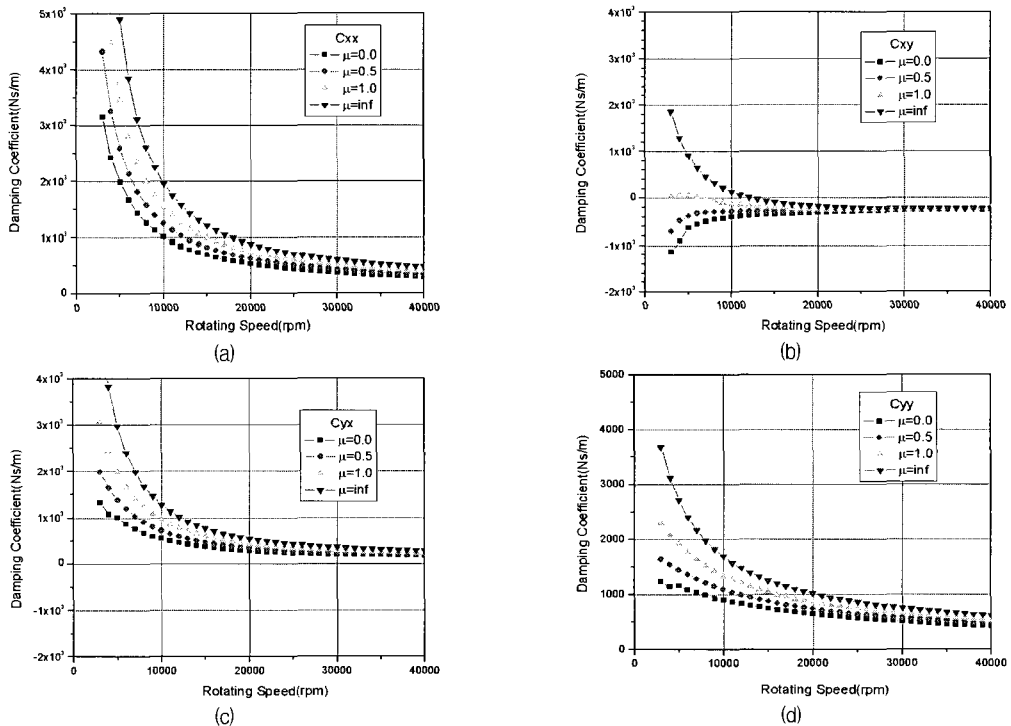


Fig. 10 Friction effects on damping coefficients : (a) c_{xx} , (b) c_{xy} , (c) c_{yx} and (d) c_{yy}

해석결과를 나타낸다. Figs. 9와 10으로부터 마찰계수가 커질수록 베어링의 강성치와 감쇠치가 더 커지게 됨을 볼 수 있다. 범프와 하우징과의 마찰은 범프의 강성과 감쇠를 향상시키게 되고, 결과적으로 축계의 안정성을 향상시키는 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 마찰을 고려하지 않은 Heshmat의 해석모델을 확장하여, 마찰을 고려한 범프의 변형방정식 및 운동방정식을 유도하였다.
- 2) 범프마찰을 고려한 베어링의 탄성유체윤활 지배방정식을 유도하였다. 섭동법을 이용하여 압력, 공기막두께, 포일 변형에 대한 관계식을 유도하였다.
- 3) 유한차분법을 이용하여 범프포일 베어링에 대한 탄성유체윤활성능 해석프로그램을 작성하였다.
- 4) 정적성능해석결과 마찰계수에 의해 축의 부상속도가 향상되어지고 더 큰 하중을 지지하게 됨을 확인하였다.
- 5) 동적성능해석결과 마찰계수에 의해 범프의 강성, 감쇠 및 안정성이 향상됨을 확인하였다.
- 6) 이 해석방법은 향후 이중범프포일 베어링을 개발하는데 활용되어질 예정이다.

후 기

본 연구는 산업자원부 중기거점/차세대신기술 개발사업의 일환으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Walowit, J.A., Anno, 1975, "Modern Development of Lubrication Mechanics," Applied Science Publishers, Ltd., London.
- (2) Heshmat, H., Walowit, J.A., Pinkus, O, 1983, "Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings" ASME J. Lubrication Technology, pp. 647~655.

- (3) C.-P. Roger Ku and Heshmat, H., 1994, "Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearings : Theoretical Considerations," Tribology Transactions, Vol. 37. pp. 525~533.
- (4) C.-P. Roger Ku and Heshmat, H., 1994, "Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearings : Parametric Studies," Tribology Transactions, Vol. 37, pp. 455~462.
- (5) Peng, J.P. and Carpino, M., 1993, "Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings," ASME J. Tribology, Vol. 115, pp. 20~27.
- (6) Peng, J.P. and Carpino, M., 1994, "Coulomb Friction Damping Effects in Elastically Supported Gas Foil Bearings," Tribology Transactions, Vol. 37, pp. 91~98.
- (7) Andres, L.S., 1995, "Turbulent Flow Foil Bearings for Cryogenic Applications," ASME J. Tribology, Vol. 117, pp. 185~195
- (8) 김영철, 한정완, 김경웅, 2003, "가스포일 저널 베어링 및 스톱스베어링의 성능해석," 한국윤활학회 37회 추계학술대회논문집, pp. 267~272.
- (9) 김영철, 한정완, 김경웅, 김수용, 2003, "공기포일 베어링에 지지된 마이크로가스터빈의 회전체동역학적 설계," 2003 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 662~667
- (10) 김영철, 이동현, 김경웅, 2004, "범프포일 베어링의 탄성유체윤활 특성," 2004 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 98~103.
- (11) 김영철, 이동현, 김경웅, 2004, "범프 포일의 compliance가 포일저널 베어링의 성능에 미치는 영향," 제 3회 한국유체공학 학술대회 논문초록집, pp. 755~758.
- (12) 이동현, 김영철, 김경웅, 2004, "범프포일 강성 변화에 대한 포일저널 베어링의 정적, 동적 성능해석," 한국윤활학회지, 20권 5호 pp. 245~251.
- (13) 이동현, 김영철, 김경웅, 2005, "범프포일의 3

차원 형상을 고려한 공기 포일저널 베어링의 정 특성해석,” 한국윤활학회 40회 춘계학술대회논문집, pp. 85~90.

- (14) Lee, D.H., Kim, Y.C., and Kim, K.W., 2005, “The Static Performance Analysis of Air Foil Journal Bearings Considering Three-Dimensional Structure of Bump Foil,” Proceedings of World Tribology Congress 2005, WTC2005-63728, Washington, D.C., September, Washington, D.C., USA.
- (15) Lee, D.H., Kim, Y.C., and Kim, K.W., 2005, “Influence of Coulomb Damping on the Air Foil Journal Bearing Performance,” The 1st International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology, THB-105, June, Seoul.