

가스포일 저널베어링 및 스러스트베어링의 성능해석

김 영 철*, 한 정 완**, 김 경 웅**

* 한국기계연구원 회전체연구그룹

** 한국과학기술원 기계공학과

Performance Analysis of Gas Foil Journal & Thrust Bearings

Young-Cheol Kim*, Jeong-Wan Han**, Kyung-Woong Kim**

* Rotordynamics group, KIMM

** Department of Mechanical Engineering, KAIST

ABSTRACT This paper presents a performance analysis model of corrugated bump foil bearings. The analyses for not only 1st generation bump foil journal bearings but also bump foil thrust bearings are performed. Static performances such as load capacity, attitude angle, pressure distribution, foil deflection, and film thickness are accurately estimated by using soft elasto-hydrodynamic analysis technique and finite difference numerical method. Also dynamic performances such as stiffness coefficients and damping coefficients are estimated by perturbation method. The analysis technique may be applicable to rotordynamic analysis, stability analysis, and optimized bearing design.

Key Words Gas Foil Bearing, Bump Foil, Journal Bearing, Thrust Bearing, Load Capacity, Dynamic Coefficients

1. 서 론

최근 터보기계류는 고속화, 경량화, 단순화되어 가는 추세에 있으며, 이에 따라 가스 동압 베어링(hydrodynamic gas bearing)을 사용하는 경우가 늘어나고 있다. 최초의 가스포일베어링(gas foil bearing)은 1970년대 Garrett Co.에서 개발하여 Boeing 727의 객실공조용 냉각터빈에 적용되었으며, 이후 항공기용 ACM(air cycle machine)에 사용되고 있다. 점차적으로 Foil Bearing의 부하지지능력이 향상됨에 따라 Turbo Pump, Textile Spindle, Cryocooler, Motorized Blower, Heat Pump, Solar Chiller, Turbo Compressor, Micro Gas Turbine, Turbo Charger등에도 사용되고 있다.

가스포일베어링은 근본적으로 동압베어링이므로 구조가 간단하고 비용이 저렴하며, 고속에서도 토크나 동력손실이 적다. 또한 환경 친화적이기 때문에 작동매체를 그대로 윤활제(Lubricant)로 사용할 수 있으며 극저온이나 고온의 극한 환경에도 사용가능하다. 또 가스포일베어링은 일반 공기

동압베어링에 비해 부하지지능력이나 감쇠를 상당히 향상시킬 수 있으며, 강성 또한 쉽게 조절 가능하기 때문에 동적 안정성을 크게 향상시킬 수 있다. 또한 열변형, 정렬불량(misalignment), 기계적 가공오차 등 기계적 변형에 대한 적응성(conformability)이 좋아 사용하기에 편리하다.

그런데 가스포일베어링은 저속영역에서는 고체마찰을 피할 수가 없으므로, 저속에서 저널과 베어링사이의 마찰계수를 줄이고 베어링의 신뢰성이나 내구성을 향상시키기 위해서 MoS₂와 같은 고체 마찰제(Solid Lubricant)로 베어링 표면을 코팅하게 된다.

일반적으로 1세대 가스포일 베어링은 원주방향이나 축방향으로 균일한(uniform) 지지강성을 가진다. 본 연구에서는 1세대 가스포일베어링에 대한 성능해석 프로그램을 개발하였다. 포일의 탄성변형을 고려한 soft EHL 해석을 수행함으로써, 범프포일 저널베어링과 범프포일 스러스트베어링에 대하여 각각 정적 및 동적 성능을 예측하고 설계에 활용할 수 있도록 하였다.

2. 저널베어링의 성능해석

2.1 해석 이론

Fig. 1은 가스포일 저널베어링의 해석모델을 나타낸다. 저널베어링을 해석할 때 고려되는 설계변수는 패드의 수, 패드 선단(Leading Edge)의 각위치(Angular Position), 패드의 컴플라이언스(compliance, α), 베어링수(Bearing Number, Λ_j), 길이와 폭 비(L/D) 등이다. 해석의 편의상 하중방향은 자중방향($\theta = 0^\circ$)으로, 회전방향은 블록이 있는 쪽이 선단이 되도록 설정하여 해석하였다.

해석을 위해 다음의 가정과 같은 가정을 하였다. ① Foil의 질량을 무시한다. ② 공기는 이상기체이다. ③ 공기막의 온도는 일정하다. ④ Bump Foil이 균일하게 분포되어 있다. ⑤ Top Foil의 굽힘강성은 무시한다. ⑥ 대기압 이하로 압력이 내려가지 않는다.

가스포일 저널베어링의 지배방정식은 다음과 같은 무차원 레이놀즈방정식(Dimensionless Reynolds Equation)으로 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{r}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \Lambda_j \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) + 2\Lambda_j \gamma \frac{\partial}{\partial T} (PH) \quad (1)$$

이 때 무차원 변수는 다음과 같다.

$$P = \frac{p}{p_a} \quad H = \frac{h}{c} \quad Z = \frac{z}{L} \quad (2)$$

$$\Lambda_j = \frac{6\eta\omega r^2}{p_a c^2} \quad \gamma = \frac{\nu}{\omega} \quad T = \nu t$$

이 방정식의 해를 구하기 위한 경계조건은 다음과 같다. ① 축방향의 끝단($L = \pm \frac{1}{2}$)에서의 압력은 대기압($P = 1$)이다. ② 선단(Leading Edge)에서의 압력은 대기압($P = 1$)이다. ③ 후단(Trailing Edge)에서의 압력은 대기압($P = 1$)이고, 대기압보다 낮은 압력이 발생할 가능성이 있는 위치(여기서부터 일정한 공기막두께가 유지된다고 가정)에서는 레이놀즈 경계조건($\frac{\partial P}{\partial \theta} = 0, P = 1$)을 만족한다.

이상의 경계조건과 가정을 이용하여 다음과 같은 공기막 두께 조건식을 유도할 수 있다.

① $P > 1$ 인 경우,

$$H = 1 + \varepsilon \cos(\theta - \phi) + \alpha(P - 1) \quad (3)$$

여기서, 저널의 편심률 ε (eccentricity)과 포일의 컴플라이언스 α (compliance)는 다음과 같이 각각 정의되어진다.

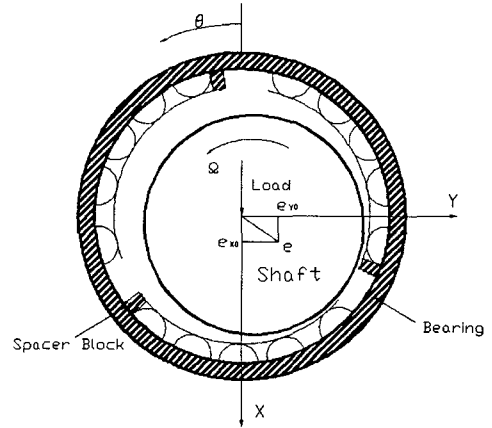


Fig. 1 Gas Foil Journal Bearing Analysis Model

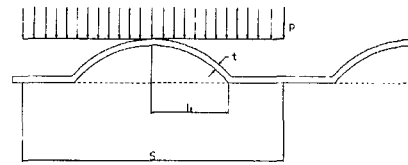


Fig. 2 Bump Configuration

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{2p_a s}{cE} \left(\frac{l_0}{t} \right)^3 (1 - \nu^2) \quad (5)$$

이때, 포일의 컴플라이언스를 결정하는 각 파라미터는 Fig. 2에서 정의된다.

② $P = 1$ 인 경우,

$$H = H_R \quad (6)$$

여기서, H_R 은 레이놀즈 경계조건이 만족하는 지점에서의 공기막두께이다.

식 (1)의 레이놀즈방정식을 이용하여 정적 및 동적해석을 수행하기 위하여 다음과 같은 공기막두께와 압력에 대한 섭동식을 적용함으로써 섭동 미분방정식을 유도할 수 있다.

$$H = H_o + H_X \Delta H + H_X \Delta X + H_X \Delta \dot{X} + H_Y \Delta \dot{Y} \quad (7)$$

$$P = P_o + P_X \Delta X + P_Y \Delta Y + P_X \Delta \dot{X} + P_Y \Delta \dot{Y} \quad (8)$$

이와 같이 유도한 섭동방정식을 수치적으로 풀기 위해 유한차분법(Finite Difference Method)을 이용하였다.

무차원 하중은 정상압력분포 P_o 를 적분하여 구할 수 있다.

$$W = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \quad (9)$$

이 때,

$$F_X = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} (P_o - 1) \cos\theta d\theta dZ \quad (10)$$

$$F_Y = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} (P_o - 1) \sin\theta d\theta dZ$$

이때 무차원 하중은 다음과 같이 정의된다.

$$W = \frac{w}{p_a r^2} \quad (11)$$

무차원 강성계수는 압력변동분 P_X, P_Y 을 적분하여 구할 수 있다.

$$K_{XX} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_X \cos\theta d\theta dZ \quad (12)$$

$$K_{YX} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_X \sin\theta d\theta dZ$$

$$K_{XY} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_Y \cos\theta d\theta dZ$$

$$K_{YY} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_Y \sin\theta d\theta dZ$$

이때 무차원 강성계수는 다음과 같이 정의된다.

$$K_{ij} = \frac{c}{p_a r^2} k_{ij} \quad i, j = x, y \quad (13)$$

무차원 감쇠계수는 압력변동분 $P_{\dot{X}}, P_{\dot{Y}}$ 을 적분하여 구할 수 있다.

$$C_{XX} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_{\dot{X}} \cos\theta d\theta dZ \quad (14)$$

$$C_{YX} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_{\dot{X}} \sin\theta d\theta dZ$$

$$C_{XY} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_{\dot{Y}} \cos\theta d\theta dZ$$

$$C_{YY} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_{\dot{Y}} \sin\theta d\theta dZ$$

이때 무차원 감쇠계수는 다음과 같이 정의된다.

$$C_{ij} = \frac{c}{p_a r^2} c_{ij} \quad i, j = x, y \quad (15)$$

2.2 해석 결과

가스포일 베어링의 정특성 및 동특성은 패드 개수 n , 편심률 ϵ , 범프포일의 컴플라이언스(Compliance) α 및 베어링수 Λ_j 에 따라 달라진다. 이때 편심률 ϵ 은 포일이 변형되기 전의 상태를 기준으로 정의한다.

해석결과의 한 예로서 본 연구에서는 패드의 개수가 3개이고 $\Lambda_j = 3.0$ 인 경우에 대한 해석 결과를 제시하고자 한다. 해석에서 패드 선단의 각위치는 $0^\circ, 120^\circ, 240^\circ$ 이고, 길이와 폭 비는 1로 설정하였다.

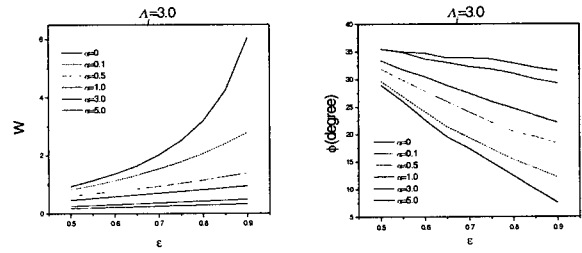
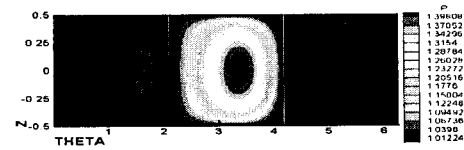
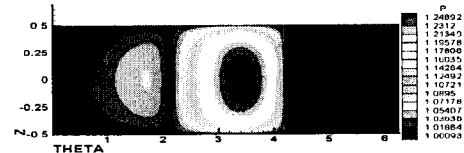


Fig. 3 Dimensionless Load and Attitude Angle

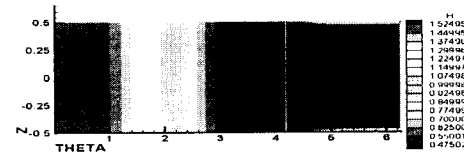


(a) $\epsilon = 0.60, \alpha = 0, \Lambda_j = 3.0$

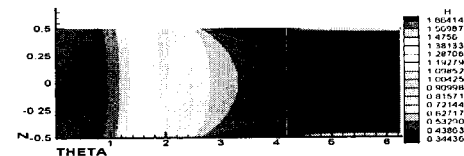


(b) $\epsilon = 0.75, \alpha = 1, \Lambda_j = 3.0$

Fig. 4 Pressure Distribution



(a) $\epsilon = 0.60, \alpha = 0, \Lambda_j = 3.0$



(b) $\epsilon = 0.75, \alpha = 1, \Lambda_j = 3.0$

Fig. 5 Gas Film Thickness

Fig. 3은 무차원 하중과 편심각을 컴플라이언스의 변화에 따라 계산한 결과이다. 해석결과 편심률이 증가할수록 부하지능은 커지고 편심각은 감소함을 볼 수 있다. 반면 동일한 편심률에 대하여 컴플라이언스가 증가할수록 부하지능은 작아지는 경향을 볼 수 있는데, 이는 압력발생에 따른 포일의 처짐에 의해 공기막 두께가 커지기 때문으로 판단된다.

Fig. 4~5는 Fig. 4에서 동일한 부하지능력을 가지는 두 가지 조건에 대해 각각 압력분포와 공기막두께를 그린 것으로, Fig. 4(a)와 5(a)는 강제베어링($\alpha = 0$)이 $\epsilon = 0.60$ 일 때에 해당하고, Fig. 4(b)는 $\alpha = 1$ 인 포일베어링이 $\epsilon = 0.75$ 일 때에 해당한다. Fig. 4로부터 $\alpha = 1$ 인 경우에 보다 넓은 범위에 걸쳐 압력이 발생하고, 최대압력은 $\alpha = 0$ 인 경우에 더 크게 발생함을 볼 수 있다. Fig. 5

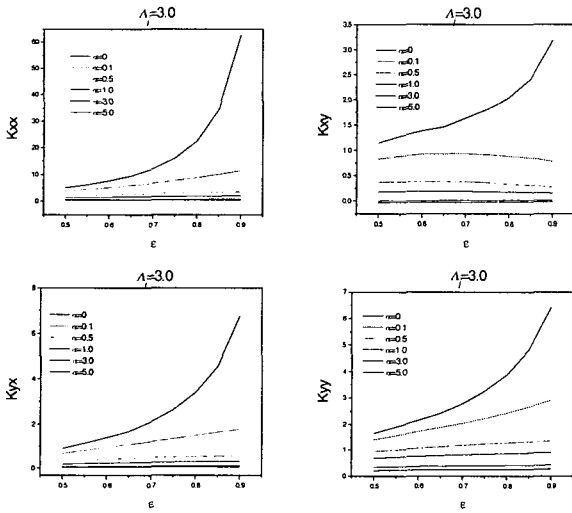


Fig. 6 Dimensionless Stiffness Coefficient

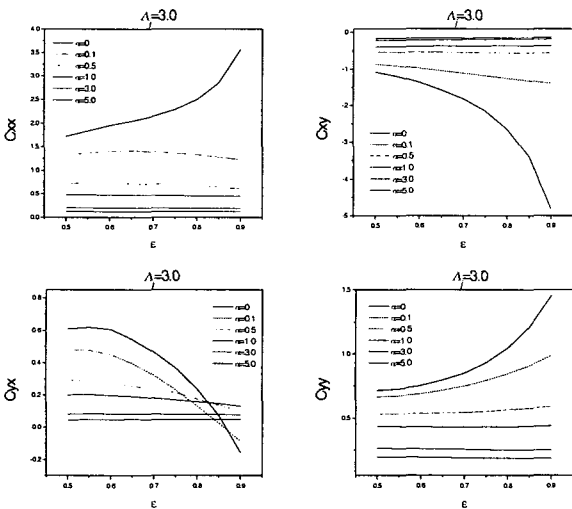


Fig. 7 Dimensionless Damping Coefficient

에서 $z = 0$ 에서의 최소공기막두께를 관찰하면, $\alpha = 0$ 인 경우 $H_{\min} = 0.48$ 이고 $\alpha = 1$ 인 경우 $H_{\min} = 0.53$ 임을 알 수 있으며, 결국 $\alpha = 1$ 인 경우의 최소공기막두께가 더 크음을 알 수 있다.

Fig. 6~7은 강성계수와 감쇠계수를 컴플라이언스의 변화에 따라 계산한 결과이다. 해석결과 편심률이 증가할수록 직강성계수 및 연성강성계수 모두 커지는 경향을 보인다. 반면 동일한 편심률에 대하여 컴플라이언스가 커져감에 따라 베어링의 강성과 감쇠값이 점점 작아지는데, 이는 컴플라이언스가 큰 경우에는 기체막에 의한 강성 및 감쇠값 보다는 범프포일에서의 강성과 감쇠가 지배적이 되기 때문이다.

3. 스러스트베어링의 성능해석

3.1 해석 이론

Fig. 8은 가스포일 스러스트베어링의 형상을 나타낸 것으로, 각 패드는 경사진 도입부를 가진 Top Foil과 그 Top Foil을 지지하는 Bump Foil로 이루어져 있다. Fig. 9는 스러스트베어링의 해석모델을 나타낸다. 스러스트베어링을 해석할 때 고려되는 설계변수는 패드의 수 및 pad의 각도 (β), 패드의 컴플라이언스(compliance, α), 베어링수(Bearing Number, A_t), 베어링의 내경과 외경의 비(R_1/R_2), 베어링과 축의 간격(h_1/h_2) 등이다. 해석에 사용한 가정은 저널

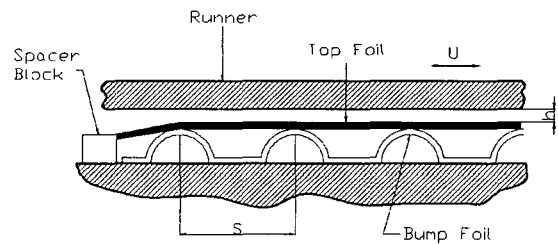


Fig. 8 Gas Foil Thrust Bearing

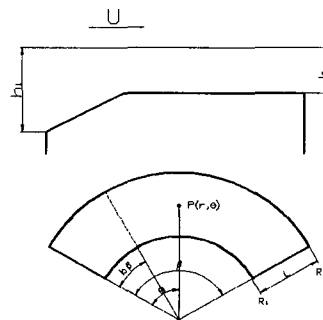


Fig. 9 Gas Foil Thrust Bearing Analysis Model

베어링의 경우와 동일하다.

가스포일 스텔스트베어링의 지배방정식은 다음과 같은 무차원 레이놀즈방정식으로 표현된다.

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial r} \left(RPH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \Lambda_t \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) + 2\Lambda_t \gamma \frac{\partial}{\partial T} (PH) \quad (16)$$

이 때 무차원 변수는 다음과 같다.

$$P = \frac{p}{p_a} \quad H = \frac{h}{h_2} \quad Z = \frac{z}{h_2} \quad R = \frac{r}{R_2} \quad (17)$$

$$\Lambda_j = \frac{6\eta\omega R_2^2}{p_a h_2^2} \quad \gamma = \frac{v}{\omega} \quad T = vt$$

이 방정식의 해를 구하기 위한 경계조건은 다음과 같다. ① 반경방향의 끝단($R = \frac{R_1}{R_2}, R = 1$)은 대기압($P = 1$)이다.

② 원주방향의 끝단($\theta = 0, \theta = \beta$)에서는 대기압($P = 1$)이다.

이상의 경계조건과 가정을 이용하여 다음과 같은 공기막두께 조건식을 유도할 수 있다.

$$H = 1 + G(R, \theta) + \alpha(P - 1) \quad (18)$$

여기서, G 는 도입부의 경사부를 표현한 것으로 다음과 같이 정의되어진다.

$$G(R, \theta) = \begin{cases} (H_1 - 1) \left(1 - \frac{\theta}{b\beta}\right) & 0 < \theta < b\beta \\ 0 & b\beta < \theta < \beta \end{cases} \quad (19)$$

그리고 포일의 컴플라이언스는 다음과 같이 정의되어진다.

$$\alpha = \frac{2p_o s}{h_2 E} \left(\frac{l_0}{t} \right)^3 (1 - \nu^2) \quad (20)$$

식 (16)의 레이놀즈방정식을 이용하여 정적 및 동적해석을 수행하기 위하여 다음의 공기막두께와 압력에 대한 섭동식을 적용함으로써 섭동 미분방정식을 유도할 수 있다.

$$H = H_o + H_z \Delta H + H_z \Delta \dot{Z} \quad (21)$$

$$P = P_o + P_z \Delta Z + P_z \Delta \dot{Z} \quad (22)$$

이와 같이 유도한 섭동방정식을 수치적으로 풀기 위해 유한차분법을 이용하였다.

무차원 하중은 정상압력분포 P_o 를 적분하여 구할 수 있다.

$$W = \int_{R_1/R_2}^1 \int_0^\beta (P_o - 1) R d\theta dR \quad (23)$$

이때 무차원 하중은 다음과 같이 정의된다.

$$W = \frac{w}{p_a R_2^2} \quad (24)$$

무차원 강성계수는 압력변동분 P_z 를 적분하여 구할 수 있다.

$$K_Z = \int_{R_1/R_2}^1 \int_0^\beta P_z R d\theta dR \quad (25)$$

이때 무차원 강성계수는 다음과 같이 정의된다.

$$K_Z = \frac{h_2}{p_a R_2^2} k_Z \quad (26)$$

무차원 감쇠계수는 압력변동분 P_z 를 적분하여 구할 수 있다.

$$C_Z = \int_{R_1/R_2}^1 \int_0^\beta P_z R d\theta dR \quad (27)$$

이때 무차원 감쇠계수는 다음과 같이 정의된다.

$$C_Z = \frac{h_2 w}{p_a R_2^2} c_Z \quad (28)$$

3.2 해석 결과

가스포일 스텔스트베어링의 정특성 및 동특성은 패드 개수 n , 선단과 후단에서의 공기막 두께 비 H_1/H_2 , 베어링수 Λ_b , 포일의 컴플라이언스 α , 패드의 내외경비 R_2/R_1 등에 따라 달라진다.

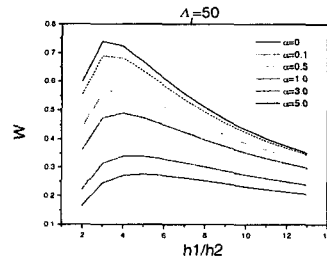
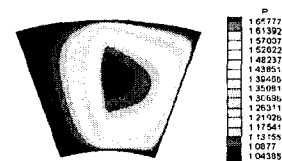
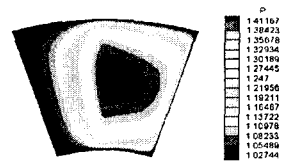


Fig. 10 Dimensionless Load



(a) $\alpha = 0, \Lambda_t = 50$



(b) $\alpha = 1, \Lambda_t = 50$

Fig. 11 Pressure Distribution

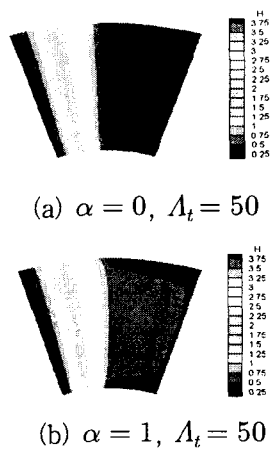


Fig. 12 Top Foil Shape

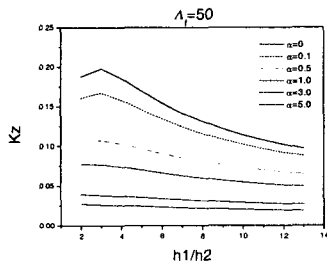


Fig. 13 Dimensionless Stiffness Coefficient

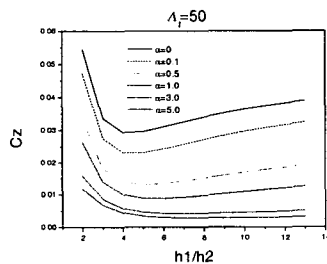


Fig. 14 Dimensionless Damping Coefficient

해석결과와 한 예로서 본 연구에서는 패드의 개수가 8개 이고 $\Lambda_t = 50$ 인 경우에 대한 해석 결과를 제시하고자 한다. 해석에서 내외경비(R_2/R_1)를 2, 패드에 대한 경사부의 원주방향 길이비(b)를 0.5로 설정하였다.

Fig. 10은 무차원 하중을 컴플라이언스의 변화에 따라 계산한 결과이다. 해석결과 H_1/H_2 가 커짐에 따라 무차원 하중이 커지다가 줄어든다. H_1/H_2 가 일정한 경우 포일의 컴플라이언스가 커짐에 따라 무차원 하중이 작아지는데, 이는 공기막에서의 압력발생에 의해 패드가 변형하여 공기막 두께가 커지기 때문으로 판단된다.

Fig. 11~12는 $H_1/H_2 = 5$ 일 때의 압력분포와 패드 변형 형상을 그린 것으로, Fig. 11(a)와 12(a)는 강체베어링

$\alpha = 0$ 의 경우에 때에 해당하고, Fig. 11(b)와 12(b)는 $\alpha = 1$ 인 경우에 해당한다. Fig. 11로부터 $\alpha = 1$ 인 경우에 보다 넓은 범위에 걸쳐 압력이 발생하고, 최대압력은 $\alpha = 0$ 인 경우에 더 크게 발생함을 볼 수 있다. Fig. 12에서 $\alpha = 1$ 인 경우에 포일이 변형하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 13~14는 강성계수와 감쇠계수를 컴플라이언스의 변화에 따라 계산한 결과이다. 해석결과 포일의 컴플라이언스가 커짐에 따라 무차원 강성이 작아지며, 최대 무차원 하중을 갖는 H_1/H_2 에서 최대 무차원 강성 및 최소 무차원 감쇠를 갖는 경향을 볼 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 soft EHL 해석 기법을 이용하여, 가스포일 저널베어링 및 스톱스트 베어링에 대한 정적 및 동적 성능해석 프로그램을 개발하였다. 여러 참고문헌과 비교하여 해석결과 타당성을 확보하였으며, 다양한 설계 파라미터를 변화시켜가며 설계가 가능하도록 하였다. 정적해석을 통해 압력분포, 공기막두께, 패드의 변형 등을 계산할 수 있도록 하였으며, 예측된 동적해석 결과는 회전체동역학적 설계 및 안정성해석에 사용될 수 있도록 하였다.

후기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 차세대신기술개발사업(과제번호 10006918)으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

[1] Heshmat H., Walowit J.A. and Pinkus O., "Analysis of Gas Lubricated Compliant Thrust Bearings", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.105, Oct.1983, pp638~646

[2] Heshmat H., Walowit J.A. and Pinkus O., "Analysis of Gas Lubricated Foil Journal Bearings", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.105, Oct.1983, pp647~655