

1001

## 2열 원주 그루브 급기 저어널 공기베어링의 해석

박상신 · 안유민\* · 한동철\*\*

서울대학교 터보·동력기계연구센터

\*한양대학교 기계공학과

\*\*서울대학교 기계설계학과

### Analysis of the Air Journal Bearings with Two Circumferential Grooves

Sang-Shin Park, Yoomin Ahn\* and Dong-Chul Han\*\*

*Turbo and Power Machinery Research Center, Seoul National University*

*\*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University*

*\*\*Department of Mechanical Design and Production Engineering, Seoul National University*

**Abstract**—The externally pressurized air journal bearings which have two circumferential grooves with inherently compensated restrictors are analyzed. Two circumferential grooves with restrictors are made on the bearing surface in order to increase the stiffness and damping coefficients. In this paper, the dynamic characteristics such as stiffness and damping coefficients of this type of bearings are calculated. As a result of theoretical analysis, it is verified that there exist the groove depth and the distance between two grooves which generate the maximum stiffness at the given bearing dimensions.

**Key words**—externally pressurized air journal bearing, two circumferential grooves, inherently compensated restrictor, stiffness, damping, dynamic characteristics.

### 1. 서 론

HDTV 용 비구면 렌즈, 레이저 프린터용 다면경, 캠 코더용 렌즈 등의 고부가가치 제품을 생산해내는 초 정밀 가공기계의 성능을 좌우하는 핵심요소로서는 주축계를 들 수 있으며, 비교적 소형·경량의 공작물을 가공하는 초정밀 공작기계의 주축용 베어링으로는 볼베어링이나 오일베어링을 대신하여 회전 성능이 우수하다고 알려진 공기베어링이 점차 널리 사용되고 있다. 그런데 최근 들어서는 이러한 초정밀 공작기계에서 가공해야 하는 공작물의 직경이 600 mm 이상 요구되고 있고, 가공품의 형상정밀도 요구수준이 매우 높아짐에 따라 극히 우수한 회전 정밀도를 갖는 주축이 요구되고 있다. 따라서 주축의 고강성화 및 고성능화가 필요하게 되었다.

일반적으로 공기베어링에 외부 가압요소로 사용하고 있는 점급기 방식인 자성형 급기공을 가공이 단순하기 때문에 많이 사용하여 왔다. 이러한 자성형 급기공을 갖는 베어링은 베어링면에서 공기의 원주방향 이산이 존재하며 이를 억제해주면 고강성의 베어링을 얻을 수 있다는 것이 알려져 있다. 따라서 베어링면에 원주방향 그루브(groove)를 갖는 베어링은 그루브가 스텝 보상 작용(step compensation)을 하기 때문에 베어링의 강성을 높게 하고 공기의 소모도 줄이는 효과가 있다.

저자들[1]은 2열 원주 그루브 급기 원추형 공기베어링의 해석을 한 바 있고, 그루브 없이 단순히 자성형 급기공만을 갖는 원추형 공기베어링에 관한 해석을 시도한 바 있다[2]. 또한 진원형 베어링에 자성형 급기공을 갖는 공기베어링의 동적 특성에 관한 해석

을 시도하였다[3,4]. 따라서 저어널 베어링의 강성을 높일 수 있는 2열 원주 저어널 베어링을 해석하여 설계자료를 얻는 것이 필요하게 되었다.

본 연구에서는 2열로 급기되며 원주방향 그루브를 갖는 진원형 저어널 베어링의 특성을 해석하였다. 급기공은 자성형 급기공으로 베어링 면에 일정한 간격으로 놓여져 있다. 이러한 급기공을 갖는 베어링의 해석에서는 각 급기공으로 공급되는 유량사이의 영향계수를 이용하는 방식[5]과 급기에 의한 유동의 영향을 차별화된 지배방정식에 대입하는 방식[6] 등이 있으나, 본 연구에서는 윤활틈새 내의 질량 유동의 연속을 이용하여 압력분포를 계산하는 직접수치해법(direct numerical method)[7]을 사용하였다. 공기베어링 문제에 있어 직접수치해법은 가장 효율적인 방법으로, 최근에는 극소 공기막을 갖는 윤활문제에 주로 적용되었다[8,9]. 압축성 유체에 대한 등엔트로피 가정을 통하여 얻어진 섭동 유량을 급기공에서의 경계조건으로 사용하여 베어링의 동적인 특성, 즉 강성과 감쇠계수를 얻기 위하여 섭동 레이놀즈 방정식을 풀었다. 이를 바탕으로 베어링의 특성을 설계단계에서 예측하고자 한다.

## 2. 이론적 해석

Fig. 1은 외부가압 진원형 2열 원주 그루브 베어링을 사용한 추축계의 그림이다. 외부 급기원에서 가압된 공기가 각 베어링당 1군데서 주입이 되면 원주방향 흡을 따라서 공기가 차게 되며 그루브에 만들어져 있는 급기공으로 공기가 베어링에 유입된다. 여기서  $r$ 은 베어링 반경이고  $L$ 은 베어링의 길이를 나타낸다. 급기공의 직경은  $2r_0$ 이고 베어링의 길이방향으로 정

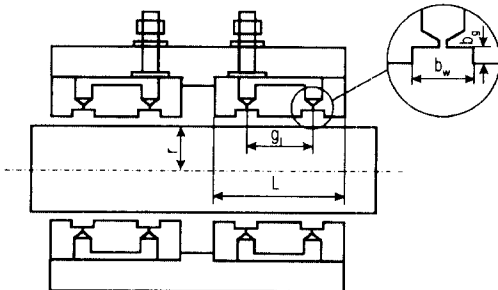


Fig. 1. Circumferentially grooved journal bearing.

해진 위치에 놓여져 있는 2열 급기형태이다. 또한 그루브는 확대도에 나타나있듯이 깊이가  $b_g$ , 폭이  $b_w$ 로  $g_1$ 의 거리만큼 떨어져 베어링면에 2 열로 파여있다. 베어링의 기준틈새는  $C$ 이고, 축은  $\omega$ 의 속도로 회전하고 있다고 가정한다. 베어링의 원주방향을  $x$ 좌표로 보고, 베어링의 폭방향을  $z$ 좌표로 정한다.

베어링 내의 압력분포를 구하기 위하여, 공기막 틈새의 미소체적 요소의 관성력, 압력, 마찰력 그리고 외부의 힘장 사이의 힘의 균형에서부터 유도된 Navier-Stokes 방정식으로부터 압축성 유체에 관한 레이놀즈 방정식을 유도하여 무차원화 하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( PH^3 \frac{\partial P}{\partial \zeta} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) + 2\Lambda \frac{\partial}{\partial \tau} (PH) \quad (1)$$

여기서 대기압을  $p_a$ 라하고 윗식에서 사용된 무차원 변수들을 정의하면 다음과 같다.

$$\theta = x/r, \quad \zeta = z/r, \quad H = h/C, \quad P = p/p_a, \quad \tau = \alpha t, \quad \Lambda = \frac{6 \mu \alpha r^2}{p_a C^2} \quad (2)$$

Fig. 2는 동특성 해석을 위한 좌표계를 나타내는 그림이다. 축의 중심이 윤활막의 동적 작용에 의해 정적 위치  $O_s$ 에서  $O_d$ 로 바뀐다면 정적인 평형점으로부터의 미소변위를  $x, y$ 라하고, 비소 변위가 일어나는 속도를  $\dot{x}, \dot{y}$ 라 하면, 정적힘과 동적힘에 의한 전체 공기막에 의한 반력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{F}_x &= 0 + \Delta \bar{F}_x(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \\ \bar{F}_y &= \bar{F}_y + \Delta \bar{F}_y(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 정적인 평형점으로부터의 편심량의 변화량을  $\Delta \varepsilon$ , 자세각의 변화량을  $\Delta \theta$ 라하면,  $x = \Delta \varepsilon \sin \Delta \theta$ ,  $y = \Delta \varepsilon \cos \Delta \theta$ 로 정의할 수 있으며 미분항  $\dot{\cdot}$ 는  $\partial \theta / \partial \tau$ 를 나타낸다.  $\Delta \bar{F}$ 를 테일러 정리를 이용하여 전개하고 1차항까지 취하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta \bar{F}_k &= \left( \frac{\partial \bar{F}_k}{\partial x} \right)_{st} \cdot x + \left( \frac{\partial \bar{F}_k}{\partial y} \right)_{st} \cdot y \\ &+ \left( \frac{\partial \bar{F}_k}{\partial \dot{x}} \right)_{st} \cdot \dot{x} + \left( \frac{\partial \bar{F}_k}{\partial \dot{y}} \right)_{st} \cdot \dot{y} \\ &= k_{kx} x + k_{ky} y + d_{kx} \dot{x} + d_{ky} \dot{y} \quad (k=x, y) \end{aligned} \quad (4)$$

$k_{ki}$ 와  $d_{ki}$ 는 각각 윤활막의 선형화된 강성계수와 감

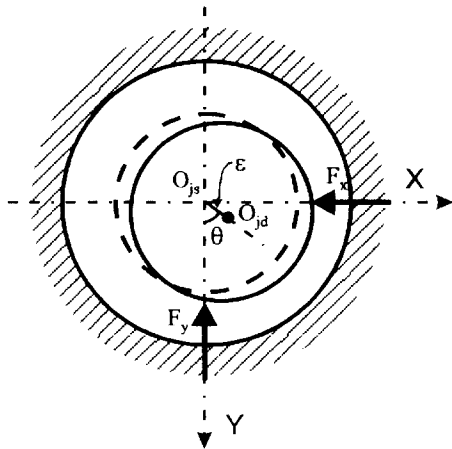


Fig. 2. Coordinates for dynamic analysis.

외계수를 나타낸다. 이 강성계수와 감쇠계수를 구하기 위해 틈새함수  $H$ 와 압력함수  $P$ 를 다음의 변수를 이용하여 섭동시킨다.

$$\begin{aligned} H &= H_0 + H_x \cdot x + H_y \cdot y \\ P &= P_0 + P_x \cdot x + P_y \cdot y \end{aligned} \quad (5)$$

여기서  $H_0 = \epsilon(1 - \cos(\theta - \phi))$ ,  $H_x = -\cos \theta$ ,  $H_y = -\sin \theta$  이고 무차원 시간 미분에 관련된 압력항을 조화함수로 가정하여 복소수 형태인  $P_x = P_x^0 + i P_x^*$ ,  $P_y = P_y^0 + i P_y^*$ 로 계산한다. 이 식 (5)를 식 (1)에 대입하면 0차와 1차의 교란 매개변수에 대한 3개의 방정식을 얻게 되고, 이를 벡터형으로 나타내면 다음과 같다.

$$\nabla \cdot (P_0 H_0^3 \nabla P_0 - \Delta(P_0 H_0)) = 0 \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (3P_0 H_0^2 H_k \nabla P_0 + P_k H_0^3 \nabla P_0 + P_0 H_0^3 \nabla P_k \\ - \Delta(P_0 H_k + P_k H_0)) = i 2\Lambda(P_0 H_k + P_k H_0) \end{aligned} \quad (7)$$

$k=x, y$

여기서  $\nabla = \frac{\partial}{\partial \theta} \hat{\mathbf{i}} + \frac{\partial}{\partial \zeta} \hat{\mathbf{k}}$ ,  $\Delta = \Lambda \hat{\mathbf{i}}$ 이다.

식 (6)과 (7)을 Fig. 3과 같은 공기유향활이 이루어지는 검사체적에 대해 적분하고 이식을 Gauss' divergence 정리를 사용하여 전개한 후, 이식을 중앙차분식에 따라 절점과 그 주변의 8개의 절점을 이용한 대수 방정식으로 만들어서 반복계산에 의해 각 절점에서의 방정식의 해를 구하였다.

자성형 급기공을 통과하는 질량유량은 압축성 유체의 등엔트로피 가정[10]을 사용하여 구하였고, 이 식

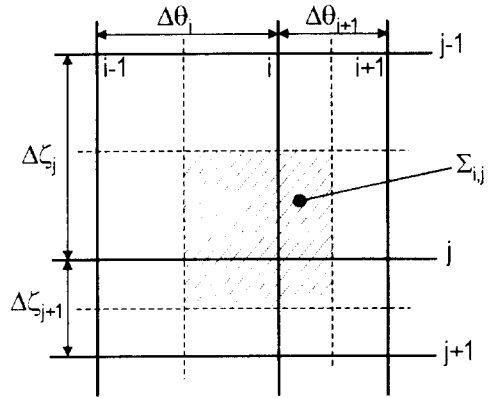


Fig. 3. Mesh for analysis.

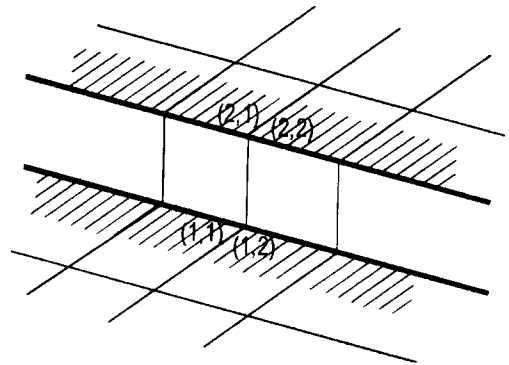


Fig. 4. Film thickness at groove line.

을 무차원화 한 후, 지배방정식과 마찬가지로 섭동 유량방정식을 구하였다.

그루브 경계에 존재하는 틈새의 불연속적인 변화를 다루기 위해서 Fig. 4와 같이 한 절점에서 4개의 불연속적인 값을 갖는 틈새함수를 사용하였다. 이는 검사표면 경계에서의 유향활틈새는 평균계단 틈새함수 [11]라는 가정을 적용한 것이다. 위에서 설명한 지배 방정식을 풀기 위해서는 다음과 같은 경계조건이 사용된다.

- 1) 베어링 양단에서의 대기압 조건

$$P_0 = 1$$

$$P_k = 0$$

- 2) 원주방향의 주기성

$$P_0(\theta) = P_0(2\pi + \theta)$$

$$P_k(\theta) = P_k(2\pi + \theta)$$

베어링의 강성 및 감쇠계수는 섭동된 압력  $P_k$ 를 각각의 방향에 따라  $x, y$ 성분을 적분하여 구하였다. 이를 무차원 형태로 표시하면 다음과 같다.

$$K_{jk} = \frac{k_{jk} C}{2P_a r L}, \quad j = x, y, \quad k = x, y$$

$$D_{jk} = \frac{d_{jk} \omega C}{2P_a r L}, \quad j = x, y, \quad k = x, y \quad (8)$$

### 3. 해석결과 및 고찰

본 연구에서 해석대상으로 삼은 베어링은 베어링의 직경이 60 mm이고, 폭이 60 mm인 경우로 하였다. 베어링의 기준틈새는 10  $\mu$ m로 하였고, 급기공이 원주를 따라 2열로 파여진 그루브의 중앙에 위치하고 있다. 급기공의 개수는 4개가 등간격으로 놓여있다. 지배방정식은 SOR(success over relaxation)을 이용하여 반복계산에 의해 해를 구하였으며, 차분화한 지배방정식을 계산하기 위하여 원주방향으로 등간격으로 60개, 축방향으로는 그루브의 경계가 절점에 포함되도록 부등간격으로 24개의 격자를 분할했다.

Fig. 5는 급기압력이  $P_s=0.5$  MPa인 경우 압축성계수가  $\Lambda=2$ 인 경우에 그루브의 깊이의 비  $b_g/C$ 가 강성계수에 미치는 영향을 나타낸다. 연성강성계수인  $K_{xx}, K_{yy}$ 는 주강성계수인  $K_{xx}, K_{yy}$ 에 비하여 작은 값을 나타낸다. 하지만 그루브의 깊이가 깊어질수록 그 차이가 현격히 줄어든다. 이 그래프에서 주목해야 하는 점은 최적의 강성을 나타내는 그루브의 깊이가 존재한다는 점인데, 그루브가 존재하지 않는 경우 무차원 주강성계수  $K_{xx}$ 가 1.883이고, 그루브의 깊이비가 0.6인 경우

최대로 2.198로 되어 약 17% 정도가 증가한다. 그러나 이 깊이보다 더 깊어지면 강성이 오히려 그루브를 만들지 않은 경우보다도 작아지므로 그루브의 제작깊이에 주의를 해야한다. 이러한 현상은 그루브가 너무 깊어지면 자성형 급기공의 리스트릭터(restrictor) 역할을 수행하지 못하고 공기가 그냥 새나오게 되는 현상 때문이라고 판단된다.

Fig. 6은 Fig. 5와 같은 조건하에서 그루브의 깊이가 감쇠계수에 미치는 영향을 나타낸다. 그루브의 깊이가 깊어지면 감쇠계수가 작아지는 경향을 나타낸다. 그러나 그루브의 깊이가 아주 커지면 감쇠계수가 오히려 커지는 모습도 볼 수 있다. 이는 그루브를 깊게 해가면 공기가 머무를 수 있는 챔버가 커져서 감쇠계수가 낮아지는 현상이나 아주 그루브 깊이가 커지면 공기 탬퍼의 형태가 되기 때문이라고 생각된다.

Fig. 7은 압축성계수가  $\Lambda=1$ 인 경우에 베어링의 길이와 직경비 ( $L/D$ )에 따라 그루브의 영향이 강성에 얼마나 영향을 미치는 가를 보여주는 해석결과이다. 베어

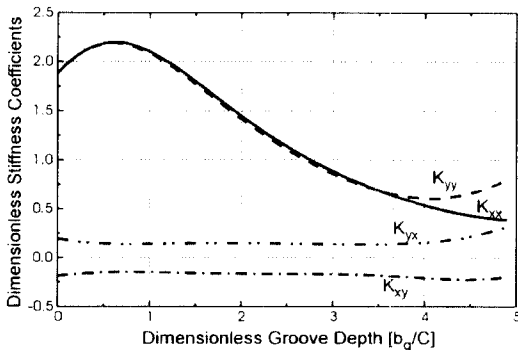


Fig. 5. The influence of groove depth on the stiffness coefficients.

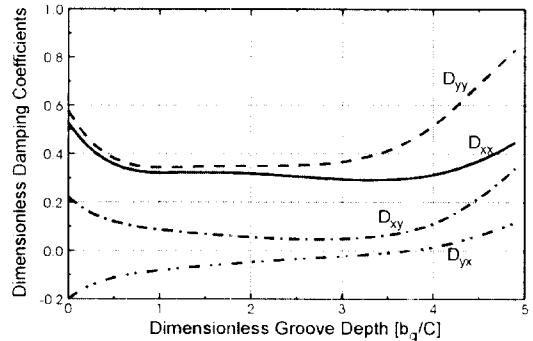


Fig. 6. The influence of groove depth on the damping coefficients.

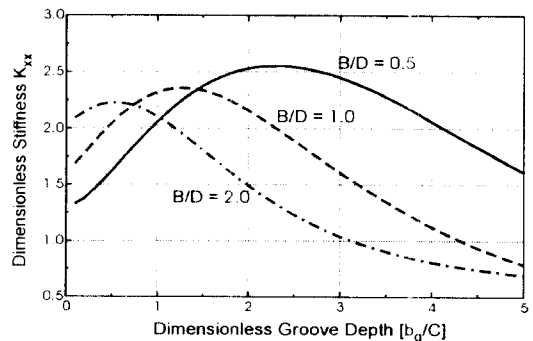


Fig. 7. The influence of B/D ratio on the stiffness coefficients.

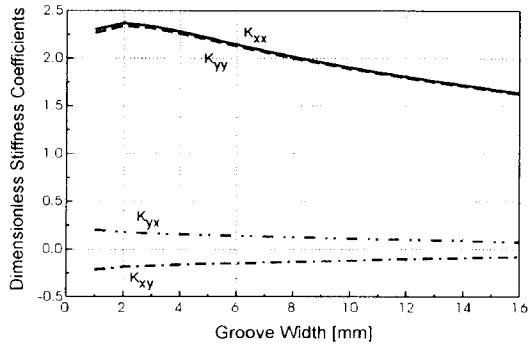


Fig. 8. The influence of groove width on the stiffness coefficients.

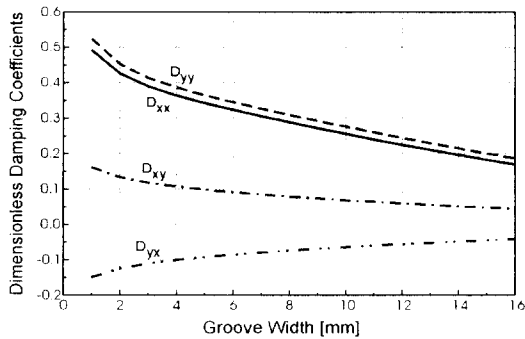


Fig. 9. The influence of groove width on the damping coefficients.

링의 길이 대 직경비  $L/D$ 가 1인 경우에는 그루브가 존재하므로 17% 정도 강성이 증가하지만  $L/D$ 가 0.5로 폭이 줄어든 경우에는 그루브가 없는 경우보다 2배 이상 강성을 증가시켜줄 수 있다. 이는 그루브의 영향이 베어링 폭이 좁을수록 많은 영향을 미친다는 것을 의미한다.

Fig. 8과 Fig. 9은 그루브 폭  $b_w$ 을 1 mm부터 16 mm 까지 증가시켜가며 강성 및 감쇠계수를 구한 것이다. 이 경우에 그루브 사이의 거리는 베어링폭  $L$ 의  $1/2$ 가 되도록 하고 계산하였다. 그루브 폭은 2 mm인 경우가 강성이 가장 크다. 그러나 감쇠계수는 그루브 폭이 커질수록 감소하는 경향을 가진다. 이는 그루브의 폭이 넓어지면 그루브와 베어링면사이에서 일어나는 보상 작용이 줄어들음을 알 수 있다.

Fig. 10와 Fig. 11은 그루브 폭  $b_w$ 가 각각 2, 3, 4, 5 mm 일 때, 2열의 그루브 사이의 거리가 베어링의 강성 및 감쇠계수에 미치는 영향을 계산한 결과이다. 앞의 결과처럼 그루브 폭이 2 mm 보다 큰 경우에는 그

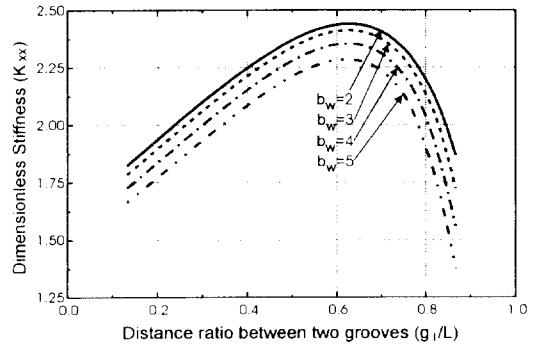


Fig. 10. The influence of distance between two grooves on the stiffness coefficients.

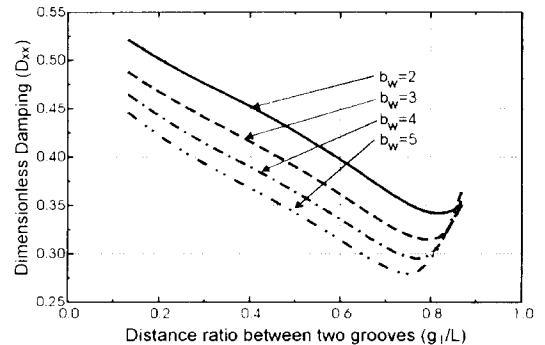


Fig. 11. The influence of distance between two grooves on the damping coefficients.

루브 폭이 증가함에 따라 베어링의 강성 및 감쇠계수 모두가 감소한다. 그루브 사이의 거리와 베어링의 길이 비  $g/L$ 에 대해서는 0.7 부근에서 최대의 강성을 나타낸다. 그러나 감쇠계수는  $g/L$ 가 커짐에 따라 계속 감소하므로 감쇠를 어느 정도 유지하기 위해서는 강성을 다소 손해보더라도 그루브 사이의 거리를 조금 줄이도록 설계하는 것이 좋다.

Fig. 12와 Fig. 13은 최적의 강성을 나타내는 조건인 그루브 깊이 6  $\mu$ m, 그루브 폭 2 mm 그루브 사이의 거리비가 0.7인 경우에 압축성 계수가 베어링의 강성 및 감쇠계수에 미치는 영향을 조사한 결과이다. 압축성 계수가 커진다는 것은 속도가 증가하는 것으로 생각할 수 있다. 그런데 속도가 증가하면 연성강성계수인  $K_{yy}$ ,  $K_{xx}$ 가 서로 부호가 반대가 되는 점이 존재하며, 감쇠의 경우 연성계수중  $D_{yy}$ 값이 주강성계수에 상당히 근접하리 만큼 커진다. 연성강성이나 연성감쇠가 커진다는 것은 회전축이 불안정 할 수 있다고 알려져 있기 때문에, 2열 원주 그루브 급기형 베어링은 고속의

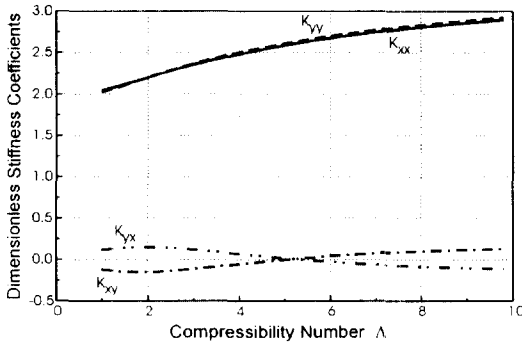


Fig. 12. The influence of compressibility number on the stiffness coefficients.

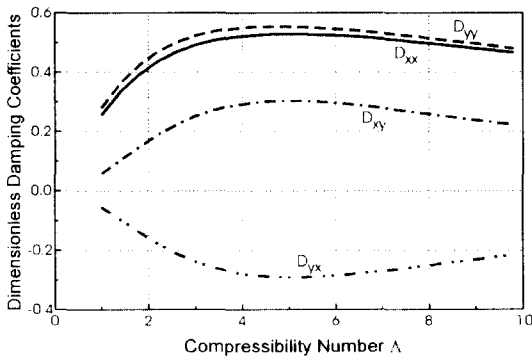


Fig. 13. The influence of compressibility number on the damping coefficients.

회전축에는 오히려 불리하다고 할 수 있기 때문에, 고속의 회전축보다는 고강성의 회전축에 초점을 맞추어 2열 원주 그루브를 설계하는 것이 바람직하다고 생각된다.

#### 4. 결 론

2열 원주 그루브 급기 진원형 저어널 공기베어링의 이론적 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 2열 원주 그루브를 베어링면에 첨가시킴으로써 베어링의 강성계수를 증가시킬 수 있으며, 이때 최대의 강성을 나타내는 그루브의 깊이비가 존재한다. 하지만 감쇠계수는 반대로 그루브를 첨가함으로써 줄어들게 된다.

2. 그루브 폭은 넓지 않게 설계하는 것이 바람직하다.

3. 주어진 베어링 길이에 대하여 강성계수를 최대

로 해주는 그루브 사이의 거리가 존재하며 그 비율은  $g/L=0.7$  정도이다. 그러나 감쇠의 경우는 오히려 줄어들기 때문에 설계시에 이점을 유의할 필요가 있다.

4. 회전속도가 증가하면 연성계수들이 변화를 일으켜 베어링의 안정성을 손상할 가능성이 그루브를 첨가함으로써 커지므로, 고속의 회전축보다는 고강성을 요구하는 베어링의 설계에 적용하는 것이 바람직하다.

#### 후 기

본 연구는 서울대학교 터보·동력기계연구센터의 연구비에 의해 수행된 연구결과와 일부로 터보동력기계연구센터의 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

1. 김성균, 박상신, 한동철, "2열 원주 그루브 급기 원추형 공기베어링의 해석," 한국윤활학회지, 제10권, 제1호, 1994.
2. 박상신, 김우정, 한동철, "외부가압 원추형 공기베어링의 동특성에 관한 연구," 한국윤활학회지, 제8권, 제1호, 1992.
3. 김우정, 박상신, 한동철, "외부가압 공기베어링의 동적특성에 관한 해석," 한국윤활학회지, 제7권, 제2호, 1991.
4. Dong-Chul Han, Sang-Shin Park, Woo-Jung Kim, Jongwon Kim, "A Study on the Static and Dynamic Characteristics of externally Pressurized Air Bearings," Precision Eng., J. of ASPE, Vol.16, No.3, 1994.
5. Majumdar, B.C., "On the General Solution of Externally Pressurized Gas Journal Bearings," J. of Lub. Tech., Trans. ASME, Vol.94, No.4, 1972.
6. Elrod, H.G. and Glenfield, G.A., "Computer Procedure for the Design of Flexibly Mounted Externally Pressurized Gas Lubricated Bearings," Proc. 5th Gas Bearing Symposium, Univ. of Southampton, Paper No. 22, 1971.
7. Castelli, V. and Pervics, J., "Review of Numerical Methods in Gas Bearing Film Analysis," J. of Lub. Tech., Trans. ASME, Vol.90, No.4, 1968.
8. Kawabata, N., "Numerical Analysis of Reynolds Equation for Gas Lubrication in High Region," JSME

Int. Journal, Vol.30, No.263, 1987.

9. 박상신, 황평, 장인배, 한동철, "극소 공기막을 갖는 공기베어링의 직접수치해법을 이용한 정적 해석," 대한기계학회논문집, 제15권, 제1호, 1991.
10. Ascher H. Shapiro, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, Vol.1, The Ronald Press Company, 1953.
11. Reizo Kaneko, "Discretization Method for Numerical Solution on Hydrodynamic Lubrication," 潤滑, Vol.29, No.9, 1984.