

정수압 제어널 베어링의 동특성 향상에 관한 연구

양 문호, 이 기영, 안 유민, 한 동철**

서울 대학교 기계설계학과 대학원

*한양대학교 기계공학과

**서울대학교 기계설계학과

Abstract : The dynamic characteristics of externally pressurized journal bearing have been studied theoretically. The Reynolds' equation has been solved by FDM, and the dynamic coefficients have been calculated by using perturbation method. The bearing is compensated by orifice or double-pad diaphragm control valve. The effects of diaphragm initial gap and stiffness are considered. As the results of analysis, it is shown that a control valve has better performance than orifice.

Key word : externally pressurized journal bearing, a double-pad diaphragm control valve, diaphragm initial gap and stiffness

1. 서론

공작기계가 정밀화됨에 따라 높은 하중지지 용량, 고강성, 저마찰, 저진동, 높은 댐핑 특성을 갖는 정수압 베어링이 주축을 지지하는 베어링으로 널리 사용되고 있다. 특히 높은 회전정밀도를 가지는 주축에 대한 요구가 증가함에 따라 주축용 지지베어링은 점차로 고강성화되는 추세에 있다.

정수압 제어널 베어링의 특성에 영향을 미치는 인자들로는 베어링의 형상, 외부 공급 압력, 리스트릭터의 종류 등이 있다. 하지만, 베어링의 형상은 한 번 결정되면 변경이 어렵고, 공급압력의 증가 또한 한계를 가지고 있으므로 최근에는 리스트릭터의 형상 및 해석에 의해 베어링 특성을 향상시키는 연구가 활발히 진행되고 있다. 리스트릭터는 급유방식에 따라 두 가지로 나뉘어진다. 베어링의 작동조건이 변해도 급유 요소의 형상이 변하지 않는 수동적 급유방식(오리피스, 모세관, 일정유량밸브 등)과 베어링에 작용하는 하중이나 압력의 차이에 따라 급유 요소의 형상이 스스로 조절되는 능동적 급유방식(다이아프램 제어밸브 등)이 있다. 최근 이러한 리스트릭터에 관한 연구가 많이 진행되고 있다. Singh, Malanoski, Sinhasan [1,2,3] 등은 여러 가지 형

태의 수동적 급유방식에 대한 정, 동특성을 연구하였다. Yoshimoto 등 [4]는 플로팅 디스크(floating disk)를 사용하여 하중에 따라 유량을 조절함으로써 높은 강성을 얻는 방식을 연구하였다. Moshin 과 Morsi [5]는 리세스 압력에 비례하게 유량을 조절하는 제어밸브를 사용하여 스텝 베어링의 동특성을 연구하였고, Morsi [6]는 능동적 급유방식의 리스트릭터와 수동적 급유방식의 리스트릭터를 스텝 베어링에 적용하여 유막 강성과 소요 동력을 비교하였고, Cusano [7]은 멤브레인 타입의 능동적 리스트릭터를 제어널 베어링에 적용하여 압력비(pressure ratio)에 따른 특성들을 연구하였다.

일반적으로 이러한 능동적 급유방식의 리스트릭터를 사용하는 베어링은 높은 강성과 높은 하중지지용량을 갖는다고 알려져 있으나 이의 정확한 해석이 선행되지 않으면 오히려 베어링의 불안정을 야기시킨다. 따라서, 본 논문에서는 정수압 제어널 베어링에 수동적 급유방식의 오리피스와 능동적 급유방식의 다이아프램 제어밸브를 사용하여, 정특성과 동특성을 해석하고자 한다. 특히 다이아프램 제어밸브를 사용하는 경우 베어링의 강성과 하중지지용량은 다이아프램의 강성과 초기틈새의 영향을 많이 받으므로 이에 대한 영향을 해석해보고자 한다.

2. 이론적 해석

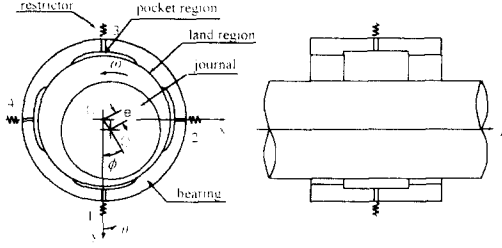


Fig. 1 Schematics of hydrostatic bearing

Fig. 1 과 같이 자세각 ϕ , 편심량 e 로 회전하는 정수압 지여닐 베어링의 해석을 위해 Navier-Stokes 방정식으로부터 비압축성 유체의 Reynolds 방정식을 유도한 후 무차원화하면 다음과 같다.

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

여기서, $\Lambda = \frac{6\mu R^2 \omega}{p_0 C^2}$

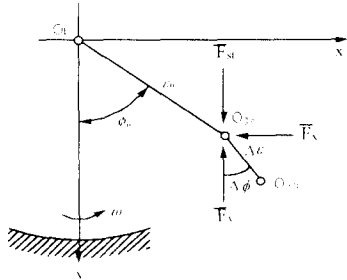


Fig. 2 Coordinate system for dynamic analysis

Fig. 2 의 동특성 해석을 위한 좌표계에서 유효한 막의 선형화된 강성계수와 감쇠계수를 구하기 위해 틱새함수 H 와 압력 P 를 다음과 같이 섭동시킨다.

$$H = H_0 + H_1 \cdot \Delta x + H_2 \cdot \Delta y \quad (2)$$

$$P = P_0 + P_1 \cdot \Delta x + P_2 \cdot \Delta y \quad (3)$$

여기서, $\Delta x = \Delta \epsilon \cdot \sin \Delta \phi$

$$\Delta y = \Delta \epsilon \cdot \cos \Delta \phi$$

$$H_1 = -\sin \theta, H_2 = -\cos \theta$$

$$P_1 = P_1' + iP_1'', P_2 = P_2' + iP_2''$$

x, y 성분의 진동은 조화함수로 가정하고, 감쇠계수의 용이한 유도를 위해 위와 같이 섭동압력항을 복소형식으로 표시한다.

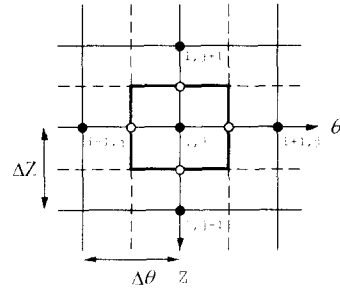


Fig. 3 mesh for pressure analysis

식 (2)와 (3)을 식 (1)에 대입하여 0차와 1차의 섭동 매개변수에 대한 방정식을 얻은 후 벡터형으로 나타내면 다음과 같다.

$$\nabla \cdot (H_0^3 \nabla P_0 - \Delta H_0) = 0 \quad (4)$$

$$\nabla \cdot (H_0^3 \nabla P_k + 3 H_0^2 H_k \nabla P_0 - \Delta H_k) = 2\Lambda i H_k \quad (k = 1, 2) \quad (5)$$

여기서, $\nabla = \frac{\partial}{\partial \theta} \hat{i} + \frac{\partial}{\partial Z} \hat{k}, \Delta = \Lambda \hat{i}$

식 (4)와 (5)를 Fig. 3 과 같은 격자계에서 유효한 이루어지는 검사체적에 대해 적분한다. 그리고, Gauss' divergence 정리를 적용하여 전개하고 중앙차분화시켜 각 절점에서의 대수방정식을 만들어 반복계산을 통해 섭동압력을 구한다.

유효면에서 압력분포의 경계조건으로 주어지는 포켓압력을 구하기 위해 Fig. 4 에 도시된 i 번째 포켓의 무차원화된 유량 평형식을 구하면 다음과 같다.

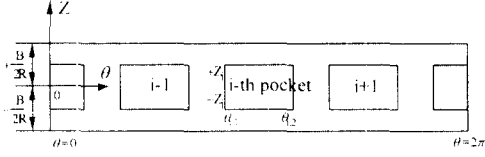


Fig. 4 Developed bearing surface for analysis

$$Q_r = Q_{ax} + Q_E - Q_W \quad (6)$$

여기서, Q_r : 리스트릭터에서 공급되는 유량

$$Q_{ax} = \int_{\theta_{i,1}}^{\theta_{i,2}} \left[\frac{(P_r - P)}{dZ} H^3 \right]_{Z=+Z_i} d\theta + \int_{\theta_{i,1}}^{\theta_{i,2}} \left[\frac{(P_r - P)}{dZ} H^3 \right]_{Z=-Z_i} d\theta$$

$$Q_E = \int_{-Z_i}^{+Z_i} \left[-\frac{(P - P_r)}{d\theta} H^3 + \Lambda H \right]_{\theta=\theta_{i,2}} dZ$$

$$Q_W = \int_{-Z_i}^{+Z_i} \left[-\frac{(P_r - P)}{d\theta} H^3 + \Lambda H \right]_{\theta=\theta_{i,1}} dZ$$

Fig. 5 와 같은 리스트릭터로부터 포켓으로 유입되는 유량 Q_r 을 구하면 다음과 같다.

i) 오리피스

$$Q_r = \frac{12\mu}{\sqrt{p_a C^3}} K_B \sqrt{P_s - P_r}$$

여기서, K_B : 오리피스 유량 계수

ii) 다이어프램 제어밸브 ([7] 참조)

$$Q_{r1} = \frac{2\pi(h_{m1}/C)^3}{\log_e(r_2/r_1)} (1 + \delta_{13})^3 (P_s - P_{r1})$$

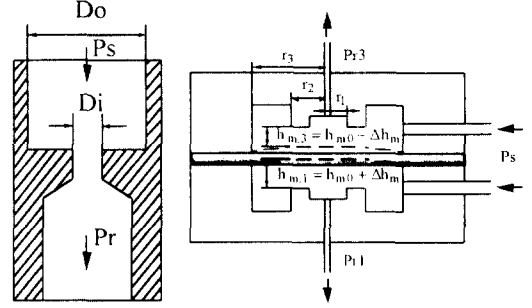
$$Q_{r2} = \frac{2\pi(h_{m0}/C)^3}{\log_e(r_2/r_1)} (1 + \delta_{24})^3 (P_s - P_{r2})$$

$$Q_{r3} = \frac{2\pi(h_{m1}/C)^3}{\log_e(r_2/r_1)} (1 - \delta_{13})^3 (P_s - P_{r3})$$

$$Q_{r4} = \frac{2\pi(h_{m0}/C)^3}{\log_e(r_2/r_1)} (1 - \delta_{21})^3 (P_s - P_{r4})$$

여기서, $\delta_{13} = \frac{A_m \dot{p}_a}{K_m h_{m1}} (P_{r1} - P_{r3})$

$$\delta_{21} = \frac{A_m \dot{p}_a}{K_m h_{m0}} (P_{r2} - P_{r4})$$



(a) Orifice (b) Control valve
Fig. 5 Configuration of restrictor

h_{m0} : 다이어프램의 초기틈새

$$A_m = \frac{\pi}{2} \frac{r_2^2 - r_1^2}{\log_e(r_2/r_1)}$$

K_m : 다이어프램의 강성

위의 유량평형식으로부터 미지의 값인 포켓압력을 Jacobian 방법을 사용하여 구한다.

위에서 구한 섭동압력 P_1, P_2 를 아래와 같이 폭과 각변위에 대해 적분하여 무차원화된 강성 계수와 감쇠계수를 구한다.

$$\gamma_{11} = \frac{1}{4B/D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/2R}^{+B/2R} \text{Re}(P_1) \sin \theta d\theta dZ$$

$$\gamma_{12} = \frac{1}{4B/D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/2R}^{+B/2R} \text{Re}(P_2) \sin \theta d\theta dZ$$

$$\gamma_{21} = \frac{1}{4B/D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/2R}^{+B/2R} \text{Re}(P_1) \cos \theta d\theta dZ$$

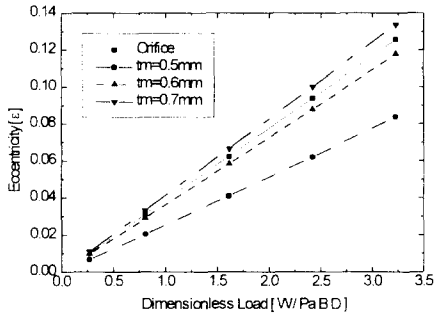
$$\gamma_{22} = \frac{1}{4B/D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/2R}^{+B/2R} \text{Re}(P_2) \cos \theta d\theta dZ$$

$$\beta_{11} = \frac{1}{4B/D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/2R}^{+B/2R} \text{Im}(P_1) \sin \theta d\theta dZ$$

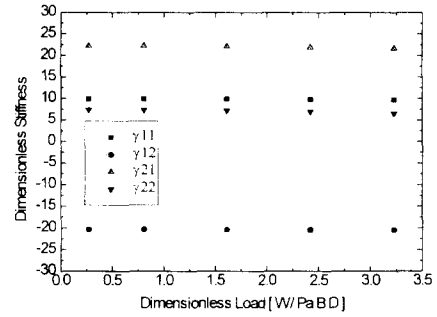
$$\beta_{12} = \frac{1}{4B/D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/2R}^{+B/2R} \text{Im}(P_2) \sin \theta d\theta dZ$$

$$\beta_{21} = \frac{1}{4B/D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/2R}^{+B/2R} \text{Im}(P_1) \cos \theta d\theta dZ$$

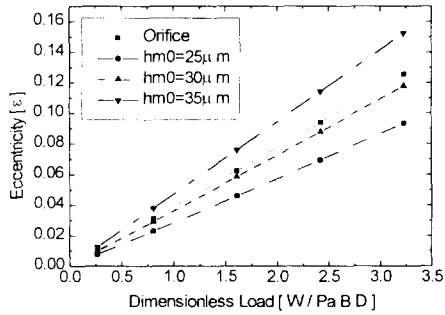
$$\beta_{22} = \frac{1}{4B/D} \int_0^{2\pi} \int_{-B/2R}^{+B/2R} \text{Im}(P_2) \cos \theta d\theta dZ$$



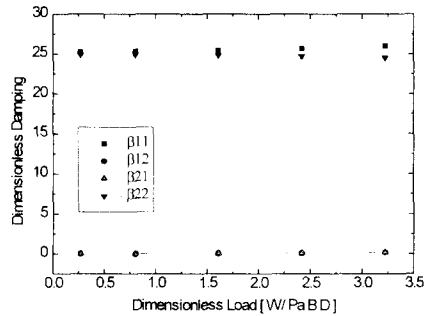
(a) $h_{m0} = 30\mu\text{m}$



(a) Dimensionless Stiffness



(b) $t_m = 0.6\text{mm}$



(b) Dimensionless Damping

Fig. 6 Static deflection vs. Load

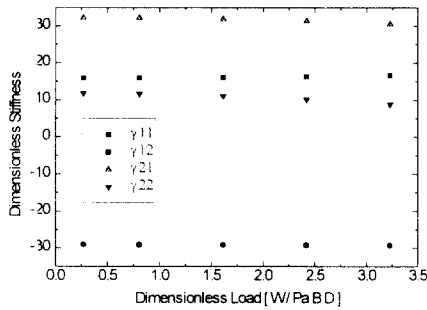
Fig. 7 Stiffness and Damping vs. Load
(Orifice, $r_p = 0.613$)

3. 해석결과 및 고찰

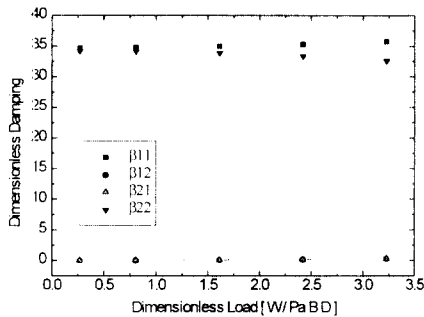
정수압 제어된 베어링에서 리스트릭터를 오리피스와 다이어프램 제어밸브 두 가지에 대하여 가해진 하중에 대한 편심률과 강성, 댐핑을 수치 해석하여 비교해 보았다. 특히 본 해석에서는 다이어프램의 초기 틈새와 강성이 동특성에 미치는 영향을 비교해 보고, 회전속도에 따른 변화도 알아보았다. 다이어프램 제어밸브를 사용하는 경우 다이어프램의 초기 틈새가 너무 작으면 베어링 시스템에 오일을 제대로 공급하지 못하고 다이어프램의 강성이 너무 작으면 시스템이 불안정해짐으로, 본 해석에서는 초기 틈새 h_{m0} 는 25 μm , 30 μm , 35 μm 로 각 경우에 대해 해석하였다. 그리고, 다이어프램의 형상이 결정되면 다이어프

Table 1 해석에 사용된 베어링의 사양

베어링 직경 (D)	60mm
베어링 길이 (B)	60mm
베어링 랜드폭 (La)	15mm
베어링 틈새 (C)	30 μm
베어링 포켓각	60°
포켓길이	1mm
포켓타입	스텝형
윤활유의 점성 (μ)	0.015Pa·s
윤활유의 밀도 (ρ)	870kg/m ³
오리피스 직경 (D_o)	0.2mm
공급압력 (p_s)	15kgf/cm ²
회전속도 (N)	1500rpm
하중 작용 방향	포켓의 중심



(a) Dimensionless Stiffness



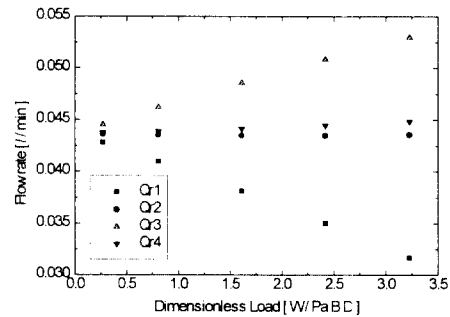
(b) Dimensionless Damping

Fig. 8 Stiffness and Damping vs. Load

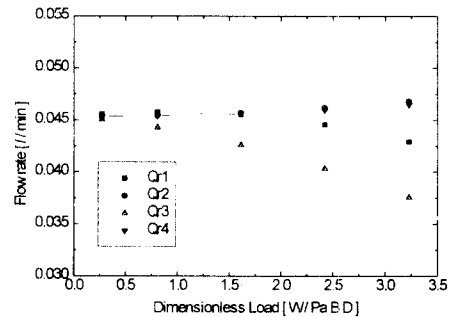
(Valve $h_m = 30\mu\text{m}$, $t_m = 0.5\text{mm}$, $r_p = 0.634$)

램의 강성은 다이어프램의 두께에 의해 결정되므로 본 해석에서는 두께를 달리하면서 해석하였다. 다이어프램의 두께 t_m 은 0.5mm ($K_m = 18.2\text{MN/m}$), 0.6mm ($K_m = 31.5\text{MN/m}$), 0.7mm ($K_m = 50.0\text{MN/m}$) 3가지로 각각의 경우에 대해 해석하였다.

Fig. 6 은 오리피스와 제어밸브 사용시의 하중 지지용량을 나타내고 있다. (a)는 다이어프램의 두께가 하중 지지용량에 미치는 영향을 나타내고 있다. 다이어프램의 두께(강성)가 커지면 변형이 잘 이루어지지 않아 유량제어 성능이 떨어져 오리피스와 비슷한 하중 지지용량을 나타냄을 알 수 있다. (b)는 다이어프램의 초기틈새의 영향을 나타내고 있다. 동일한 다이어프램 강성에서 초



(a) Orifice



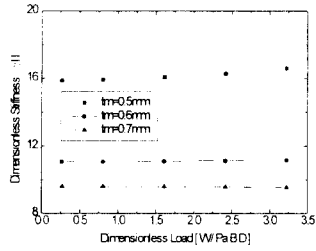
(b) Valve, $h_m = 30\mu\text{m}$, $t_m = 0.5\text{mm}$

Fig. 9 Flow rate vs. Load

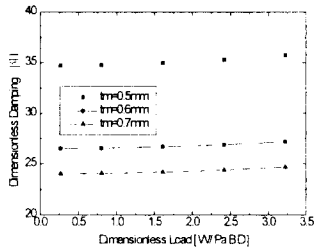
기틈새가 커지면 유량이 많아져서 유량제어 효과가 감소하여 하중 지지용량이 감소함을 알 수 있다. 오리피스보다 제어밸브 ($h_m = 30\mu\text{m}$, $t_m = 0.5\text{mm}$)를 사용하는 경우 더 높은 하중 지지용량을 가짐을 알 수 있다.

Fig. 7 과 Fig. 8 은 압력비가 비슷한 오리피스와 제어밸브 ($h_m = 30\mu\text{m}$, $t_m = 0.5\text{mm}$)의 강성과 댐핑값을 나타내고, Fig. 9 는 각각의 포켓에서의 유량의 변화를 나타내고 있다. 제어밸브를 사용하는 경우 Fig. 9 에 나타나 있는 것과 같이 하중이 가해지는 포켓1에 유량을 많이 공급함으로써 오리피스를 사용할 때보다 강성과 댐핑값이 높게 나타난다.

Fig. 10 과 Fig. 11 은 다이어프램의 강성과 초기틈새에 따른 γ_{11} 과 β_{11} 의 변화를 나타내고

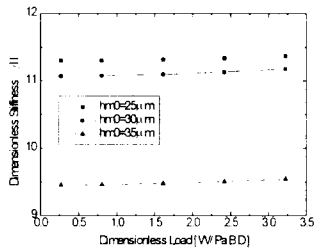


(a) Stiffness γ_{11}

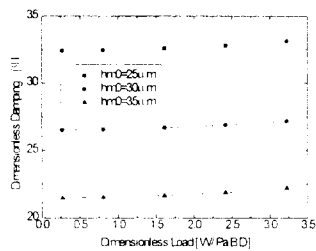


(b) Damping β_{11}

Fig. 10 γ_{11} & β_{11} vs. t_m ($h_{nl}=30\mu m$)

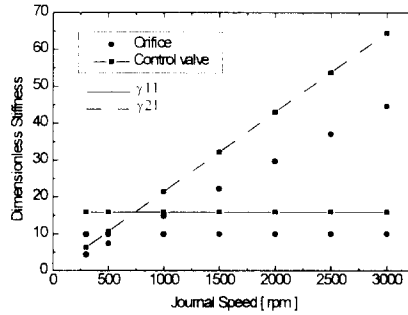


(a) Stiffness γ_{11}

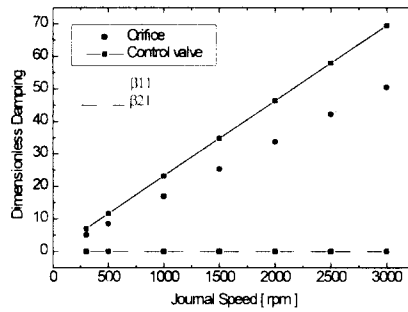


(b) Damping β_{11}

Fig. 11 γ_{11} & β_{11} vs. h_{nl} ($t_m=0.6mm$)



(a) Stiffness



(b) Damping

Fig. 12 Stiffness & Damping vs. Journal speed ($\overline{F_{st}}=0.807$, Valve : $h_{nl}=30\mu m$, $t_m=0.5mm$)

있다. 제어밸브 사용시 다이어프램 강성이 커지면 유량제어 성능이 떨어지고, 초기틈새가 커지면 유량이 많아져 유량제어 효과가 감소되어 강성과 댐핑값이 오리피스 사용시와 비슷해지거나 작아진다.

Fig. 12 는 오리피스와 제어밸브($h_{nl}=30\mu m$, $t_m=0.5mm$) 사용시 회전속도에 따른 강성과 댐핑의 변화를 나타내고 있다. 속도가 증가함에 따라 γ_{11} 과 β_{21} 의 값은 변화가 적지만, γ_{21} 과 β_{11} 은 크게 증가하는데 제어밸브의 경우 더욱 급격히 증가함을 알 수 있다.

위의 결과들로부터 다이어프램을 사용하는 경우 각 시스템에 따라 원하는 하중지지용량, 강성

과 댐핑을 얻기 위해서는 적절한 다이아프램의 초기틈새와 강성을 사용하여야함을 알 수 있다.

4. 결론

정수압 제어된 베어링에 오리피스와 다이아프램 제어밸브를 사용한 경우에 대해 수치 해석적으로 정특성수와 동특성수를 구하였고, 다이아프램 제어밸브의 경우 다이아프램의 강성과 초기틈새를 달리하면서 해석하였다.

1. 베어링의 정특성수와 동특성수를 FDM을 통하여 효과적으로 구하였다.
2. 적절한 다이아프램의 초기틈새와 강성을 가진 제어밸브를 사용하는 경우가 오리피스를 사용하는 경우보다 하중지지용량, 강성과 댐핑이 높게 나타남을 알 수 있었다.
3. 다이아프램 제어밸브의 경우 다이아프램의 강성과 초기틈새의 영향을 수치 해석적으로 예측할 수 있었다.

5. 기호설명

B	베어링 폭
R	베어링 반지름
D	베어링 지름
C	베어링 클리어런스
e	편심량
ϕ	자세각
ϵ	편심률 ($= e/C$)
ϕ_0, ϵ_0	정적평형위치에서의 자세각과 편심률
H	무차원 유막 두께 ($= 1 - \epsilon \cos(\phi - \theta)$)
P	무차원 유막 압력 ($= p/p_a$)
p_s	공급압력
p_a	대기압
γ_y	무차원 강성 ($= \frac{K_y \cdot C}{p_a \cdot B \cdot D}$)
β_y	무차원 댐핑 ($= \frac{D_y \cdot \omega \cdot C}{p_a \cdot B \cdot D}$)
A	베어링 상수 ($= \frac{6 \mu R^2 \omega}{p_a C^2}$)
τ	무차원 시간 ($= \omega t$)

P_r	무차원 포켓압력 ($= p_r/p_s$)
Q	무차원 유량 ($= \frac{12 \mu q}{p_a C^3}$)
h_{m0}	다이아프램 초기틈새
ω	축의 회전각속도
t_m	다이아프램 두께
r_p	압력비 ($= p_r/p_s$)
\overline{F}_x	무차원 하중 ($= \frac{W}{p_a \cdot B \cdot D}$)
$\overline{F}_x, \overline{F}_y$	무차원 베어링 반력

6. 참고문헌

- (1) D. V. Singh & R. Sinhasan & R. C. Ghai, 1979, "Static and Dynamic Performance Characteristics of an Orifice-compensated Hydrostatic Journal Bearing", *ASLE Transactions*, Vol. 22, pp 162~170
- (2) Stanley B. Malanoski & Alfred M. Loeb, 1961, "The Effect of the Method of Compensation on Hydrostatic Bearing Stiffness", *Journal of Basic Engineering*, pp 179-187
- (3) R. Sinhasan & S. C. Sharma & S. C. Jain, 1989, "Performance Characteristics of an Externally Pressurized Capillary-compensated Flexible Journal Bearing", *Tribology international*, pp 283-293
- (4) S. Yoshimoto & Y. Anno & M. Fujimura, 1993, "Static Characteristics of a Rectangular Hydrostatic Thrust Bearing with a Self-controlled Restrictor Employing a Floating Disk", *Journal of Tribology*, Vol. 115, pp 307-311
- (5) M. E. Moshin & S. A. Morsi, 1969, "The Dynamic Stiffness of Controlled Hydrostatic Bearing -s", *Journal of Lubrication Technology*, pp 597-608
- (6) S. A. Morsi, 1972, "Passively and Actively Controlled Externally Pressurized Oil film Bearings", *Journal of Lubrication Technology*, pp 56-63
- (7) C. Cusano, 1974, "Characteristics of Externally Pressurized Journal Bearings with Membrane-type Variable-flow Restrictors as Compensating element -s", *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 188, pp 527-535
- (8) 김 우정, 박 상진, 한 동철, 1991, "외부가압 공기 베어링의 동적 특성에 관한 연구", *윤활학회지*, Vol. 7, No. 2, pp 51-60