

# 가변간극형상의 다이어프램을 갖는 외부가압 공기베어링에 관한 연구

## A Study on Externally Pressurized Air Bearings with a Variable Gap Diaphragm

함형승 · 성열학\* · 김경웅\*

기아자동차 중앙연구소, 한국과학기술원 기계공학과\*

### 1. 서론

외부가압 공기베어링은 윤활제가 공기이므로 오염이 적고 깨끗하며 우수한 회전정밀도를 얻을 수 있다는 특징이 있으며 마찰과 열발생이 적어서 정밀도를 요구하는 측정기기의 미끄럼면이나 초정밀 제품 가공용 스피indle베어링 등으로 많이 사용되고 있다.

그러나 공기베어링은 공기막의 상대적으로 낮은 점도나 감쇠특성으로 인해 낮은 부하지지능과 강성을 갖게 되고 필요한 부하지지능을 얻기 위해서는 기름윤활의 경우보다 매우 얇은 윤활막을 요구하게 되어 충분한 감쇠력을 생성할 수 없는 등의 단점이 있다.

이러한 점을 개선하기 위한 연구방향 중 하나로써 얇은 금속판이나 일래스토머 등으로 이루어진 유연한 탄성표면을 갖는 베어링에 대한 연구가 있다.

P. L. Holster<sup>(1)</sup>, K. Hayashi<sup>(2)</sup> 등은 내부압력변화에 의해 탄성변형이 발생하는 얇은 금속판을 갖는 베어링이 기존의 강체표면을 갖는 베어링에 비해 부하지지능이 개선되며 더 높은 강성을 갖게됨을 보였다. E. Blondeel<sup>(3)</sup>도 이중 원뿔형 멤브레인을 갖는 베어링을 해석, 실험하여 낮은 부하영역에서의 베어링 특성이 개선되는 결과를 보였다. 그러나 이러한 연구들에서는 멤브레인의 탄성치점이 압력분포에 따라 유동적으로 변화하므로 베어링의 특성이 멤브레인의 재료물성과 두께에 크게 좌우되는 단점이 있다.

그러므로 베어링의 특성이 재료의 물성에 크게 영향 받지 않는 구조를 가지고, 기존의 설계조건이 변경되더라도 그 바뀐 작동조건 하에서 적절히 작동할 수 있으며 불안정성에 능동적으로 대처할 수 있는 베어링에 대한 연구가 필요하다고 생각된다.

본 연구에서는 이러한 문제점들을 해결하고 보다 향상된 정·동특성을 가지는 베어링을 구현하기 위하여 PZT 구동에 의해 가변 간극 형상을 갖도록 베어링 외경부를 강제로 변형시킨 중심 고정형 다이어프램을 생각하고, 우선적으로 이러한 가변 간극 형상의 외부가압 기체 드러스트 베어링의 정특성을 해석 및 실험하여 그 개선된 성능을 알아보고자 한다.

### 2. 원리

Fig. 1과 같이 중심에 급기구를 갖는 원형의 다이어프램으로 베어링면을 구성하고 그 외경부를 PZT로 구동하여 베어링면의 형상을 가변 간극을 가지는 형태가 되도록 한다.

중심의 급기구를 통하여 공기를 공급하고 이때 내부에 형성되는 압력분포에 의해 부하를 지지하게 된다.

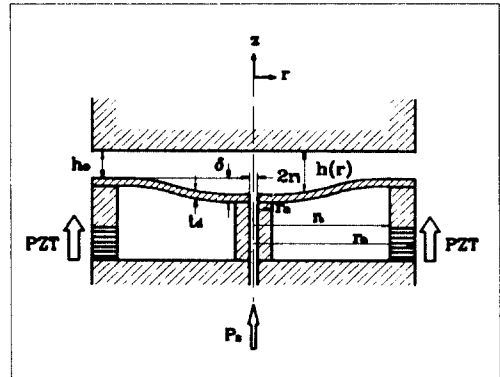


Fig. 1. A principle of a variable gap diaphragm.

### 3. 이론

#### 3-1. 지배방정식

베어링 내의 압력분포를 구하기 위해 공기막 압력과 외부 부하와의 힘의 균형에서부터 유도된 원통 좌표계의 Navier-Stokes 방정식으로부터 압축성유체에 대한 Reynolds 방정식을 유도하여 무차원화하면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dR} \left[ R H_c^3 \frac{d}{dR} P^2 \right] = 0 \quad (1)$$

여기서 사용된 무차원 변수들은 다음과 같다.

$$R = \frac{r}{r_0}, \quad H_c = \frac{h}{h_c} = \frac{h_0 + \omega}{h_0 + \delta}, \quad P = \frac{p}{p_a}$$

경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} p &= p_i & \text{at } r &= r_i \\ p &= p_a & \text{at } r &= r_o \end{aligned}$$

경계조건을 대입하여 Reynolds 방정식을 풀면 베어링의 압력분포는 식(2)와 같다.

$$p^2 = p_i^2 \left[ 1 - \frac{p_i^2 - p_a^2}{p_i^2} \frac{\int_r^{r_i} \frac{dr}{rh^3}}{\int_{r_o}^{r_i} \frac{dr}{rh^3}} \right] \quad (2)$$

Fig. 1에서와 같은 다이어그램의 치짐을 구하기 위하여, 굽힘 모멘트를 받는 원형평판의 치짐을 계산하는 Sophie-Germain Biharmonic 방정식<sup>(4)</sup>은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \nabla^4 \omega &= \frac{q}{D} \\ \frac{d}{dR} \left[ \frac{1}{R} \frac{d}{dR} \left( R \frac{d\omega}{dR} \right) \right] &= \frac{Q r_o^3}{D} \\ 2\pi r Q &= \int_0^r 2\pi r q \, dr \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 사용된 변수들은 다음과 같다.

$q$  : Load Density ( $N/m^2$ )

$$D = \frac{E t_a^3}{12(1-\nu^2)} : \text{Bending Rigidity}$$

이 때 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dR} &= 0 & \text{at } R &= R_a, R_b \\ \omega &= 0 & \text{at } R &= R_b \\ \omega &= \delta & \text{at } R &= R_a \end{aligned}$$

베어링 면에 형성되는 압력분포를 Fig. 2에서와 같이 선형이라고 가정하면 중심 고정형 다이어그램의 치짐량 분포는 다음과 같다.

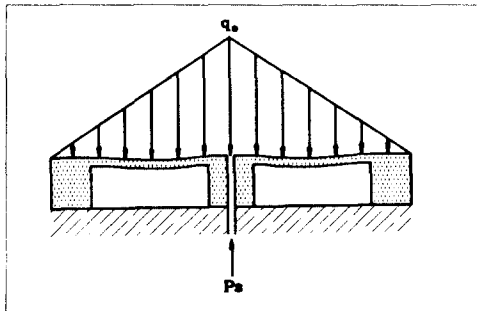


Fig. 2. A modeling of a pressure distribution in a bearing clearance.

$$\begin{aligned} \omega(R) &= \omega_b + \omega_p \\ &= \delta \frac{F(R)}{F(R_a)} + \frac{A}{14400 D (R_b^2 - R_a^2)} \\ &\quad * \left\{ G(R) - \frac{G(R_a)}{F(R_a)} F(R) \right\} \end{aligned} \quad (4)$$

이 때,

$$\begin{aligned} F(R) &= (-R_b^2 - 2R_b^2 \ln R_b + 2R_a^2 \ln R_a + R_a^2) R^2 \\ &\quad + 2 \ln R \left\{ R^2 (R_b^2 - R_a^2) - 2R_a^2 R_b^2 \ln \frac{R_a}{R_b} \right\} \\ &\quad + R_b^2 \left\{ R_b^2 - 2R_a^2 \ln \frac{R_a}{R_b} (1 - 2 \ln R_b) - R_b^2 \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G(R) &= (R_b^2 - R_a^2)(225R^4 - 64R^5) + \\ &\quad 10 \{ 16(R_b^5 - R_a^5) - 45(R_b^4 - R_a^4) \} R^2 \\ &\quad + 20 \{ R_a^2 (45R_b^4 - 16R_b^5) - \\ &\quad R_b^2 (45R_a^4 - 16R_a^5) \} \ln \left( \frac{R}{R_b} \right) - 96R_b^7 \\ &\quad + 225R_b^6 - 64R_b^5 R_a^2 + 225R_b^4 R_a^2 \\ &\quad - 450R_b^2 R_a^4 + 160R_b^2 R_a^5 \end{aligned}$$

이다.

### 3-2. 경계조건

공급압력  $p_s$ 가 작용하는 외부에서 압력  $p_i$ 가 작용하는 베어링면으로 유입되는 질량유량  $\dot{m}_{in}$ 은 짧고 좁은 급유구에 유입저항이 일어나는 오리피스식으로 모델링 할 수 있다. 이 식을 무차원화하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{M}_{in} &= \frac{\dot{m}_{in} \sqrt{RT}}{C_d \pi d p_s h_c} \\ &= \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ \left( \frac{P_i}{P_s} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_i}{P_s} \right)^{1+1/k} \right]} \\ &\quad \text{for } \frac{P_i}{P_s} \geq P_c \\ &= 0.685 \quad \text{for } \frac{P_i}{P_s} < P_c \end{aligned} \quad (5)$$

오리피스 출구 중심으로부터 틈새로 빠져나가는 질량 유량  $\dot{m}_{out}$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(5)</sup>

$$\begin{aligned} \dot{m}_{out} &= \int \rho u \, dA \\ &= \int_0^{2\pi} \int_{-h/2}^{h/2} \frac{-p}{RT} \frac{1}{8\mu} \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right) [h^2 - 4v^2] r \, dy \, d\theta \\ &= \int_0^{2\pi} \left[ -\frac{h^3 r}{12\mu RT} \left( -p \frac{\partial p}{\partial r} \right) \right] d\theta \\ &= \frac{\pi p_a^2 h_c^3}{12\mu RT} \frac{(F_i^2 - 1)}{\int_a^1 \frac{dR}{RH_c^2}} \end{aligned} \quad (6)$$

공기공급구 오리피스를 통과하는 질량유량과 오리피스 출구 중심으로부터 베어링 틈새로 빠져나가는 질량유량은 같으므로 다음과 같은 경계조건식을 구할 수 있다.

$$M_{out} = \frac{\dot{m}\sqrt{RT}}{C_d\pi dp_s h_c} \quad (7)$$

$$= \frac{p_a h_c^2}{24\mu C_d\pi d\sqrt{RT}} \frac{p_a}{p_s} \frac{2\pi (P_i^2 - 1)}{\int_{\sigma}^1 \frac{dR}{R H_c^3}}$$

위 식의 둘째 항은 오리피스에서의 질량유량식이고 마지막 항은 오리피스 출구 둘레의 베어링 틈새에서의 유량식이다. 이를 정리하여 무차원화하면 다음과 같다.

$$A_i P_s M = \frac{2\pi(P_i^2 - 1)}{\int_{\sigma}^1 \frac{dR}{R H_c^3}} \quad (8)$$

여기서 사용된 무차원 변수들은 다음과 같다.

$$R = \frac{r}{r_o}, \quad P_s = \frac{p_s}{p_a}, \quad P_i = \frac{p_i}{p_a}$$

$$H_c = \frac{h}{h_c} = \frac{h_o + \delta}{h_o + \delta}$$

$$A_i = \frac{24\mu C_d\pi d\sqrt{RT}}{p_a h_c^2} : \text{Feeding Parameter}$$

$$M = \frac{\dot{m}\sqrt{RT}}{C_d\pi dP_s h_c} : \text{Nondimensional Mass Flow Rate}$$

### 3-3. 수치계산 결과

계산에 이용된 베어링의 주요 치수와 변수들은 Table. 1과 같다.

Table. 1. Parameters for numerical calculation

Air inlet radius	$r_i = 0.5 \text{ mm}$
Inlet support radius	$r_a = 3.0 \text{ mm}$
Outlet support radius	$r_b = 18.0 \text{ mm}$
Outlet radius	$r_o = 20.0 \text{ mm}$
Viscosity of air	$\mu = 1.8 \times 10^{-4} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$
Temperature	$T = 290 \text{ K}$
Gas constant	$R = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$
Young's modulus	$E = 200 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
Poisson's ratio	$\nu = 0.27$
Supply pressure	$P_s = 0.4 \text{ MPa}$
Gap difference	$\delta = 0.2, 5, 10, 20 \mu\text{m}$
Diaphragm thickness	$t_d = 0.1, 0.3, 1.0 \text{ mm}$

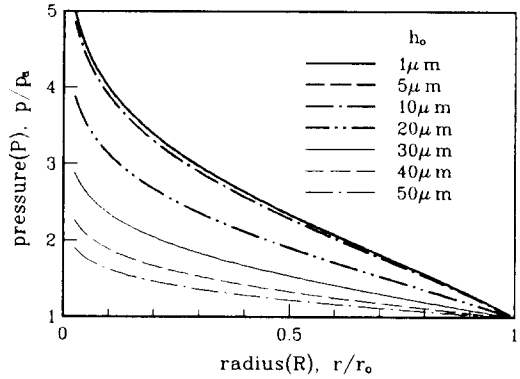


Fig. 3. Radial pressure distribution in circular thrust bearings. (without deflection by pressure load,  $p_a = 0.4 \text{ MPa}$ )

#### 3-3-1. 압력에 의한 다이어프램의 변형을 고려하지 않을 때

다이어프램의 변형이 베어링면의 내부에 발생된 압력 분포에는 무관하고 압전소자(PZT)의 변형에 의해서만 발생하는 경우를 생각해 본다. Fig. 3은 베어링면의 변형이 전혀 존재하지 않는 원형 평판 드러스트 베어링에서의 반경방향 압력분포를 나타낸다. 베어링 간극  $h_o$ 가 비교적 큰 구간에서는 간극이 변화함에 따라 압력분포의 변화가 현저히 나타나지만 간극이  $10 \mu\text{m}$ 이하에서는 거의 같은 반경방향 압력분포를 나타내므로 이 구간에서는 베어링 간극의 감소에 따른 부하지능의 추가적인 증가는 거의 없으며 강성 또한 아주 작아지게 된다.

Fig. 5(a)는 PZT를 구동하여 다이어프램의 깊이  $\delta$ 를 변화시켰을 때의 부하지능의 변화를 나타낸 그림으로, 같은 베어링 간극 하에서  $\delta$ 의 증가에 따른 부하의 증가가 현저하게 나타남을 알 수 있다. 이는 Fig. 4에서 보는 바와 같이  $\delta$ 가 증가함에 따라 베어링 간극이 작은 영역에서 압력분포의 변화가 더욱 커지게 되기 때문이다. Fig. 5(b)에 나타나 있는 것과 같이 베어링 간극  $h_o$ 가 약  $6 \mu\text{m}$  이상의 영역에서는  $\delta$ 가 증가함에 따라 강성이 증가하게 되고 그 이하에서는  $\delta$ 의 변화에 민감하게 되며, 최대의 강성을 갖도록 하는  $\delta$ 값이 존재한다.

결과적으로, 가변간극에 발생된 압력에 의한 다이어프램의 변형이 거의 발생하지 않는 두께의 원형 드러스트 베어링의 경우에 베어링 간극이  $20 \mu\text{m}$ 이하에서  $\delta$ 의 증가에 따라 부하지능의 증가가 크게 나타나고 강성 또한 매우 높게 나타나게 된다. 이러한 베어링 성능의 변화는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 공기 공급구에서의 압력  $p_i$ 의 증가에 의한 것이 아니고 가변간극 형태에서

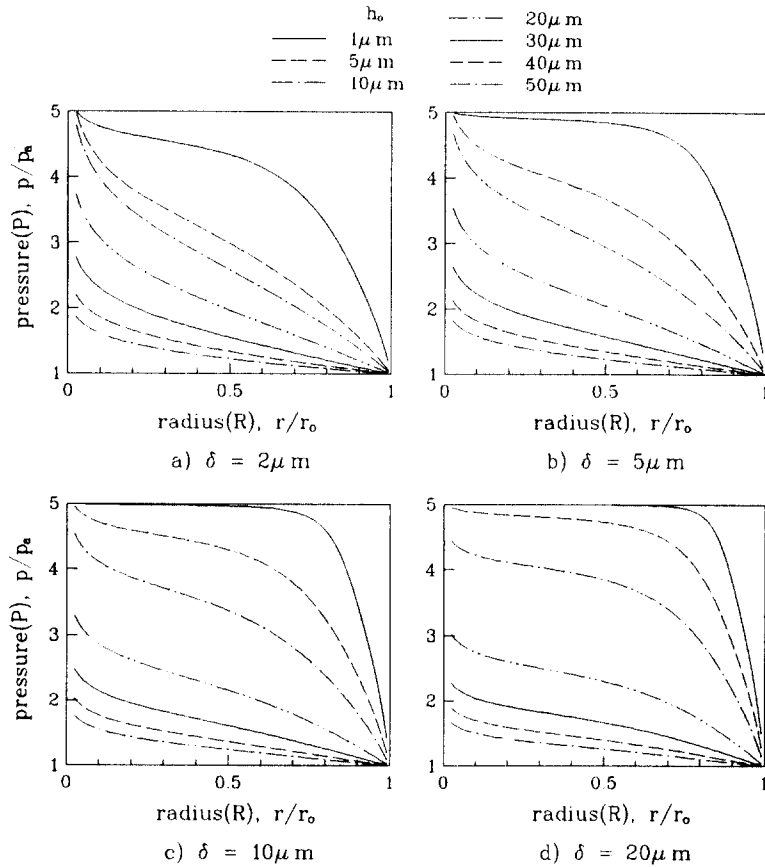


fig. 4. Radial pressure distribution about gap difference  $\delta$ .  
(without deflection by pressure load,  $p_s=0.4\text{MPa}$ )

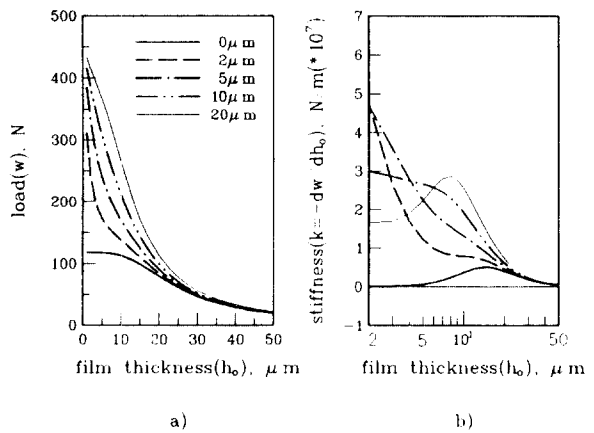


fig. 5. Variations of load and stiffness about gap differences.  
(without deflection by pressure load,  $p_s=0.4\text{MPa}$ )

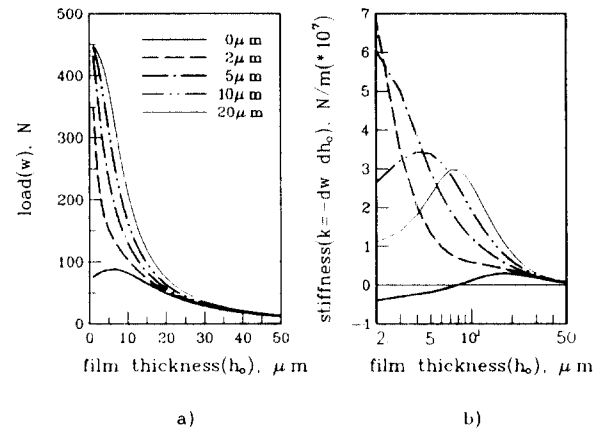


fig. 6. Variations of load and stiffness about gap differences.  
(with deflection by pressure load,  $p_s=0.4\text{MPa}$ ,  $t_d=0.1\text{mm}$ )

형성되는 압력분포의 변화에 주로 기인하게 되며, 이는 레스트리터의 조절기능을 가변간극형상이 대부분 하게 되므로 유량의 증가없이 보다 큰 부하지능과 높은 강성을 얻을 수 있음을 의미하게 된다.

### 3-3-2. 압력에 의한 다이어프램의 변형을 고려할 때

다이어프램의 두께가 얇아서 발생된 압력에 의한 베어링면의 변형이 존재하는 경우에 대하여 생각해 본다. 이와 같은 경우에는 Fig. 6(a)에서 보는 바와 같이 베어링 간극이 작은 영역에서 부하가 오히려 감소하는 구간이 발생하게 되며, 강성은 Fig. 6(b)에서와 같이 옴의 값도 가지게 된다. 이러한 변화는 베어링 내부에 형성된 높은 압력분포에 의한 다이어프램의 변형에 의해 공기공급구에서 베어링면으로의 간극이 국부적으로 넓어지는 데서 오는 급격한 압력의 감소에 기인하는 것이다. 이 때  $\delta$ 를 증가시키에 따라 PZT구동에 의한 다이어프램의 변형이 압력에 의한 변형을 보상하게 되어 가변간극형상을 갖게 되면 부하지능은 증가하게 된다.

다이어프램의 두께에 따른 외부가압 원형 드러스트 베어링의 특성에 대한 수치해석 결과를 살펴보면, 두께가 증가함에 따라 부하지능이 증가하며 두께가 0.3mm 이상일 경우 두께에 따른 부하지능의 변화는 거의 없는 것을 Fig. 7에서 알 수 있다. 이러한 유한한 두께를 갖는 베어링면은 PZT의 구동에 의해 다이어프램을 가변간극 형태로 변화시킬 수 있으므로 PZT를 이용하여 보다 손쉬운 방법으로 원하는 성능을 갖는 베어링을 구현할 수가 있다.

이 때에도 베어링 간극이 작은 영역에서 다이어프램 중심부의 처짐에 의한 부하의 증가는 Fig. 7에서 보는 바와 같이  $\delta$ 가 증가함에 따라 현저하게 증가함을 알 수 있다. 그림에서 0.3mm 이상의 두께가 되면 압력분포에 의한 다이어프램의 변형이 거의 발생하지 않게 되어 부하의 추가적인 변화가 거의 없으므로 가변간극형상의 강체 다이어프램과 같은 특성을 보인다.

Fig. 8에서는 베어링 두께에 따른 강성의 변화를 보여주고 있는데 대체적으로 두께가 0.1mm 정도로 얇을 때 두께가 0.3~1.0mm 정도로 두꺼울 때보다 강성이 좋음을 알 수 있고 두께가 0.3~1.0mm일 때는 두께에 의한 강성의 변화는 크지 않다. 또, 베어링 간극이 약 7 $\mu$ m 이상에서는 처짐량  $\delta$ 를 증가시킬수록 강성이 증가하나 그 이하에서는 증가하다가 다시 떨어지는 경향을 보인다. 이는 간극이 아주 작은 영역에서는 베어링 강성을 최대를 하는 처짐량  $\delta$ 가 존재함을 의미한다.

결과적으로 가변간극을 갖는 중심 고정형 드러스트 베어링의 경우 큰 부하지능과 높은 강성을 갖는 베어링 간극의 형태를 PZT구동에 의해  $\delta$ 를 변화시킴으로써 얻을 수 있으며, 베어링의 특성이 압력에 의한 변형

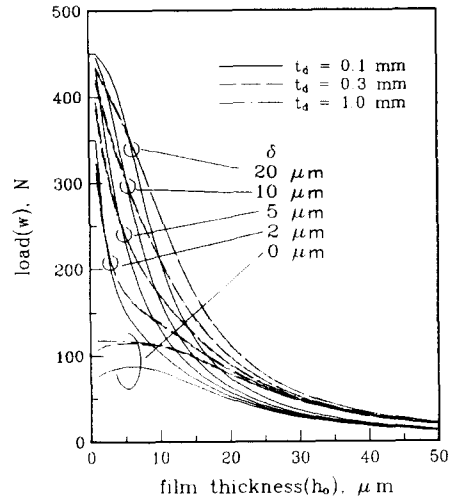


Fig. 7. Variations of load about film thickness and gap difference  $\delta$  ( $p_s = 0.4\text{MPa}$ ,  $t_d = 0.1, 0.3, 1.0\text{mm}$ )

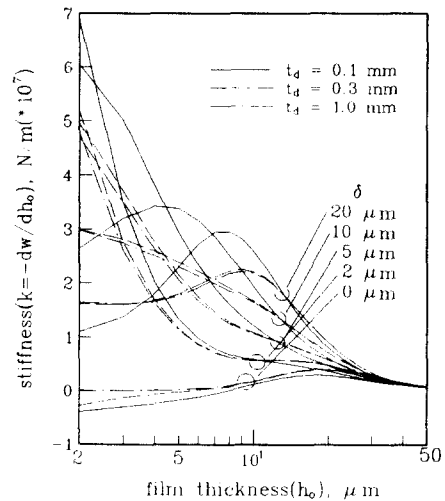


Fig. 8. Variations of stiffness about film thickness and gap difference  $\delta$  ( $p_s = 0.4\text{MPa}$ ,  $t_d = 0.1, 0.3, 1.0\text{mm}$ )

에 의해 거의 영향을 받지 않는 다이어프램의 두께를 알 수가 있다. 또한, 변경된 작동조건(부하, 평균간극, 공급압력 등)하에서도  $\delta$ 를 변화시킴으로써 원하는 베어링의 특성을 얻을 수가 있다.

## 4. 실험

실험장치는 Fig. 9와 같고 Table. 2에 베어링의 주요 치수와 변수들을 나타내었으며, PZT에 의해 구동되는 드리프트 베어링부와 부하블록의 축방향 균형을 조절할 수 있는 수평조절 나사부, 부하를 가할 수 있는 상·하 일체형 판 구조로 이루어져 있다.

### 4-1. 실험 장치

◇드리프트 베어링: Fig. 10에서 보는 바와 같이 상부 베어링부분의 중심부에 공기공급구가 있으며 원주방향 120° 간격으로 캡센서가 있다. 직사각형 블록이 PZT 구동에 의한 변위를 다이어프램의 외경에 전달한다.

◇압전소자(PZT) : 공급전압에 따라 변위가 발생하는 압전소자의 특성은 Table. 3에 나타내었다.

### 4-2. 실험 방법

베어링에 공기를 공급한 후 공기막에 의해 상판이 부상하게 되면 상판의 기울어진 정도를 캡센서로 측정하여 오실로스코프로 관찰한다.

수평조절 나사를 조정하여 상·하판의 부하중심을 공기 공급구 가운데에 오게하여 두 베어링면이 평행이 되도록 한다.

PZT에 전압을 가하여 중심부와 외경부와의 높이차가 발생하게 되면 그 때의 외경부 베어링간극( $h_0$ )을 측정한다.

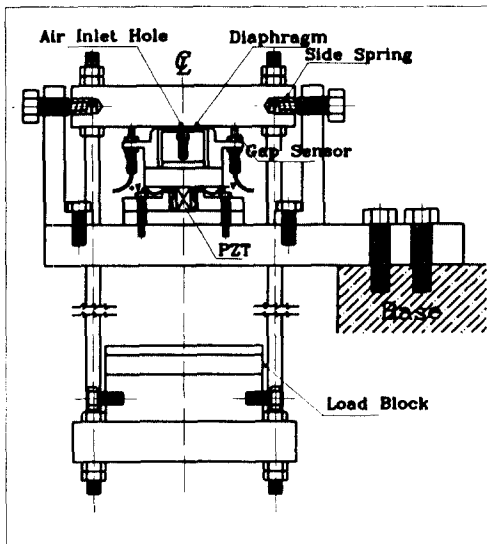


Fig. 9. A apparatus of a bearing experiment.

Table. 2. Specifications of the test bearing

Air inlet radius	$r_i = 0.5\text{mm}$
Inlet support radius	$r_a = 3.1\text{mm}$
Outlet support radius	$r_b = 18.0\text{mm}$
Outlet radius	$r_o = 22.0\text{mm}$
Supply pressure	$p_s = 0.4\text{MPa}$
Gap difference	$\delta = 2.5, 8, 11, 14, 17\mu\text{m}$
Diaphragm thickness	$t_d = 1.0\text{mm}$

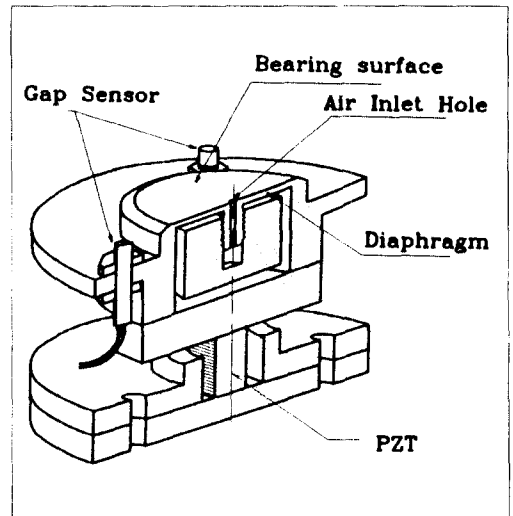


Fig. 10. A thrust bearing part with a diaphragm.

Table. 3. Characteristics of PZT

치수(mm)	10×10×18	
정격전압(V)	100	
변위량( $\mu\text{m}/100\text{V}$ )	15	±10%
발생력(kgf/100V)	350	±20%
자기공진주파수(kHz)	75	±20%
단자간절연저항(min>MΩ)	20	
정전용량(nF)	6500	1kHz 25°C ±10%
유전손실(%)	3.5	1kHz 25°C ±10%
인장강도(kgf/cm)	50	
압축강도(kgf/cm)	9000	
사용환경온도(°C)	0~45	

### 4-3. 실험결과 및 고찰

Fig. 11은 가해진 부하에 따라 실험적으로 얻은 베어링 간극( $h_o$ )을 이론과 비교한 그림이다. 도형으로 표시된 점들은 실험결과이며 선으로 표시된 것이 이론해석 결과이다. 실험치가 이론곡선을 잘 따라가고 그 차이가 가장 큰 경우에도 약  $2\mu\text{m}$  이내이므로 이론치가 실험결과를 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 또, 차이가 생기는 이유로는 수평조절 나사로 베어링면과 상대면의 평형을 이상적으로 맞추지 못하는데서 생기는 오차와 갭센서의 측정오차를 들 수 있다.

부하가 30kg 정도 되는 지점에서는 간극  $h_o$ 가 이론치에 비해 약간씩 낮아지게 되는데, 이는 PZT에 가해진 전압에 의한 변위가 그대로 베어링 내·외경 높이차  $\delta$ 로 나타난다고 보았으나 실제로는 하중이 가해짐에 따라 PZT가 압축되게 되며 PZT에서 발생한 변위를 베어링 외경부로 전달하여 주는 직사각형 블록도 굽힘 모멘트를 받게 되어 처짐이 발생하게 되므로, 드러스트 베어링에 가해지는 부하가 증가함에 따라 탄성처짐에 의해 외경부분이 수  $\mu\text{m}$  처지게 되어 내·외경 높이차가 줄어들게 되는 오차 요인을 안고 있다.

또, 베어링 간극이 매우 작을 때는 베어링면의 기울어진 오차정도가 베어링 간극에 비해 무시할 수 없게 되므로 이론적인 수평상태보다 낮은 부하를 지지하게 된다.

본 연구에서는  $C_d$  값을 0.85로 고정하였으나 이 값은 일반적인 베어링 간극에서의 값으로써 베어링 간극이 극히 작은 영역에서는 오차를 포함하게 될 것이며 이런 이유도 베어링 간극이 작은 영역에서 오차의 원인이 될 것이다.

### 5. 결론

공기베어링의 정적특성을 향상시키기 위해 PZT에 의해 베어링면이 가변간극형상으로 변형되는 중심고정형 다이어프램을 갖는 외부가압 드러스트 공기베어링에 대한 이론적 해석을 수행하였으며, 이 계산 결과와 실험결과를 비교·검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 이론해석에 의하면 PZT에 의해 변형되는 가변 간극 다이어프램을 갖는 베어링면의 내·외경 높이차  $\delta$ 가 증가함에 따라 부하지지능과 강성이 증가한다.
2. 재료물성과 두께 변화에 베어링의 특성이 영향을 받지 않도록 압력에 의한 베어링면의 변형을 무시할 수 있는 다이어프램의 두께를 예측할 수 있다.
3. 가변 간극 형상의 다이어프램을 갖는 베어링의 부하지지능에 대하여 실험결과와 이론이 잘 일치하므로 이론해석 결과를 신뢰할 수 있다.

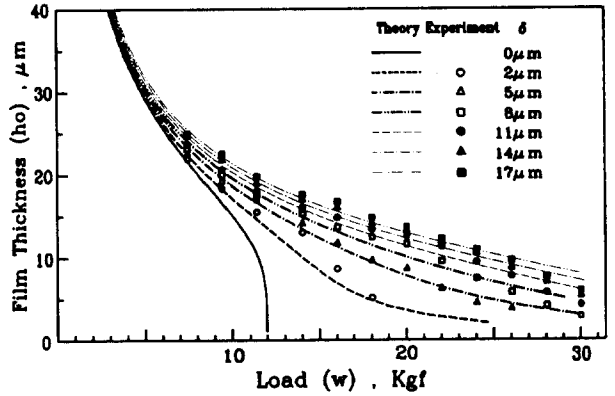


Fig. 11. A compare of theory and experiment result in load. ( $p_a=0.4\text{MPa}$ ,  $t_d=1.0\text{mm}$ )

### 기호 및 약어

- $C_d$  discharge coefficient, 0.85
- $h$  gap at radius  $r$
- $H_o$  nondimensional gap at outside radius,  $h_o/d$
- $k$  general gas film stiffness,  $d\omega/dh_o$
- $R_a$  nondimensional inside support radius of diaphragm,  $r_a/r_o$
- $R_b$  nondimensional outside support radius of diaphragm,  $r_b/r_o$
- $t_d$  diaphragm thickness
- $W$  nondimensional weight,  $w/p_a A$
- $\delta$  gap difference,  $h_c - h_o$
- $\sigma$  radius ratio,  $r_i/r_o$
- $w_p$  displacement of diaphragm by pressure
- $w_s$  displacement of diaphragm by displacement at center

### 참고문헌

1. P. L. Holster, J. A. H. Jacobs, "Theoretical Analysis and Experimental Verification on the Externally Pressurized Air-bearing Pads with Load Compensation," Gas Bearing Symposium, Univ. of Southampton, pp. 1-16, 1986.
2. K. Hayashi, "Investigation on Externally Pressurized, Gas-Lubricated, Circular Thrust Bearing with Flexible Surface," Gas Bearing Symposium, Univ. of Southampton, pp. 1-18, 1981.
3. E. Blondeel, R. Snoeys, L. Devrieze, "Externally Pressurized Bearings with Variable Gap Geometries," Gas Bearing Symposium, Univ. of Southampton, pp. 21-38, 1976.
4. Stephen P. Timoshenko, S. Woinowsky-Krieger, Theory of Plates and Shells, McGraw-Hill International Book Company, New York, 1984.
5. 이정배, "공기베어링의 능동제어에 대한 연구," 한국과학기술원, 석사학위논문, 1993.