

# 공기 포일 스러스트 베어링의 하중지지능력에 관한 연구

김태영 · 박동진 · 이용복\*

한국과학기술연구원 에너지메카닉스 연구센터

## A study of the Load Capacity of Air Foil Thrust Bearings

TaeYoung Kim, DongJin Park and YongBok Lee†

EnergyMechanics Center, Korea Institute of Science and Technology

(Received June 15, 2009; Revised July 28, 2009; Accepted August 10, 2009)

**Abstract** – Air foil thrust bearings are the critical components available on high-efficiency turbomachinery which need an ability to endure the large axial force. Air foil bearings are self-acting hydrodynamic bearings that use ambient air as their lubricant. Since the air is squeezed by the edge of compliance-surface of bearing, hydrodynamic force is generated. In this study, we measured the air film thickness and obtained the minimum film thickness experimentally. To increase the maximum load capacity, compliance of sub-structure was controlled. From numerical analyses, it is seen that, if the air film thickness is distributed more uniformly by variable compliance, the thrust bearings can take more axial load.

**Keywords** – air foil thrust bearing(공기포일 스러스트 베어링), load capacity(하중지지력), air film(공기 필름), compliance(컴플라이언스), squeeze-air film(스퀴즈 공기 필름)

### 기호설명

$r_i$	베어링 안쪽 반지름 [m]
$r_o$	베어링 바깥쪽 반지름 [m]
$\theta_c$	스러스트 패드 하나의 각도 [deg]
$h$	공기 필름 두께 [m]
$h_1$	입구 공기 필름 두께 [m]
$c$	축방향 베어링 최소 간극 [m]
$\lambda$	공기 분자의 평균 자유 비행 거리
$Kn$	Knudsen Number [ $Kn=\lambda/h$ ]
$P$	공기 필름 압력 [ $N/m^2$ ]
$P_\alpha$	대기압 [ $1.014 \times 10^5 N/m^2$ ]
$\bar{K}_c$	범프 포일 강성 [ $N/m$ ]
$\alpha$	무차원화된 탄성 파운데이션의 컴플라이언스
$\beta$	스러스트 베어링 기울어진 면과 편평한 면 사이의 비

$\bar{w}$	탄성 파운데이션의 변형 [m]
$\phi$	회박계수
$A$	베어링 정수
$\mu$	윤활 유체의 점도 [ $N \cdot s/m^2$ ]
$\rho$	윤활 유체의 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$w$	회전속도 [rpm]
$Pn$	스러스트 패드 갯수

### 1. 서 론

최근 회전시스템의 고속화로 인해, 윤활제로 공기를 사용하는 저널 및 스러스트 베어링에 대한 관심이 크게 증대되고 있다. 공기를 윤활제로 사용하는 베어링은 적은 마찰손실과 폐윤활유를 발생시키지 않는 장점이 있으나 상대적으로 작은 하중지지력이 가장 큰 단점으로 작용하고 있다. 특히, 고속회전체를 사용하는 터보기기의 초고속화 및 고용량화 등으로 스러스트 방향의 하중지지력이 큰 스러스트 베어링에 대한 요구가 크게

\*주저자 · 책임저자 : lyb.kist.re.kr

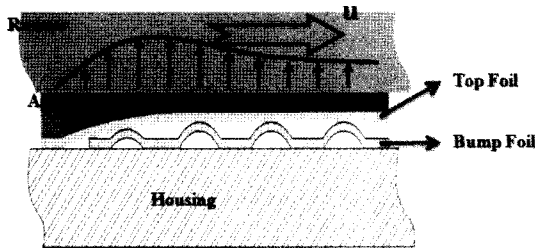


Fig. 1. Description of air bump foil bearings.

증대되고 있다.

공기 포일 베어링은 회전체의 회전에 따라 스퀴즈 공기 필름으로 인해 동압이 발생하면서 지지력을 발생시키는 베어링으로 Fig. 1은 베어링에 대한 도식과 작동원리를 나타낸다. 공기 포일 베어링은 공기 필름을 형성시켜주는 탑 포일과 탑 포일 아래에서 구조적인 강성과 감쇠를 발생시키는 범프 포일(corrugated bump)로 이루어져 있다.

Heshmat 등은 범프 포일에 대한 단일 컴플라이언스를 가정하여 변화각, 회전속도, 범프강성 등의 매개변수를 고려하여 공기 포일 스러스트 베어링의 성능을 예측하였으며 Entrance angle( $\beta$ ) 이 약 45~50°에서 최대 하중지지력이 발생함을 수치해석을 통해 증명하였다[1]. 이후 Heshmat 등은 범프 포일에 유한요소법을 적용하여 고정단 및 자유단 등의 조건들에 대한 강성변화를 고려하였으며 공기 필름의 압력장 및 필름 두께 등을 유한차분법을 적용, 해석된 범프 강성을 연결시켜 3차원으로 계산하여 보다 정확한 성능을 예측하였다[2].

이후 Iordanoff 는 스러스트 공기 포일 베어링이 최대 하중지지력을 가지기 위한 최적 압력 분포를 구하였다. 회전속도에 따른 entrance angle( $\beta$ )의 최적값 및 베어링 상수(Compressibility number)에 따른 최대 압력점의 위치와 입구 공기 필름의 두께 등을 이론적으로 구하였으나, 반경방향에 대한 압력구배에 의한 영향, 베어링의 외부 경계조건이 고려되지 않았다[3]. Park 등 은 공기 필름에 희박기체가정을 도입하여 지지하중 및 섭동법에 의한 동특성 등을 광범위하게 구하였으며 축의 편심 및 기울기 영향을 고려하여 수치해석을 수행하여, 하중지지력이 기울어진 각도에 큰 영향을 받음을 보였다[4].

본 연구에서는 공기 포일 스러스트 베어링의 하중지지능력을 측정하기 위한 실험장치를 구성하여, 하중에 따른 공기 필름의 두께변화를 실험적으로 구하였으며 최대 지지하중 능력과 최소 공기 필름 유막 두께의 상

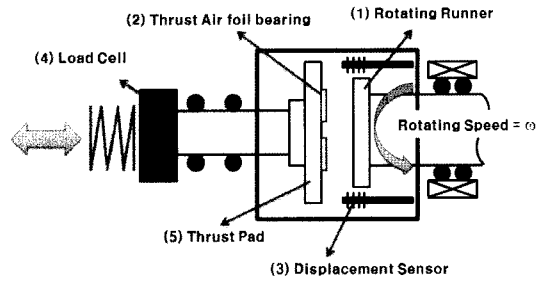


Fig. 2. Description of test facility of air foil thrust bearings.

관성을 고려하였다. 이를 바탕으로 범프 포일의 강성을 조절하여 베어링의 최대 지지하중 능력을 향상시킬 수 있음을 수치해석을 통해 분석, 검토하였다.

## 2. 공기 포일 스러스트 베어링의 실험 및 해석

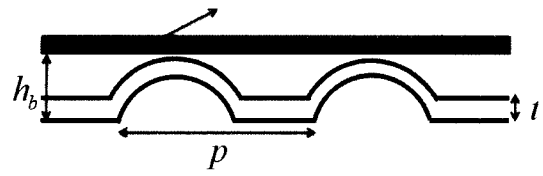
### 2.1. 실험 개요

이 논문에서는 공기 포일 스러스트 베어링의 하중 지지력에 대한 정하중 실험을 통해 최대 지지하중력이 발생하는 현상을 고찰하여 베어링이 지지할 수 있는 최대 지지 하중력과 스러스트 러너와 스러스트 베어링의 탑 포일 사이의 공기 필름의 두께에 대해 고찰하였다. Fig. 2은 실험장치를 간단하게 도시한 것이다. 오른쪽에는 앵글러 볼베어링으로 지지된 모터구동 회전축이 있으며, 회전축의 끝에는 공기 포일 스러스트 베어링과 맞닿아 추력을 받쳐주는 회전 러너(1)가 장착되어 있다. 회전 러너의 표면은 안정적인 공기 필름 형성을 위해 표면 거칠기 0.2  $\mu\text{m}$ (rms) 이내로 크롬코팅처리가 되어 있으며 편평도는 1/1000로 가공되었다. 왼쪽에는 스러스트 패드(5)에 공기 포일 베어링(2)이 장착되어 있으며 스러스트 패드는 리니어 볼 베어링에 의해 축방향 움직임만이 허용되며 120°로 나열되어 있는 총 3개의 와전류 타입의 변위 센서에 의해 축방향 움직임을 측정하게 된다. 스러스트 패드 뒤편으로는 힘센서(4)가 장착되어 축방향의 하중을 측정할 수 있다.

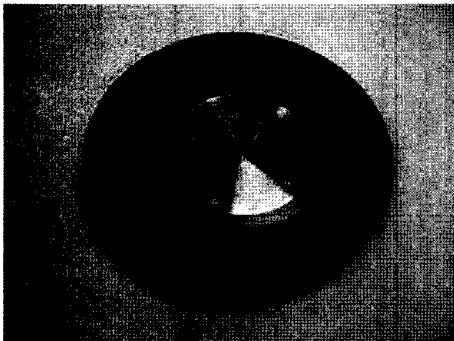
모터를 구동하여 회전 러너가 원하는 속도에 이르면 스러스트 패드가 장착된 축에 하중을 주게 된다. 이때 스러스트 베어링(2)과 회전 러너(1) 사이의 간격이 좁아지면서 공기 필름은 스퀴즈 효과에 의해 압력이 발생하게 되고 발생된 압력의 합은 힘센서에 의해 측정되어 베어링의 지지하중으로 간주된다.

실험에서 사용한 공기 포일 베어링에 대한 형상 및

**Table 1. Geometry and properties of test foil bearings**



$r_o$	베어링 바깥쪽 반지름	55 mm
$r_i$	베어링 안쪽 반지름	30 mm
$p$	범프 피치 길이	5 mm
$h_b$	범프 포일 두께	0.52 mm
$t$	포일 두께	0.2 mm
$\nu$	Poisson's ratio	0.29
$E$	범프의 elasticity	213 Gpa
$t_c$	탑 포일 코팅층의 두께	0.02 mm
$\beta$	기울어진 면과 편평한 면사이의 비	0.5

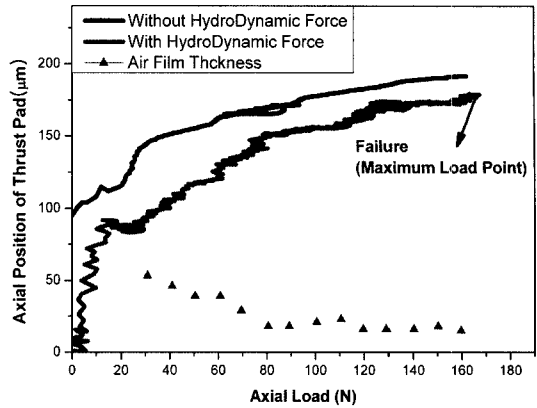


**Fig. 3. Picture of air foil thrust bearings,  $r_o=55$  mm,  $r_i=30$  mm,  $Pn=8$ ,  $\beta=0.5$ .**

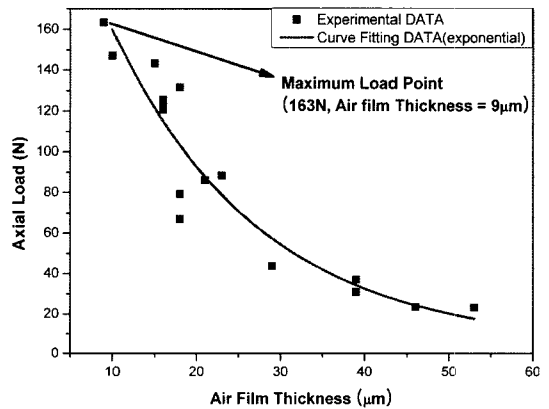
특성은 Table 1에 나열하였다. 탑 포일 표면에는 공기 필름이 형성되기 이전의 마찰력을 최소화하기 위해 코팅처리를 하였다. Fig. 3은 실제 실험에 쓰이기 위해 제작된 공기 포일 스투스트 베어링이다.

**2-2. 실험 결과 및 해석**

실제 스투스트 공기 포일 베어링의 하중 지지력과 공기 필름의 두께사이의 상관관계를 얻기 위해서는 변화하는 하중에 따른 스투스트 러너와 공기 포일 스투스트 베어링의 탑 포일 사이의 변위를 측정해야 한다. 하지만 실제 구동중인 탑 포일 표면에 센서를 설치하기 어렵기 때문에 스투스트 패드의 상대적인 변위를 측정한다. 스투스트 패드의 변위는 베어링 구조(bump foil) 변형량과 에어 필름두께의 변형량의 합으로 이루어지므로 필름 두께



**Fig. 4. Axial load with axial position of thrust pad ( $r_o=55$  mm,  $r_i=30$  mm,  $\omega=30,000$  rpm).**



**Fig. 5. Load capacity with air film thickness ( $r_o=55$  mm,  $r_i=30$  mm,  $\omega=30,000$  rpm).**

를 알기 위해서는 베어링만의 변형량도 측정해야 한다.

Fig. 4는 제작된 공기 포일 베어링에 대한 하중 지지력과 베어링 패드의 위치값을 측정한 시험 데이터이다. 모터를 회전( $\omega=30,000$  rpm)시켜 베어링과 회전러너 사이에 공기 필름을 형성시켰을 경우와 정지상태에서 실험하여 공기 필름 없이 회전러너와 베어링이 직접 닿은 경우의 실험을 비교하였다. 같은 하중조건일 때에는 두 가지의 경우 모두 범프 포일의 변형량이 같으므로, 이 두 데이터의 차이가 실제 공기 필름의 두께로 볼 수 있다.

Fig. 5는 공기 필름의 두께에 따른 하중지지력을 도사한 것으로 공기 필름이  $9 \mu\text{m}$ 에 이르렀을 때 최대 지지 하중력인 147N이 측정되었으며 그 이상의 하중을 가하였을 시에는 베어링 표면손상과 함께 베어링이 파손되었다. 스투스트 베어링의 최대 지지하중 조건은 베어링의 탑 포일 표면과 회전하는 러너사이의 최소 유막이 표면 거칠기와 같아질 경우[5] 발생한다고 볼 수

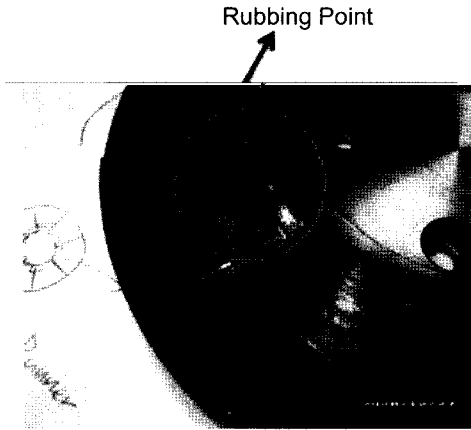


Fig. 6. Failure of the thrust air foil bearing by maximum load condition.

있다. 하지만 표면 코팅된 베어링 탑 포일과 회전하는 러너 사이의 표면 거칠기값이 통상  $\pm 1\mu\text{m}$ 를 넘지 않는 것을 감안하면, 실제 실험으로 얻은 값은 상대적으로 크며 그만큼 유막두께의 편차가 존재한다는 것을 뜻한다. 이는 파손된 베어링을 통해서도 알 수 있다.

Fig. 6은 파손된 베어링부분을 나타낸다. 주로 스러스트 베어링의 반경 안쪽으로 심한 마찰현상이 관찰되며, 이는 단일 컴플라이언스와 일정한 입구 공기 필름두께로 실험했을 시 대체적으로 관찰되는 현상으로 최소유막조건이 베어링 반경 안쪽으로 형성됨을 나타낸다. 일단 가장 먼저 마찰이 발생되면 마찰이 발생된 부분의 초기 마찰에 의해 급격한 열변형이 발생, 베어링과 회전러너 전체가 파손되면서 회전 시스템에 심각한 손상을 야기할 가능성이 있다. 공기 포일 스러스트 베어링의 하중 지지력을 향상시키기 위해서는 이와 같이 공기 필름 두께의 편차를 줄이기 위한 범프 포일의 설계가 필요하다.

2.3. 지지하중력 해석을 위한 수치해석

공기 포일 스러스트 베어링에서 반경이 작은 쪽에서 최소유막이 형성되는 것을 보이기 위해서 해석을 위한 모델을 세우고 수치해석을 수행하였다.

이 논문에서는 기존의 스러스트 공기 포일 베어링에 대한 논문[4]에서 사용한 기호를 사용하기로 한다. 해석에 사용된 포일 베어링의 도식 및 좌표는 Fig. 7에 나타내었다.  $h$ 는 공기 필름의 두께를 나타내며  $h_i$ 은 초기 입구 공기 필름의 두께를 나타낸다.  $r_o$ 과  $r_i$ 는 각각 베어링의 바깥쪽, 안쪽 반지름을 나타낸다. 스러스트 회전 러너는 일정한 각속도( $\omega$ )로 회전한다고 가정한다.

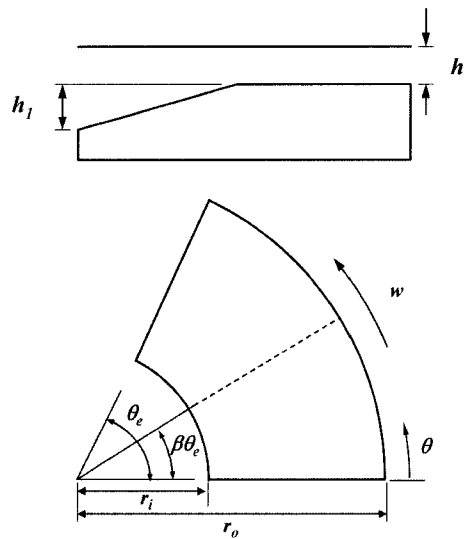


Fig. 7. Thrust bearing nomenclature.

공기의 미끄럼 유동을 고려한[6] 스러스트 공기 포일 베어링의 지배방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\rho h^3}{12\mu} \phi' \frac{\partial P}{\partial r} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{\rho h^3}{12\mu} \phi' \frac{\partial P}{\partial \theta} - \frac{Ph(wr^2)}{2} \right\} = \frac{\partial}{\partial t} (p h r)$$

여기서  $\phi'$ 는 회박 계수를 나타내며 다음과 같다.

$$\phi' = 1 + 6 \frac{\lambda}{h} = 1 + 6Kn$$

각 변수는 무차원화 시킨 후 정상상태를 가정하여 시간변수를 제외하면 다음과 같은 식으로 표현 가능하다.

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left\{ \bar{r} \bar{P} \bar{h}^3 (1 + 6Kn) \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{r}} \right\} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left\{ \bar{P} \bar{h}^3 (1 + 6Kn) \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{\theta}} \right\} = \Lambda \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} (\bar{P} \bar{h} \bar{r}) \quad (1)$$

여기서 무차원화된 변수는 아래와 같다.

$$\bar{r} = r/r_o \quad \bar{h} = h/c$$

$$\bar{P} = P/P_o$$

$$\Lambda = \frac{6\mu\omega R^2}{P_o c^2}$$

여기서  $A$ 는 베어링의 압축성 계수(Compressibility Number), 또는 베어링 상수(Bearing Number)로 정의된다. 형상변수는 아래에 도시하였다.  $\beta$ 는 기울어진 면과 편평한 면 사이의 비이며  $\theta$ 는 탑 포일 1개의 각도이다.

범프 포일의 변형량( $\bar{w}$ )은 공기 필름의 압력에 따라 선형적으로 변한다고 가정하여 다음과 같은 모델식으로 표현할 수 있다.

$$\bar{P}-1 = K_c \bar{w} \quad (2)$$

범프 포일의 변형량과 공기 필름의 입구 두께를 이용하여 무차원화된 공기 필름식은 다음과 같다.

경우 1.  $0 < 0 \leq \beta\theta_e$

$$\bar{h} = 1 + (h_1 - 1) \left( 1 - \frac{\theta}{\beta\theta_e} \right) + \alpha(\bar{P} - 1)$$

경우 2.  $\beta\theta_e < 0 \leq \theta_e$

$$\bar{h} = 1 + \alpha(\bar{P} - 1) \quad (3)$$

여기서  $\alpha$ 는 무차원화된 컴플라이언스 계수로 실제 제작한 베어링의 정특성으로부터 얻은 데이터(Fig. 4)를 바탕으로 계산하여 대입하며 식은 다음과 같다.

$$\alpha = P_0 \pi (r_o^2 - r_i^2) / (K_c c)$$

베어링 내에서 압력장에 대한 식 (1)을 이산화하여 유한차분법을 적용하고 아래의 경계조건을 이용하여 정압 분포를 구하였다.

$$\bar{P} = 1 \text{ at } \bar{r} = 1, 0$$

$$\bar{P} = 1 \text{ at } \theta = 0, \theta_e$$

### 2.4. 해석결과

실제 실험한 베어링과 같은 조건으로 해석하였을 때의 압력분포를 아래 그래프에 나타내었다.

앞서 언급한 여러 논문의 결과와 유사하게 [1,2], 최대 압력점이 생기는 곳은 기울어진 면과 편평한 면이 만나는 지점부근이며, 식 (2)에 의해 압력장이 가장 큰 부분에서의 포일의 변형량이 가장 크다.  $\theta = 22.5^\circ (\beta\theta_e)$ 인 부분인 A-B의 공기 필름 두께를 살펴보면 Fig 9과 같다. 공기 필름이 가장 두꺼운 부분(C)은 반경 바깥 방향으로 치우쳐져 형성되는 것을 볼 수 있으며 이에 따라 반경 안쪽으로 공기 필름이 상대적으로 얇게

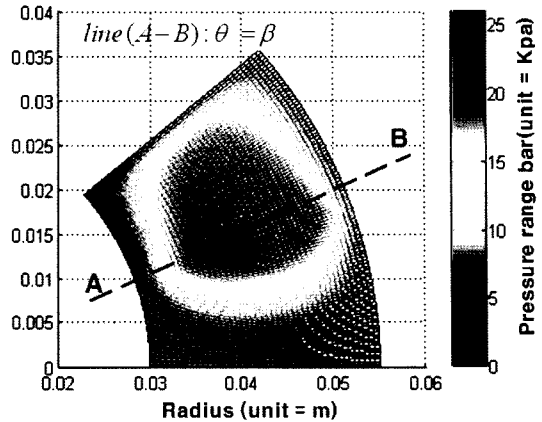


Fig. 8. Pressure distribution ( $r_o = 55 \text{ mm}$ ,  $r_i = 30 \text{ mm}$ ,  $\omega = 30,000 \text{ rpm}$ ,  $\alpha = 1.354$ ,  $\theta_e = 45^\circ$ ,  $\beta = 0.5$ ,  $c = 20 \mu\text{m}$ ).

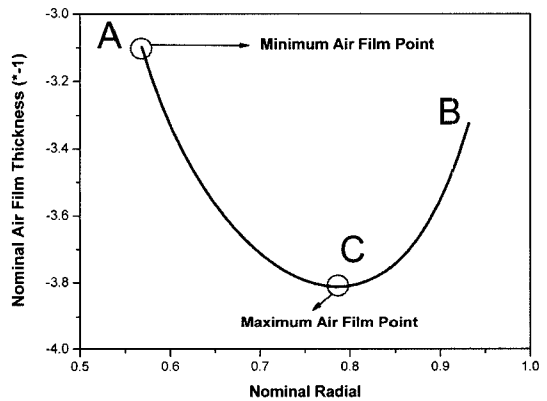


Fig. 9. Nominal air film thickness along the line, A to B in Fig. 8.

형성됨을 알 수 있다. 이는 스러스트 베어링의 하중이 증가함에 따라 공기 필름 두께가 얇아질 경우, 최소 유막이 반경 내부에서 형성됨을 뜻하는 것으로 실험에서 최대하중조건에서 반경 안쪽으로 유막이 사라지며 마찰, 파손이 일어나는 현상을 설명할 수 있다.

### 3. 컴플라이언스 조절을 이용한 공기 포일 스러스트 베어링의 수치해석

공기 필름의 최소두께 편차를 줄이기 위해서는 식 (3)에 의해 반경 바깥 방향쪽의 컴플라이언스를 크게 하여 공기 필름의 평균 편차를 줄일 필요가 있다. 컴플라이언스에 관한 함수로 놓고, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\alpha(r) = s \bar{\alpha} \left( \frac{r_i}{r_o} \right) (1/\bar{r})$$

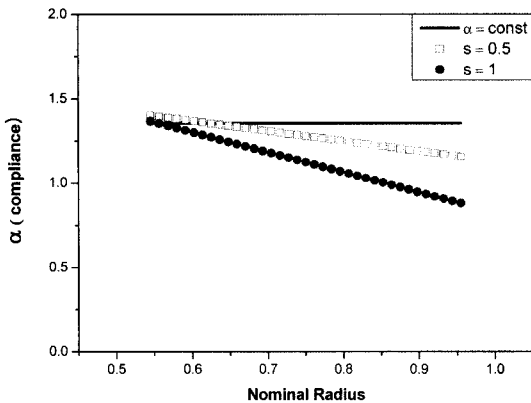


Fig. 10. 3 cases of compliance control.

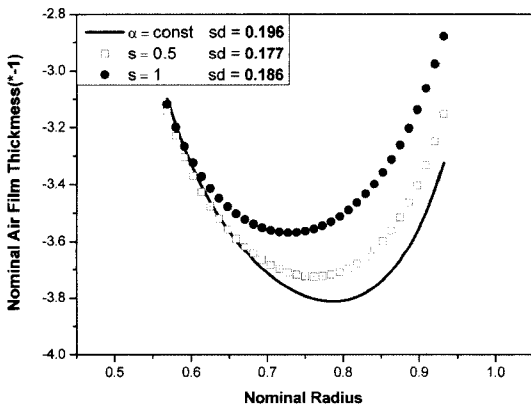


Fig. 11. Nominal air film thickness along the line, A to B in Fig. 8 ( $r_o=55$  mm,  $r_i=30$  mm,  $\omega=30,000$  rpm,  $\theta_c=45^\circ$ ,  $\beta=0.5$ ,  $c=20$   $\mu$ m).

위 식에서  $s$  값을 조절함으로써 컴플라이언스를 조절할 수 있다. 비교를 위해  $\alpha = \text{constant}$ ,  $s=0.5$ ,  $s=1$ 로 컴플라이언스를 구한 다음, 앞에서 제시한 수치해석을 수행하여 필름 두께를 구하였다. Fig. 10은 세가지 경우에 대해 계산된 컴플라이언스를 나타낸다.

가정한 세가지 경우의 컴플라이언스를 대입하여 구한 필름두께는 Fig. 11에 나타내었다. 각 경우에 대하여 편차(sd)를 계산해보면,  $s=0.5$ 인 경우 편차가 가장 작은 것을 알 수 있다. 오히려  $s=1$ 인 경우는 반경 바깥쪽 컴플라이언스가 지나치게 작아 필름 두께가 오히려 더 작아짐을 알 수 있다. 이와 같은 경우는, 하중이 증가함에 따라 최소유막이 반경 바깥쪽에 형성된다.

#### 4. 결 론

공기 포일 스러스트 베어링의 최대 지지하중을 측정

하기 위해, 일반적인 공기 포일 스러스트 베어링의 정하중 실험을 수행하였으며, 하중지지력과 공기 필름 두께사이의 관계를 도출하였다. 실험을 통해 얻은 최대 지지하중 하에서의 공기 필름 두께는  $9 \mu\text{m}$ 로 공기 필름 두께를 줄이면 베어링의 최대 지지하중 능력이 향상됨을 기대할 수 있으며, 이를 위해서는 유막 두께의 편차를 줄이는 것이 필요하다. 유막 두께의 편차가 생기는 이유는 회전 반경에 따라 공기 필름의 속도가 차이나며 이로 인해 생기는 동압이 반경 방향 바깥쪽으로 치우치기 때문이다. 반경 바깥쪽으로 범프 포일의 컴플라이언스를 줄여 동압에 의해 눌리는 범프의 변형량을 줄이면 유막 두께의 편차를 줄일 수 있으며 공기 포일 스러스트 베어링의 최대 지지하중을 증가시킬 수 있다.

#### 후 기

본 논문은 에너지 관리공단에서 지원하는 초고속 전동기 개발사업 및 한국과학기술연구원 기관고유 연구사업으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- Heshmat, H., Walowit, J. A. and Pinkus, O., "Analysis of Gas Lubricated Compliant Thrust Bearing", *J. of Lubrication Technology*, Vol. 105, No. 105, pp. 638-646, 1983.
- Heshmat, C. A., Xu, D. S. and Heshmat, H., "Analysis of Gas Lubricated Foil Thrust Bearings Using Coupled Finite Element and Finite Difference Methods", *J. of Tribology*, Vol. 122, pp. 199-204, 2000.
- Iordanoff, I., "Maximum Load Capacity Profiles for Gas Thrust Bearings Working Under High Compressibility Number Conditions", *J. of Tribology*, Vol. 120, pp. 571-576, 1998.
- Park, D. J., Kim C. H., Jang, G. H. and Lee, Y. B., "Theoretical Considerations of Static and Dynamic Characteristics of Air Foil Thrust Bearing with Tilt and Slip Flow", *Tribology International*, Vol. 41, Issue 4, pp. 282-295, 2008.
- Dellacorte C. and Valco M. J., "Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Application", NASA/TM-2000-209782, 2000.
- 이용복, 김창호, 이남수, "공기윤활 범프 저어널 베어링의 부상 특성에 관한 연구", *한국윤활학회지*, Vol. 17, No. 6, pp. 441-446, 2001.