

<論 文>

## 패드의 선단압력을 고려한 부채꼴 모양의 피벗식 추력베어링의 성능해석

김 종 수\* · 김 경 웅\*

(1988년 3월 26일 접수)

### An Analysis of the Performance of Sector Shaped, Pivoted Pad Thrust Bearings in Consideration of the Inlet Pressure

Jong-Soo Kim and Kyung-Woong Kim

**Key Words :** Flow Model(유동모델), Inlet Pressure(선단압력), Intertia Parameter(관성계수),  
Pivot Position(피벗위치), Bearing Performance(베어링 성능)

#### Abstract

The influence of the inlet pressure on bearing performance of tilting pad bearings in laminar regime is examined. A simple flow model is presented to calculate the inlet pressure in inlet flow that occurs at a short distance ahead of the bearing inlet. The bearing performances are obtained, load capacity, friction torque and lubricated flow-rate, etc, numerically for the inlet pressure boundary conditions with and without pressure jump. The computed results of both cases show that bearing performance and the optimum pivot position changes remarkably according to the bearing operating conditions. The influence of the inlet pressure on bearing performance must be considered to analyze the bearing performance precisely.

#### 기 호 설 명

<p><math>F_d</math> : 회전원판의 마찰토크</p> <p><math>F_P</math> : 회전원판의 중심에 대한 패드의 마찰토크</p> <p><math>F_R</math> : 회전원판의 중심에 대해 선단압력으로 인한 패드의 회전토크</p> <p><math>h</math> : 유막두께</p> <p><math>h_e</math> : 회전원판의 표면에서 E점까지의 거리</p> <p><math>h_i</math> : 검사체적 입구부의 유막두께</p> <p><math>h_o</math> : 최소 유막두께</p> <p><math>h_a</math> : 공급유의 유막두께</p> <p><math>h_{RO}</math> : <math>(R_2, 0)</math>에서의 유막두께</p> <p><math>h_z</math> : E점에서 수직류의 유막두께</p> <p><math>P</math> : 압력</p>	<p><math>P_{in}</math> : 선단압력</p> <p><math>P_s</math> : 패드 선단 수직면에서의 압력</p> <p><math>Q_i</math> : 검사체적으로 유입되는 유량</p> <p><math>Q_0</math> : 유힬지역으로 유입되는 유힬유량</p> <p><math>Q_z</math> : 패드 선단부에서 수직류의 유량</p> <p><math>Re^*</math> : 관성계수, <math>= \frac{\rho h_0^2 \omega}{\mu}</math></p> <p><math>R_1</math> : 패드의 내경</p> <p><math>R_2</math> : 패드의 외경</p> <p><math>\bar{R}</math> : 패드의 반경비, <math>= R_2/R_1</math></p> <p><math>r</math> : 반경방향좌표</p> <p><math>r_P</math> : 반경방향의 피벗위치</p> <p><math>U</math> : 회전원판의 원주속도, <math>= r\omega</math></p> <p><math>V_{iz}</math> : EF단편에서 수직류의 유막속도</p> <p><math>V_o</math> : 원주방향의 유막속도</p>
---	--

\*정회원, 한국과학기술원 생산공학과

- $V_r$  : 반경방향의 유막속도  
 $W$  : 하중지지능력  
 $z$  : 유막의 수직방향좌표  
 $\alpha_r$  : 패드의 로울 각  
 $\alpha_p$  : 패드의 피치 각  
 $\theta$  : 원주방향좌표  
 $\theta_0$  : 패드 형상각  
 $\theta_p$  : 원주방향의 피벗위치  
 $\lambda_i$  : 반경방향으로의 검사체적 두께  
 $\xi$  : E점에서 수직류의 유막두께의 좌표  
 $\mu$  : 윤활유의 점도  
 $\rho$  : 윤활유의 밀도  
 $w$  : 회전원판의 각속도

#### 하첨자

- $in$  : 패드의 선단  
 $m$  : 패드폭의 중앙을 지나는 원주 방향  
 무차원 변수  
 $\bar{h} = h/h_0$ ,  $\bar{h}_i = h_i/h_0$ ,  $\bar{h}_q = h_q/h_0$ ,  $\bar{h}_{R0} = h_{R0}/h_0$   
 $\bar{P} = \frac{h_0^3 P}{\mu R_0^2 w}$ ,  $\bar{P}_{in} = \frac{h_0^3 P_{in}}{\mu R_1^2 w}$ ,  $\bar{P}_s = \frac{h_0^3 P_s}{\mu R_0^2 w}$ ,  
 $\bar{r} = r/R_1$ ,  $\bar{r}_p = \frac{r_p - R_1}{R_2 - R_1}$ ,  $\bar{V}_\theta = \frac{V_\theta}{rw}$ ,  $\bar{V}_r = \frac{V_r}{R_1 w}$   
 $\bar{z} = z/h$ ,  $\bar{\theta} = \theta/\theta_0$ ,  $\bar{\theta}_p = \theta_p/\theta_0$

## 1. 서론

일반적으로 베어링의 유체윤활막에서 발생하는 압력은 운전상태가 층류상태이거나 난류상태에 관계없이 관성력의 영향을 받는다. 그런데 윤활지역 내에서는 유동상태가 난류인 경우에 관성력이 발생 압력에 비교적 큰 영향을 미치지만, 윤활유동 상태가 층류일때는 윤활막의 발생압력에 관성력이 미치는 영향은 그다지 크지 않다. 그렇지만 베어링밖에서 공급되는 윤활유가 갖는 관성력은 윤활유동 상태가 층류일지라도 그 영향을 무시할 수 없다. 이러한 공급윤활유에 의한 관성력은 불연속 베어링면의 선단에서 압력격변(pressure jump)을 일으켜 유체윤활막에서 발생하는 압력분포에 상당한 영향을 미치게 한다. 패드 베어링과 같은 불연속 베어링면 선단에서 공급윤활유의 관성력에 의해 발생하는 압력격변을 선단압력이라 하며 그 크기는 베어링의 운전조건에 관계된다. 그러므로 선단압력은 베어링 성능에 큰 변수로 작용하며 그 크기에 따라 베어링의 성능이 상당히 변하고 있기 때문에 베어

링의 성능을 보다 잘 예측하기 위하여는 정확한 크기의 선단압력을 예측하는 것이 요구된다.

1961년 O. Pinkus가 선단압력의 존재를 지적한 이후로 선단압력의 영향에 관한 연구가 적지 않게 수행되어 왔으며<sup>(1-10)</sup>, 공급윤활유의 관성력에 의해 발생하는 선단압력은 베어링의 성능에 큰 영향을 미치고 있음을 이론 및 실험적으로 밝히고 있다. 그러므로 패드베어링의 성능해석에 있어서 패드선단의 압력경계조건은 종래와 같은 주위 압력이 아닌 공급윤활유의 관성력에 의해 발생하는 선단압력으로 주어져야 함을 알 수 있다. 그러나 지금까지의 연구에도 불구하고 아직 정확한 크기의 선단압력을 예측할 수 있는 이론식이나 실험적 자료가 빈약한 실정이며 그나마 대부분이 무한폭 베어링에 대한 연구들로서 실제로 사용되는 유한폭 베어링에 적용하기에는 곤란하다. 이처럼 정확한 크기의 선단압력에 관한 예측이 어려운 것은 패드 선단부의 유동해석이 어렵기 때문이며 더우기 유한폭 패드 선단부에서의 유동해석은 현실적으로 거의 불가능한 것으로 생각된다.

그러므로 본 연구에서는 부채꼴형 유한폭 패드베어링에서의 선단압력을 구하기 위하여 3차원 유동모형을 제시하였으며, 이 유동모형을 기초로 하여 구해진 선단압력을 패드 선단에서의 압력경계조건으로 사용하여 유막내의 압력을 구하고 베어링의 하중지지능력, 마찰토크 및 윤활유량등을 계산함으로써 베어링의 성능을 해석하였다. 그 결과 선단압력이 크게 발생하는 운전조건일수록 선단압력을 무시한 종래의 베어링 성능해석결과와는 상당한 차이가 있었으며, 특히 관성계수가 큰 운전조건에서 사용되는 피벗식 추력베어링에서는 선단압력의 영향으로 인하여 하중지지능력을 최대로하는 피벗점의 위치가 패드 선단부쪽으로 크게 이동되었다.

## 2. 이론

### 2.1 지배방정식

Fig. 1은 패드모양과 좌표를 나타내며,  $(r_p, \theta_p)$ 는 피벗위치이다. 등점도 유체윤활이론에서 사용하는 일반적인 가정하에서 유체윤활막에 발생하는 압력을 지배하는 레이놀즈 방정식 및 윤활제의 속도분포식은 무차원 형식으로 아래와 같이 주어진다<sup>(11)</sup>.

레이놀즈 방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[ \bar{h}^3 \bar{r} \frac{\partial \bar{P}}{\partial r} \right] + \frac{1}{\theta_0^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right] = -\frac{6}{\theta_0} \bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \quad (1)$$

속도분포식 :

$$\bar{V}_r = \frac{1}{2} \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{P}}{\partial r} \bar{z} (\bar{z} - 1) \quad (2-a)$$

$$\bar{V}_\theta = \frac{1}{2\theta_0} \frac{\bar{h}^2}{\bar{r}^2} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \bar{z} (\bar{z} - 1) - (1 - \bar{z}) \quad (2-b)$$

레이놀즈 방정식을 풀기 위하여는 유막의 형상을 결정하는 유막두께식과 압력경계조건이 주어져야 한다. 부채꼴형 평면 패드에 대한 유막두께식은 무차원 형태로 아래와 같이 주어진다.

$$\bar{h} = \bar{h}_{r0} + (\bar{R} - \bar{r} \cos \theta) \left( \frac{R_1}{\bar{h}_0} \alpha_r \right) + \bar{r} \sin \theta \left( \frac{R_1}{\bar{h}_0} \alpha_\theta \right) \quad (3)$$

압력경계조건으로는 패드 선단에서는  $P_{in}$ 이고 패드의 나머지 경계면에서는 0이 되는 경계조건을 사용했으며, 무차원형식으로는 다음과 같다.

$$\bar{P}(\bar{r}, 0) = 0, \quad \bar{P}(1, \bar{\theta}) = 0, \quad \bar{P}(\bar{R}, \bar{\theta}) = 0,$$

$$\bar{P}(\bar{r}, 1) = \bar{P}_{in}$$

여기서  $\bar{P}_{in}$ 은 무차원 선단압력이다.

2.2 선단압력의 계산

Fig. 2는 패드 선단부의 유동모델을 나타내고 있

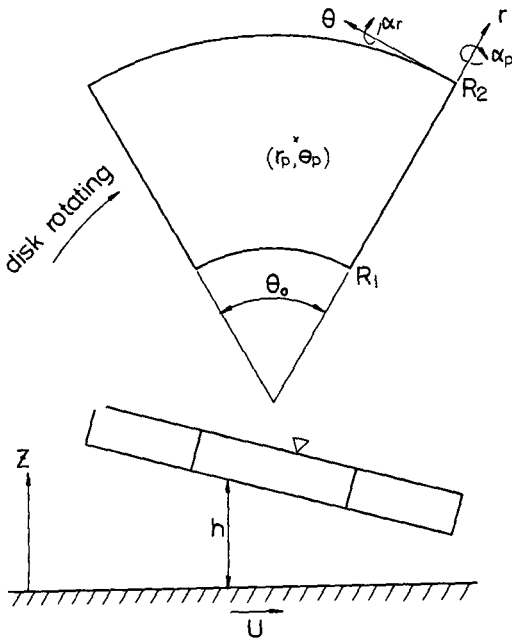


Fig. 1 Pad configuration

다. 상류(up-stream)로 부터 균일한 속도분포를 갖고 회전원판의 원주속도와 같은 속도로 접근하는 공급윤활유는 일부는 CD를 통해 베어링 내부로 흘러 들어가서 윤활막을 형성하고 나머지는 패드 선단부와 부딪히면서 수직한 패드 선단면을 따라 위로 흐르게 된다. AB구간은 공급되는 윤활유가 패드 선단의 영향을 받아 공급유의 유막두께 방향으로 속도분포가 균일하게 되지 않기 시작하는 부분이며, 이 부분의 유막두께,  $h_i$ 는 반경방향으로는 변하여 패드폭의 가운데에서는  $h_0$ 이다. E점은 패드 선단면을 따라 위로 흐르는 수직류가 선단면에서 박리되는 점(separation point)이며, 이 부분의 유막두께,  $h_z$ 는 가장자리효과(edge effect)로 양쪽 모서리에서는 0이고 패드폭의 가운데에서 최대가 되는 포물선 형태로 가정한다. EF단면에서는 유선이 수직선단면과 평행하다고 가정하며 Z-방향의 속도성분,  $V_{iz}$ 는 F점에서는 베르누이식에 의해 회전원판의 원주속도와 같고 E점에서는 no-slip조건에 의해 0이 되며, EF사이의 속도분포는 포물선 분포로 가정한다. 또 E점의 높이,  $h_e$ 는 Tepe(1)가 무한폭 베어링에 대해 계산한 결과를 이용하여 다음식을 사용한다.

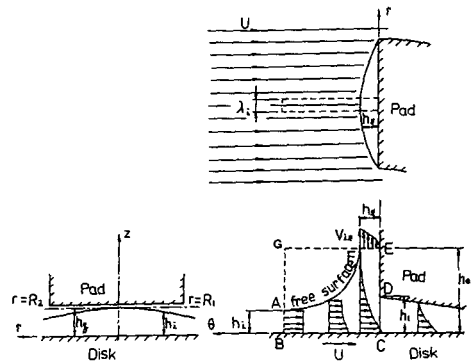


Fig. 2 Flow pattern near the passage inlet

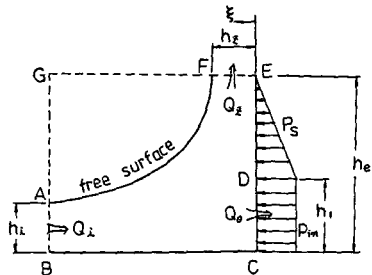


Fig. 3 Assumption of pressure profile in control volume

$$h_e = [3 + (\bar{r}^2 - \bar{r}_m^2)/2]h_i \quad (4)$$

Fig. 3은 선단면에서 수직류에 의해 발생하는 압력분포를 가정한 것이다. Tepei<sup>(1)</sup>가 무한폭 베어링에 사용한 E점까지 균일한 압력분포 대신 E점에서는 0이고 D점에서는  $P_{in}$ 이며, ED사이의 직선적인 압력분포로 가정한다. 그리고 윤활지역을 제외하고는 회전원판 표면에서의 속도구배는 비교적 작으므로 마찰력은 무시하며, 패드 선단부에서 반경방향의 속도성분은 원주방향의 속도성분이나 수직류의 속도성분에 비하여 작기 때문에 반경방향의 유량은 무시한다.

위에서 설명한 유동모델에 대하여 Fig. 3과 같은 검사체적으로 취하고 이 검사체적에 대한 유량의 연속방정식과 원주방향의 운동량식을 사용하여 선단압력을 구하기로 한다. 검사체적에 대한 유량의 연속방정식 및 원주방향의 운동량식은 아래와 같이 주어진다.

$$Q_i = Q_0 + Q_z \quad (5)$$

원주방향에 대한 운동량식 :

$$\int_{\lambda_i} \int_0^{h_i} \rho U^2 dz d\lambda_i = \int_{\lambda_i} \left\{ \int_0^{h_i} \rho V_{\theta}^2 dz \right\} d\lambda_i + \int_{\lambda_i} \left( \frac{h_{in} + h_e}{2} \right) P_{in} d\lambda_i \quad (6)$$

식 (5)에서,  $Q_i$ ,  $Q_0$ ,  $Q_z$ 는 각각 검사체적으로 유입되는 유량, 윤활지역으로 유입되는 윤활유량 및 패드 선단면에서 위로 흘러나가는 수직류의 유량으로 식 (5)를 다시 표현하면 다음과 같다.

$$\int_{\lambda_i} \int_0^{h_i} U dz d\lambda_i = \int_{\lambda_i} \left\{ \int_0^{h_i} V_{\theta} dz \right\}_{in} d\lambda_i + \int_{\lambda_i} \int_0^{h_z} V_{iz} d\xi d\lambda_i \quad (7)$$

여기서  $V_{iz}$ 는 가정에 의하여

$$V_{iz} = \frac{\xi}{h_z} \left( 2 - \frac{\xi}{h_z} \right) U \quad (8)$$

로 주어진다.

식 (7)에서  $\lambda_i$ 를 반경방향의 속도성분의 변화를 무시할수 있을 정도로 작게 취하면 다음식과 같이 간단히 표현된다.

$$h_i U = \left\{ \int_0^h V_{\theta} dz \right\}_{in} + \frac{2}{3} h_z U \quad (9)$$

여기서  $h_z = [h_z]_m \left[ 1 - 4 \left( \frac{\bar{r}_m - \bar{r}}{R-1} \right)^2 \right]$ 이다.

식 (9)를 패드폭의 중앙을 지나는 원주방향에 대하여 적용시키면 패드폭의 중앙 E점에서 수직류의 유막두께,  $[h_z]_m$ 을 구할 수 있게 되고, 따라서 패드 선단면 전체에 대한 E점에서의 수직류의 유막

두께는 다음식과 같이 표현된다.

$$h_z = \frac{3}{2} \left[ h_g - \left\{ \int_0^h \bar{V}_{\theta} dz \right\}_{in} \right] \times \left[ 1 - 4 \left( \frac{\bar{r}_m - \bar{r}}{R-1} \right)^2 \right] \quad (10)$$

그러므로 식 (9)와 (10)에 의하여 검사체적으로의 유입유량의 유막두께,  $h_i$ 는 아래와 같이 된다.

$$h_i = \left[ h_g - \left\{ \int_0^h \bar{V}_{\theta} dz \right\}_{in} \right] \left[ 1 - 4 \left( \frac{\bar{r}_m - \bar{r}}{R-1} \right)^2 \right] + \left\{ \int_0^h \bar{V}_{\theta} dz \right\}_{in} \quad (11)$$

위식으로 유도된 유입유량의 유막두께식을 운동량식에 대입하면 선단압력을 구할 수 있으며, 식 (6)의 운동량식을 선단압력에 관한식으로 표현하면 다음과 같다.

$$P_{in} = 2\rho U^2 \left[ \frac{1}{1 + h_e/h_{in}} \right] \left[ \frac{h_i}{h_{in}} - \int_0^1 [\bar{V}_{\theta}^2]_{in} d\bar{z} \right] \quad (12)$$

무차원 레이놀즈 방정식에 대한 압력경계조건으로 사용하기 위하여 선단압력식을 무차원화 시키면 다음의 식으로 표현된다.

$$\bar{P}_{in} = 2Re^* \bar{r}^2 \left[ \frac{1}{1 + [3 + (\bar{r}^2 - \bar{r}_m^2)/2] \frac{h_i}{h_{in}}} \right] \times \left[ \frac{h_i}{h_{in}} - \int_0^1 [\bar{V}_{\theta}^2]_{in} d\bar{z} \right] \quad (13)$$

여기서,

$$\frac{h_i}{h_{in}} = \left[ \frac{\bar{h}_g}{h} - \left\{ \int_0^1 \bar{V}_{\theta} d\bar{z} \right\}_m \frac{[\bar{h}]_m}{h} \right]_{in} \times \left[ 1 - 4 \left( \frac{\bar{r}_m - \bar{r}}{R-1} \right)^2 \right] + \int_0^1 [\bar{V}_{\theta}]_{in} d\bar{z}$$

### 2.3 수치계산

유동모델을 사용하여 유도된 선단압력식과 유막두께식을 사용하여 레이놀즈 방정식으로부터 베어링내의 유막 압력분포가 구해지고, 식 (2)에 의하여 속도분포가 구해지면 베어링의 하중지지능력, 마찰토크 및 윤활유량을 계산할 수 있으며 각각의 계산식들을 무차원형태로 아래와 같이 주어진다.

하중지지능력 :

$$\frac{h_0^2 W}{\mu R^4 \omega \theta_0} = \bar{W} = \int_1^{\bar{R}} \int_0^1 \bar{P} \bar{r} d\bar{\theta} d\bar{r} \quad (14)$$

회전원판의 마찰토크 :

$$\frac{h_0 F_d}{\mu R^4 \omega \theta_0} = \bar{F}_d = \int_1^{\bar{R}} \int_0^1 \frac{\bar{r}^2}{h} \left[ \frac{\partial \bar{V}_{\theta}}{\partial \bar{z}} \right]_{\bar{z}=0} \bar{r} d\bar{\theta} d\bar{r} \quad (15)$$

회전원판의 중심에 대한 패드의 마찰토크 :

$$\frac{h_0 F_P}{\mu R^4 \omega \theta_0} = \bar{F}_P = \int_1^{\bar{R}} \int_0^1 \frac{\bar{r}^2}{h} \left[ \frac{\partial \bar{V}_{\theta}}{\partial \bar{z}} \right]_{\bar{z}=1} \bar{r} d\bar{\theta} d\bar{r} \quad (16)$$

회전원판의 중심에 대해 선단압력으로 인한 패드의 회전토크 :

$$\frac{h_0 F_R}{\mu R_1^2 \omega \theta_0} = \bar{F}_R = \int_1^{\bar{R}} \int_{\bar{\kappa}_i}^{\bar{\kappa}_e} (\bar{r} \cdot \bar{P}_s) \bar{r} d\bar{z} d\bar{r} \quad (17)$$

유효지역으로 유입되는 유효유량 :

$$\frac{Q_0}{h_0 R_1^2 \omega} = \bar{Q}_0 = \int_1^{\bar{R}} \int_0^1 [\bar{V}_0 \bar{h}]_{in} \bar{r} d\bar{z} d\bar{r} \quad (18)$$

계산에 사용된 부채꼴형 패드는 반경비가 1.709이며, 패드형상각은  $\pi/6$ 이다. 그리고 유막형상은 주어진 피벗위치에 대해 모멘트 균형을 만족시키도록 결정되었다. 수치해석 방법은 유한차분법을 사용하고 수렴성을 개선하기 위하여 SOR방법을 도입하였으며, 압력에 대한 수렴성 판정은 다음식과 같이 하였다.

$$\frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |(\bar{P}_{i,j})^k - (\bar{P}_{i,j})^{k-1}|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |(\bar{P}_{i,j})^k|} \leq 10^{-5} \quad (19)$$

2.4 결과 및 고찰

Fig. 4는 관성계수,  $Re^*$ 에 따른 압력분포를 나타내고 있으며, Figs. 5, 6은 패드폭의 중앙에 대한 원주방향의 압력분포와 선단압력분포를 나타내고

있다. 관성계수의 증가에 따라 선단압력은 증가하고 있으며, 최대압력위치는 패드 후미부쪽으로 이동하고 있다. 이는 유체유효활막의 압력에 대한 선단압력의 비가 관성계수에 비례하기 때문이며, 또한 선단압력에 의해 패드 입구측의 압력상승으로 인한 피벗점에서의 모멘트 균형을 이루기 위하여 최대압

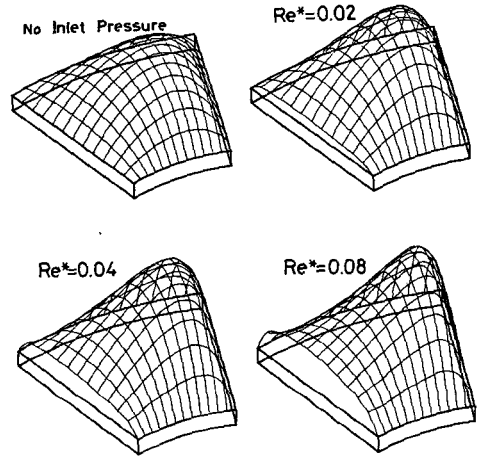


Fig. 4 Pressure distribution ( $\bar{r}_p=0.51, \bar{\theta}_p=0.45, \bar{h}_q=4.0$ )

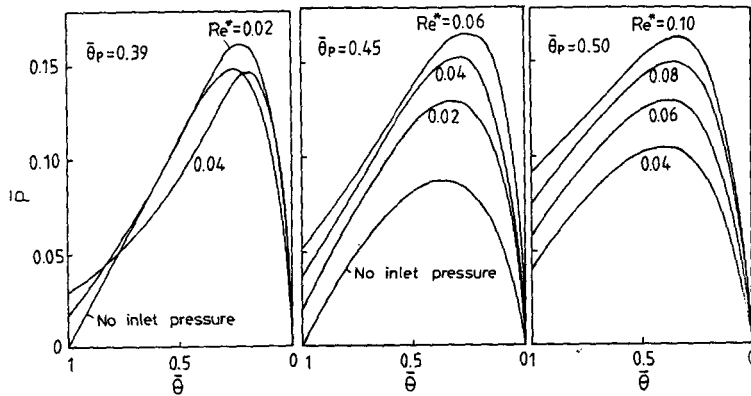


Fig. 5 Nondim. pressure profile in mean radius ( $\bar{r}_p=0.51, \bar{h}_q=4.0$ )

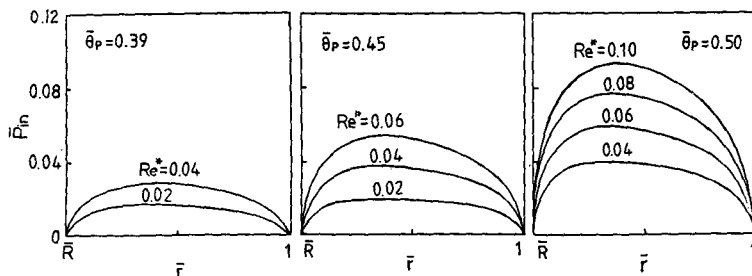


Fig. 6 Nondim. Inlet pressure profile ( $\bar{r}_p=0.51, \bar{h}_q=4.0$ )

력의 위치가 패드 후미부로 이동하게 된다. 또한 피벗위치가 패드의 후미부 쪽으로 위치할수록 관성계수의 증가와 함께 최대압력의 크기는 증가하다가 관성계수가 어느값 이상이 되면 최대 압력이 다시 감소하고 있는데, 이는 선단압력으로 인하여 베어링의 유막형상비가 최대 하중지지능력을 갖는 유막형상비인 2-3사이보다 크게 되기 때문이다.

Fig. 7는 관성계수를 파라미터로 하여 피벗위치

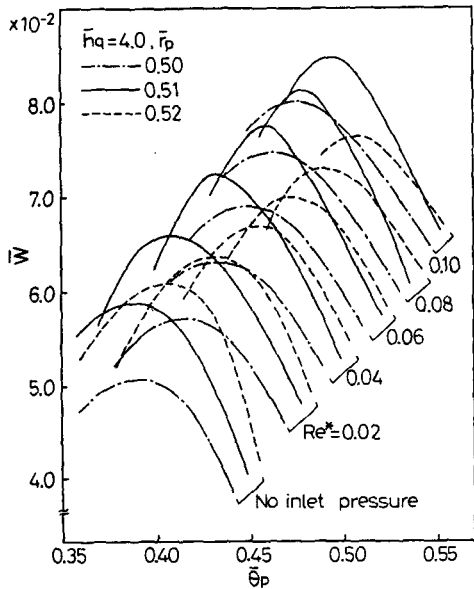


Fig. 7 Nondim. load capacity

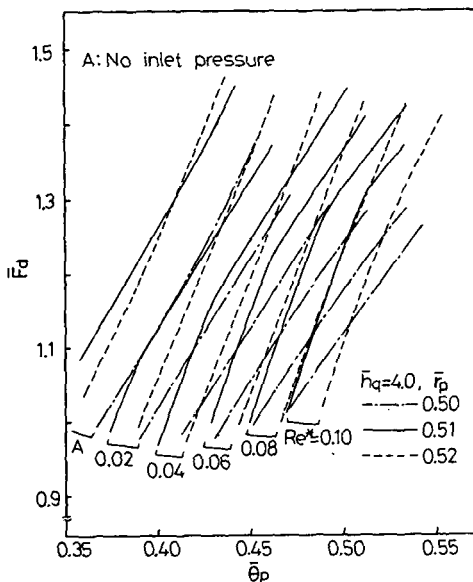


Fig. 8 Nondim. friction torque on disk

에 대한 하중지지능력을 나타내고 있다. 관성계수가 커질수록 최대 하중지지능력은 증가하고 있으며, 최대 하중지지능력을 갖는 피벗위치는 패드의 선단부쪽으로 이동하고 있다. 이는 베어링의 유막형상비가 주어질 경우 선단압력은 압력중심을 패드 선단부쪽으로 이동시키는 것과 동일한 효과이다. 즉 선단압력을 고려하지 않은 경우에 대해서는 피벗위치가  $\bar{\theta}_p = 0.41, \bar{r}_p = 0.52$ 에서 최대 하중지지능력을 갖는 반면, 관성계수가 0.1인 베어링 운전 조건에서 선단압력을 고려할 경우에는 최대 하중지지능력을 갖는 피벗위치가  $\bar{\theta}_p = 0.49, \bar{r}_p = 0.51$ 로 선단압력을 고려하지 않은 경우에 비하여 피벗위치가 패드 선단부쪽으로 상당히 이동되고 있으며 하중지지능력도 약 62%정도 증대 된다. 그러므로 피벗식 추력베어링에서 하중지지능력을 최대로 하기 위한 피벗위치는 운전조건에 따라 알맞은 위치가 존재하며 일반적으로 회전원판의 원주속도가 증가할수록 그 위치는 패드의 중심부에 가깝게 하는 것이 바람직하다. 또한 반경방향의 피벗위치에 대한 하중특성은 관성계수의 증가와함께 약간씩 차이를 보이고 있는데 관성계수가 증가할수록 최대 하중지지능력을 갖는 반경방향의 피벗위치는 내경부쪽으로 이동되고 있다. 이것은 베어링내의 유막압력이 관성계수가 증가할수록 외경부측보다 내경부측에서 상대적으로 크게 발생하여 압력중심을 내경부쪽으로 이동시키기 때문이다.

회전원판의 마찰토크, 회전원판의 중심에 대한 패드의 마찰토크와 회전토크 및 윤활유량은 Figs. 8~10에 관성계수를 파라미터로 하여 각 피벗위치에 대하여 나타내고 있다. 같은 피벗위치에 대해 관성계수가 증가할수록 회전원판의 마찰토크는 감소하고 패드의 마찰토크는 증가하고 있지만, 최대 하중지지능력을 갖는 피벗위치에 따라서는 회전원판 및 패드의 마찰토크가 큰 차이를 보이고 있지 않다. 이는 주어진 피벗위치에 대해서는 선단압력으로 인하여 유막형상비가 증가하기 때문에 회전원판 표면에서의 속도구배는 작아지고 패드 표면에서의 속도구배는 상대적으로 커져서 회전원판의 마찰토크는 감소하게 되고 패드의 마찰토크는 증가하게 된다. 그러나 최대 하중지지능력을 갖는 피벗위치는 관성계수에 관계없이 유막형상비가 거의 일정하게 되기 때문에 회전원판의 마찰토크나 패드의 마찰토크에는 변화가 거의 없다. 그렇지만 선단압력으로 인한 회전원판의 중심에 대

한 패드의 회전토크는 피복위치에 관계없이 관성 계수가 커질수록 증가하고 있는데, 이것은 패드를 회전시키는 운전조건에서는 큰 동력손실을 가져올 수 있음을 알 수 있다. 윤활유량 역시 같은 피복위치에 대해서는 관성계수가 커질수록 증가하지만 최대 하중지지능력을 갖는 피복위치에 따라서는 별 차이가 없다. 이는 선단압력으로 인해 유막형상비

가 증가하게 되면 회전원판 표면에서의 속도구배가 보다 작아지기 때문에 윤활유량이 증가하지만 최대 하중지지능력을 갖는 피복위치에 따라서는 유막형상비가 비슷하게 되기 때문에 윤활유량에는 별 차이가 없게 된다.

Fig. 11(a)는 공급유의 유막두께의 변화에 따른 선단압력의 변화를 나타내고 있다. 공급유의 유막 두께가 증가할수록 선단압력도 증가하지만, 그 증가폭은 점점 감소하고 있는데 이는 A. Mori<sup>(6)</sup>의 실험에도 밝히고 있다. 또 같은 관성계수에 대해 선단압력은 피복위치가 패드 선단부쪽으로 위치할수록 크게 발생하고 있다. Fig. 11(b)는 공급유의 유막두께가 변하게 되면 하중지지능력에도 변화가 일어나는 것을 보여주고 있다. 이는 공급유의 유막 두께가 변하면 선단압력이 달라지기 때문이다.

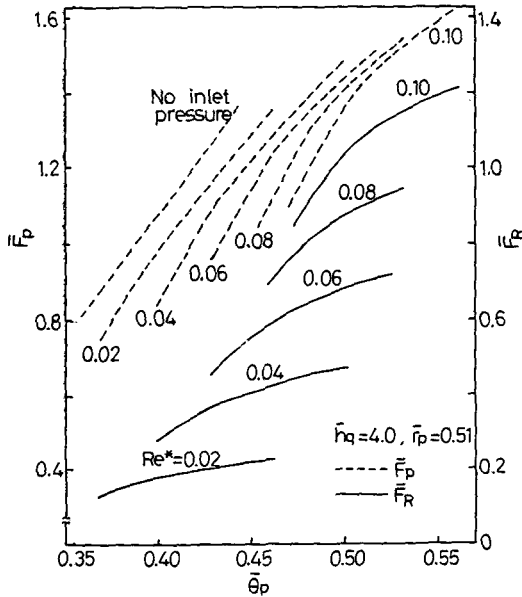


Fig. 9 Nondim. friction torque and rotational torque on pad

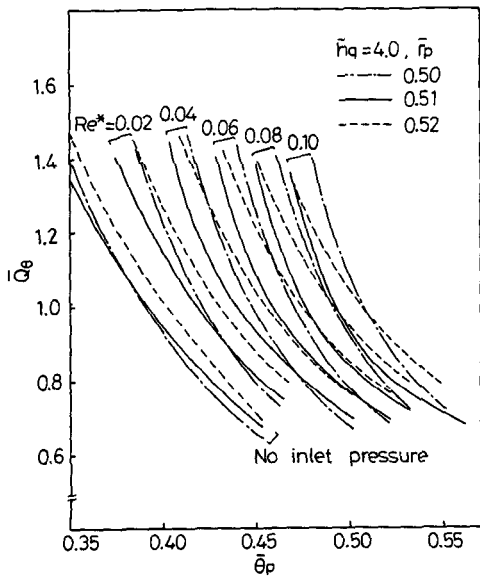
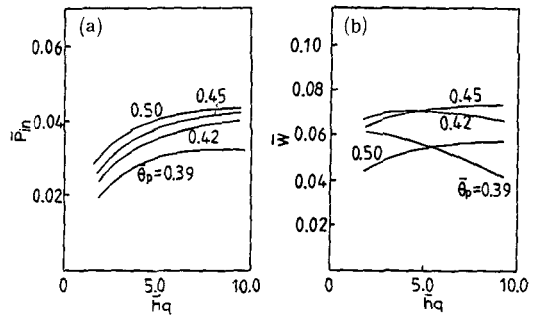


Fig. 10 Nondim. lubricating flow-rate

### 3. 결 론

Figs. 2, 3에서 제시한 유동모델을 이용하여 선단 압력을 계산할 수 있었으며, 이 선단압력을 패드 선단의 압력경계조건으로 사용하여 유체윤활막에서 발생하는 압력분포를 구하여 성능해석을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 선단압력은 관성계수가 커질수록 증가하며, 최대 하중지지능력을 증가시킨다.
- (2) 같은 피복위치에 대해 회전원판 및 패드의 마찰 토크는 선단압력에 의해 감소되고 윤활유량은 증대된다. 그러나 최대 하중지지능력을 갖는 피복위치에 대하여는 마찰토크 및 윤활유량의 변화가 거의 없다.
- (3) 최대 하중지지능력을 갖는 피복위치는 선단압력



(a) Nondim. inlet pressure in mean radius  
(b) Nondim. load capacity

Fig. 11 Effect of supply film thickness ( $\bar{r}_p = 0.51$ ,  $Re^* = 0.04$ )

에 의해 패드 선단부쪽으로 이동된다.

(4) 선단압력은 공급유의 유막두께에 의하여 영향을 받으며, 공급유의 유막두께가 증가할수록 선단압력도 증가하지만 그 증가폭은 점점 감소한다.

위와같은 결론을 통하여 선단압력은 베어링의 성능에 미치는 영향이 적지 않으며, 특히 고속에서 운전되는 피벗식 추력베어링에서는 선단압력의 영향이 상당히 크게됨을 알 수 있다.

### 참 고 문 헌

- (1) Tipei, N., 1978, "Flow Characteristics and Pressure Head Build-Up at the Inlet of Narrow Passages", Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 100, pp. 47~55.
- (2) Constantinescu, V.N., Galetuse, S. and Kennedy, F., 1975, "On the Comparison between Lubrication Theory, Including Turbulence and Inertia Forces, and Some Existing Experimental Data", Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 97, pp. 439~449.
- (3) Pan, C.T.H. 1974, "Calculation of pressure, Shear, and Flow in Lubricating Films for High Speed Bearings", Trans. ASME, J. of Lub. Tech. Vol. 97, pp. 80~94.
- (4) Mori, A., Iwamoto, M. and Mori, H., 1983, "Performance Analysis of a Plane Inclined Slider Pad Relative to Fluid Inertia Forces(2nd Report)", JSLE, Vol. 28, No. 9, pp. 677~684.
- (5) Mori, A., Iwamoto, M. and Mori, H., 1983, "Performance Analysis of a Plane Inclined Slider Pad Relative to Fluid Inertia Forces(3rd Report)", JSLE, Vol. 28, No. 10, pp. 746~752.
- (6) Mori, A., Iwamoto, M. and Mori, H., 1984, "Performance Analysis of a Plane Inclined Slider Pad Relative to Fluid Inertia Forces(4th Report) —Experimental Verification—", JSLE, Vol. 29. No. 6; pp. 435~442.
- (7) Constantinescu, V.N. and Galetuse, S., 1976, "Pressure Drop Due to Inertia Forces in Step Bearings", Trans. ASME, J. of Lub. Tech. Vol. 98, pp. 167~174.
- (8) Tichy, J.A. and Chen, S.H., 1985, "Plane Slider Bearing Load Due to Fluid Inertia Forces—Experiment and Theory—", Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 107, pp. 32~38.
- (9) Mori, A. and Mori, H., 1986, "Inlet Boundary Condition for Submerged Multi-Pad Bearings Relative to Fluid Inertia Forces," The 13th Leeds-Lyon Symp. on Tribology.
- (10) 박홍규, 김경웅, 1986, "피벗식 추력베어링의 선단압력과 THD성능에 관한 실험적 연구", 한국윤활학회지, Vol. 2, No. 1, pp. 61~68.
- (11) Pinkus, O. and Sternlich, B., 1961, "Theory of Hydrodynamic Lubrication", McGraw-Hill, New York.