

## 선단압력이 틸팅 패드 추력베어링의 운전특성에 미치는 영향

이경우\* · 김종수\*\*

### Effects of Inlet Pressure Build-Up on the Running Characteristics of Tilting Pad Thrust Bearing

K. W. Lee\* J. S. Kim\*\*

**Key words** : Minimum film thickness(최소유막두께), Inlet pressure build-up(선단압력), Mean pressure(평균면압), Runner speed(회전속도), Pivot position(피벗위치)

#### Abstract

In this paper, an influence of inlet pressure on the running characteristics of tilting pad thrust bearing is studied by a numerical analysis. The inlet pressure is obtained from the extended Bernoulli equation including the loss coefficient which is varied with the operating conditions. The running characteristic parameters such as the minimum film thickness, the film pressure and the film thickness ratios are calculated for various runner speeds with constant load in particular two pivot positions. The results are shown that the inlet pressure has a large influence on the minimum film thickness and other running characteristic parameters.

#### 1. 서 론

유체윤활 베어링은 썸기모양의 유막이 형성됨으로써 그 윤활성능을 유지할 수 있다. 그러나 유체윤활 베어링에서의 유막두께는 매우 얇아서 베어링의 성능을 정확하게 평가하여 설계하지 않으면 운전도중 베어링이 윤활성능을 상실하게 되는 사고가 발생할 수도 있다. 선박의 프로펠러와 같이 회전축 방향으로 발생하는 하중을 지지하기 위하여 추력베어링이 사용된다. 추력베어링은 수압 판과 회전판이 서로 마주보고 있으면서 상대운동을

한다. 물론 이때 접촉이 일어나지 않도록 윤활유막이 항상 유지되어야 한다. 수압 판의 형상에 따라 추력베어링이 크게 분류된다. 수압 판이 단순한 환원형인 칼라베어링과 부채꼴형의 패드가 원주방향으로 여러개 조합되어 있는 패드베어링이 있으며, 이때 패드의 기울기가 항상 일정하게 유지하고 있는 고정식과 패드가 임의의 한 점(피벗점)을 중심으로 기울기가 자유로이 움직일 수 있는 틸팅식이 있다. 후자를 틸팅 패드 추력베어링이라 하며, 중대형의 선박이나 대형 수차발전기, 터보기계 등에 널리 사용되고 있다.

\* 한국선급 (원고접수일 : 97년 4월)

\*\* 한국해양대학교 기계·냉동·자동차공학부

틸팅 패드 추력베어링의 윤활성능을 해석 할 때에는 선단압력, 패드의 변형, 베어링내의 온도변화에 따른 윤활유의 점도변화 등 여러 가지 인자들을 고려하여야 한다. 패드의 변형이나 온도변화를 고려한 연구결과들은 많이 발표되고 있으며, 하중이 크고 상대속도가 높은 경우에는 패드의 변형과 온도변화에 의한 베어링의 성능변화가 크게 된다. 또한 상대속도가 높은 경우에는 베어링 입구에서 발생하는 선단압력이 베어링의 성능에 미치는 영향도 적지 않음을 밝히고 있다<sup>5)</sup>. 한편 동일한 상대속도에서 부가하중이 증가하면(유막두께가 감소하면) 선단압력의 영향이 약간 증가함을 보여주고 있다<sup>6)</sup>. 그러므로 상대속도가 적지 않은 베어링에서는 선단압력의 영향을 포함하여 성능을 예측하고 베어링을 설계하여야 할 것이다.

선단압력을 고려한 틸팅 패드 추력베어링의 성능에 대한 현재까지의 연구결과는 주로 무차원 하중으로 표시되어 있어서 하나의 베어링시스템에서 하중조건이나 회전수 등 운전조건이 변할 때 운전특성을 관찰하기는 부적합하다. 왜냐하면 선단압력의 크기 자체가 유막두께에 의해 크게 좌우되는 것이기 때문에 실제 베어링의 운전상황에 따라 변화하는 유막두께에 의한 선단압력의 변화가 포함되어야 종합적으로 선단압력의 영향을 고찰할 수 있다.

선단압력의 크기는 최소유막두께 및 유막두께 비 등에 크게 지배받는데 최소유막두께와 유막형상은 피벗위치에 의해 많은 영향을 받게 된다. 그래서 본 연구에서는 선단압력이 틸팅패드 추력베어링의 운전성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해 특정한 제원을 가지는 틸팅 패드 추력베어링을 선정하여, 대표적인 두 가지 피벗위치에 대하여 회전속도, 하중 등의 변화에 따른 최소유막두께 및 각종의 운전특성을 계산한다. 이를 통하여 틸팅 패드 추력베어링에서 선단압력의 영향을 조사하여 추력베어링의 기초설계자료로 제공하고자 한다.

## 2. 기본방정식

본 연구에서 사용되는 부채꼴형 패드의 개략적인 형상 및 패드의 좌표계는 Fig. 1과 같다. 틸팅

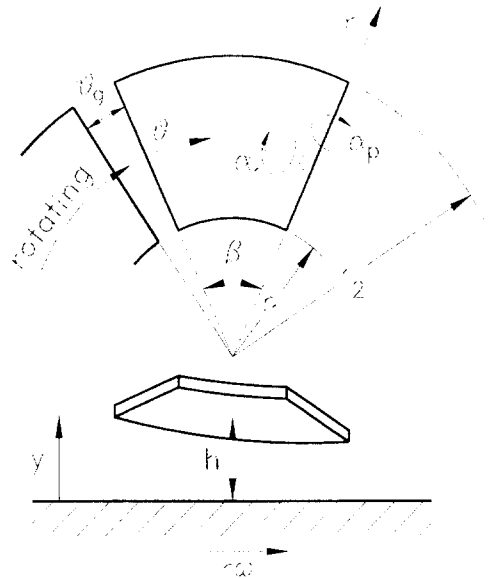


Fig. 1 Geometric and coordinate system of sector-shaped pad

패드 추력베어링의 유막에서 발생하는 압력을 지배하는 레이놀즈방정식과 윤활유막의 두께를 구하는 식을 무차원변수를 도입하여 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial R} \left( H^3 R \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{\partial}{R \partial \theta} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = 6R \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (1)$$

$$H = 1 + R \sin(\beta - \theta) m_p + \{ R_2 - R \cos(\beta - \theta) \} m_r \quad (m_r \geq 0)$$

$$= 1 + R \sin(\beta - \theta) m_p + \{ 1 - R \cos(\beta - \theta) \} m_r \quad (m_r < 0) \quad (2)$$

위 식들에서 사용된 무차원변수들은 다음과 같다.

$$R = r/r_1, H = h/h_0$$

$$P = \frac{\rho h_0^2}{\mu \omega r_1^2}, (m_p, m_r) = (a_p, a_r) r_1/h_0$$

여기서  $h_0$ 는 최소유막두께이고,  $a_p, a_r$ 은 각각 패드의 피칭각과 롤링각을 나타내며,  $w$ 는 회전원판의 각속도,  $\mu$ 는 윤활제의 점도이다. 그리고 유막 내에서의 윤활제의 무차원 속도분포는 다음과 같다.

$$V_\theta = \frac{v_\theta}{rw} = (1 - Y) + \frac{H^2}{2R^2} \frac{\partial P}{\partial \theta} Y(Y - 1) \quad (3)$$

$$V_r = \frac{v_r}{rw} = \frac{H^2}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta} Y(Y-1) \quad (4)$$

여기서  $Y=y/h$ 로서 유막두께 방향으로의 무차원 좌표이다. 위의 레이놀즈 방정식으로부터 유막 압력을 구하기 위해서는 반경비( $R_2$ ), 패드각( $\beta$ ) 그리고 무차원 틸팅각을 주어지고, 패드의 가장자리에서의 압력에 대한 경계조건이 주어져야 한다. 본 연구에서는 다음과 같은 경계조건을 사용하였다.

$$P(1, \theta) = P(R_2, \theta) = P(R, \beta) = 0, P(R, 0) = P_i \quad (5)$$

이 경계조건에서  $P_i$ 는 패드 전방의 여유공간에서 윤활유가 가지는 관성력에 의해 패드의 입구 선단에서 발생하는 선단압력이다. 본 연구에서는 사용한 선단압력의 평가방법은 Kim & Kim<sup>5,6)</sup>의 결과를 사용하였다.

Kim & Kim<sup>5)</sup>은 패드 입구선단에서의 유동을 Fig. 2와 같은 유동모델로 가정하여 여기에 손실계수를 포함하는 베르누이 방정식을 적용하여 선단 압력을 유도하였다. 먼저, 손실계수를 포함하는 베르누이 방정식은 식(6)과 같고, 선단압력은 식(7)~(11)과 같이 유도된다.

$$p_a + (1-k) \frac{\rho u_a^2}{2} = p_{im} + \frac{\rho u_{im}^2}{2} \quad (6)$$

$$P_i = P_{im} \cdot P_{id}(r) \quad (7)$$

$$P_{im} = (1-k-\zeta^2) \frac{R_e \cdot R_m^2}{2} \quad (8)$$

$$P_{id}(r) = \left\{ 1 - \left| \frac{(r_m - r)}{(r_2 - r_1)/2} \right|^2 \right\} \quad (9)$$

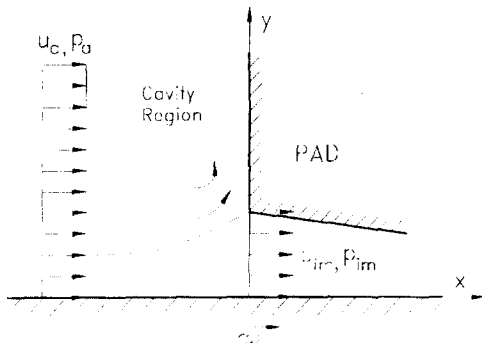


Fig. 2 Flow model near the entrance region of a pad

$$\zeta = 0.5 - \left( \frac{H^2}{12R^2} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{im} \quad (10)$$

$$k = \frac{C_1}{Re} + 0.75(1 - e^{-C_2/Re^{0.2}}) \quad (11)$$

$$C_1 = 5.18\lambda^{0.036}, C_2 = 0.73\lambda^{-0.057}, n = 1.38\lambda^{-0.082}$$

$$Re = \frac{\rho \omega r_m h_{im}}{\mu}, Re^* = \frac{\rho \omega h_o^2}{\mu}, \lambda = \frac{r_m \theta_g}{h_{im}}$$

여기서,  $P_{im}$ 은 패드 평균반경에서의 무차원 선단 압력의 크기이고, 하첨자  $i$ 와  $m$ 은 각각 패드의 입구부 및 평균반경을 나타내며,  $Re$ 는 레이놀즈수,  $Re^*$ 는 관성계수,  $\lambda$ 는 패드간의 평균반경에서의 무차원 거리,  $k$ 는 손실계수,  $\zeta$ 는 패드 입구부에서 무차원 평균속도이다.

### 3. 운전특성인자 계산

이러한 경계조건이 정해지면 유막압력을 계산할 수 있으며 이로부터 베어링의 여러 가지 운전특성인자들을 다음과 같이 구할 수 있다.

최소유막두께 :

$$h_o = \sqrt{\frac{\mu \omega r_1^2 \bar{W}}{P_m}} \quad (12)$$

$$\bar{W} = \frac{n_p}{\pi(R_2^2 - 1)} \int_1^{R_2} \int_0^\beta PR d\theta dR$$

마찰동력손실 :

$$F_p = \frac{\mu r_1^2 \omega^2 A}{h_o} \bar{T}$$

$$\bar{T}_f = \frac{n_p}{\pi(R_2^2 - 1)} \int_1^{R_2} \int_0^\beta \frac{R^3}{H} \left( \frac{\partial V_\theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} d\theta dR \quad (13)$$

윤활유량 :

$$Q = h_o \omega A \bar{Q}$$

$$\bar{Q} = \frac{n_p}{\pi(R_2^2 - 1)} \int_1^{R_2} \int_0^\beta R (HV_\theta)_{\theta=0} dY dR \quad (14)$$

압력중심(원주방향, 반경방향) :

$$\theta_p = \tan^{-1} \left( \frac{\int_1^{R_2} \int_0^\beta PR^2 \sin \theta d\theta dR}{\int_1^{R_2} \int_0^\beta PR^2 \cos \theta d\theta dR} \right) \quad (15)$$

$$r_p = r_1 \times \frac{\sqrt{\left( \int_1^{R_2} \int_0^\beta PR^2 \sin \theta d\theta dR \right)^2 + \left( \int_1^{R_2} \int_0^\beta PR^2 \cos \theta d\theta dR \right)^2}}{\int_1^{R_2} \int_0^\beta PR d\theta dR} \quad (16)$$

그리고, 무차원 압력중심은 다음과 같다.

$$R_p = \frac{r_p - r_1}{r_2 - r_1}, \quad \Theta_p = \frac{\theta_p}{\beta} \quad (17)$$

여기서 베어링의 면적은  $A = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ 이고,  $n_p$ 은 베어링의 패드 수이다. 윤활유량은 각 패드의 입구에서 공급되는 윤활유량이며, 압력중심은 유막압력에 의해서 발생하는 모멘트의 합이 0이 되는 곳으로 톨딩 패드 베어링에서는 이곳이 피벗위치가 된다.

#### 4. 수치해석

본 연구에서는 내경이 60mm, 외경이 120mm, 패드각이 31° 그리고 패드수가 10개인 베어링에 점도가 0.03 Pa·S, 밀도가 850 kg/m<sup>3</sup>인 윤활유를 선정하여 수치해석을 수행하였다.

베어링이 최대부하능력을 가지게 되는 피벗위치는 선단압력을 고려하였을 때가 선단압력을 고려하지 않은 경우보다 입구 쪽으로 이동하게 된다. 그러므로 본 연구에서는 선단압력을 고려하지 않았을 때 선정할 베어링이 최대부하능력을 가지는 피벗위치  $R_p = 0.53$ ,  $\Theta_p = 0.61$ 과 입구 쪽에 위치한 피벗위치  $R_p = 0.53$ ,  $\Theta_p = 0.55$ , 두 개의 피벗위치를 선정하여 각각의 피벗위치에 대하여 특성해석을 수행하였다.

수치해석은 유한차분법으로 행하였으며 이를 위하여 패드를 반경방향과 원주방향으로 각각 20 등분하여 수행하였다. 베어링에 주어지는 하중과 베어링 내에서의 윤활유의 점도가 일정하다고 가정하였으며, 하중은 평균면압으로 정의하였다. 수치계산은 먼저 주어진 피벗위치와 최소유막두께로부터 베어링의 평균면압을 계산하고, 계산된 평균면압으로부터 최소유막두께를 계산하여 다시 주어진 피벗위치에서의 평균면압을 구하고, 계산된 평균면압으로부터 구해진 평균면압이 주어진 평균면압에 수렴할 때까지 계산을 반복하는 순서로 진행하였다. 그리고, 주어진 피벗위치에 대한 톨딩 각을 계산하기 위하여 뉴튼랩슨법을 사용하였으며, 피벗위치와 평균면압의 수렴조건은 각각 식(18), (19)과 같다.

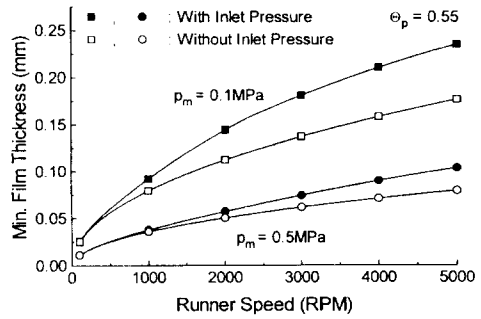
$$\sqrt{(R_p - R_p^c)^2 + (\Theta_p - \Theta_p^c)^2} < 10^{-5} \quad (18)$$

$$\left| \frac{p_m - p_m^c}{p_m} \right| \leq 10^{-5} \quad (19)$$

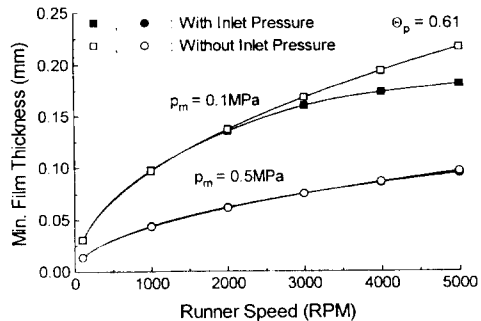
여기서 상첨자 c는 수치계산 결과를 의미한다. 본 연구에서는 베어링에 가해지는 평균면압을 0.1, 0.5MPa, 회전원판의 회전수를 100 rpm부터 5000rpm까지로 하여 각 평균면압에 대하여 100rpm 간격으로 계산하였다.

#### 5. 결과 및 고찰

Fig.3은 동일한 하중 하에서 회전속도에 따른 최소유막두께를 나타내고 있다.  $\Theta_p = 0.55$ 에서는 선단압력 때문에 최소유막두께가 더 커지게 되지만,  $\Theta_p = 0.61$ 에서는 오히려 선단압력으로 인하여 최소유막두께가 감소함을 알 수 있다. 그러므로 회전속도가 증가할수록 피벗위치는 패드의 중앙 쪽으로 이동하는 것이 유리함을 알 수 있다. 이와 같은



(a)  $\theta_p = 0.55$



(b)  $\theta_p = 0.61$

Fig. 3 Effects of inlet pressure on minimum film thickness

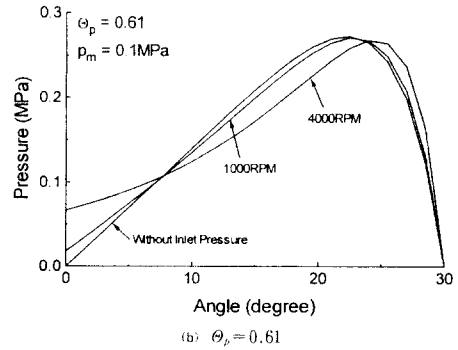
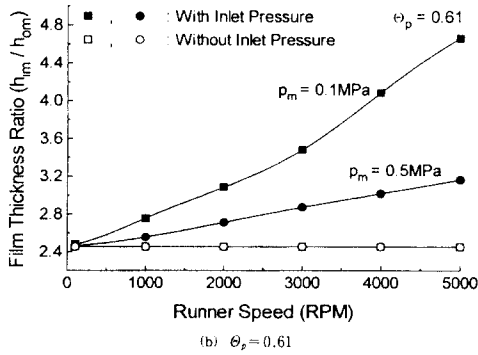
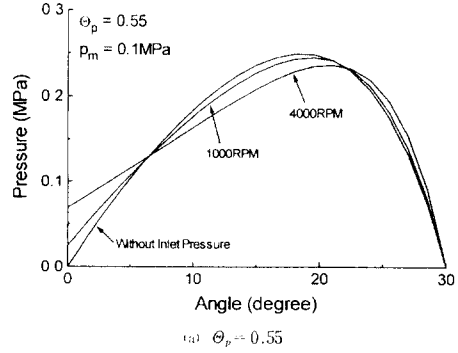
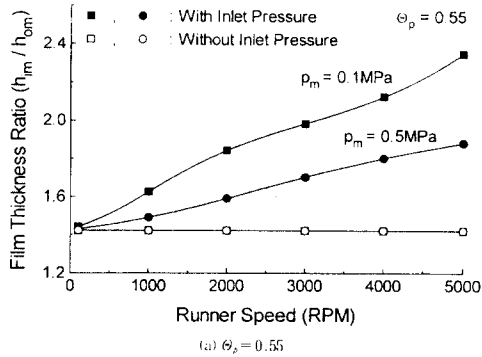


Fig. 4 Effects of inlet pressure on film thickness ratio

Fig. 5 Film pressure distributions in the mean radius plane

현상은 하중이 가벼울수록 더욱 뚜렷해진다. 평균 반경에서 유막두께비에 대한 선단압력의 영향을 Fig.4에 나타내고 있다. 선단압력에 의한 모멘트의 증가로 입구부의 유막두께비는 피벗위치가 패드의 후미부쪽일수록 상대적으로 더욱 증가하는 것을 알 수 있으며 경하중일수록(관성계수가 클수록) 그러한 경향은 더욱 커진다. 일반적으로 최적의 유막두께비는 2.1-2.4정도임을 고려할 때 선단압력의 영향이 크게 나타나는 운전조건에서는 피벗위치를 역시 패드 중앙부 쪽으로 이동하는 것이 타당함을 알 수 있다.

Fig.5는 동일한 하중 하에서 회전속도의 변화에 따른 평균반경에서 유막압력분포를 나타내고 있다. 선단압력을 고려하지 않으면 회전속도에 무관하게 동일한 압력분포를 갖게 되지만 선단압력을 고려하게 되면 회전속도에 따라 선단압력의 크기가 변함으로 인하여 유막압력분포도 변하게 된다. 회전속도가 증가할수록 유막내의 선단압력의 크

기가 증가하여 입구부측의 유막압력은 상승하게 되고 중간부분의 유막압력은 감소한다. 그리고 최대 유막압력의 위치는 상대적으로 후미부측으로 이동된다.

Fig.6과 Fig.7은 각각 마찰동력손실과 유막 입구부를 통과하는 윤활유량을 나타낸 것이다. 선단압력으로 인하여 동일한 운전조건하에서는 선단압력을 무시한 경우에 비하여 마찰동력손실이 줄어드는 것을 알 수 있는데, 이는 유막두께가 Fig.3의 결과에서처럼 유막두께가 증가하였기 때문이다. 또한 그 감소 폭은 피벗위치가 중앙 쪽일수록 크게 됨을 알 수 있다. 그러나 선단압력을 고려하지 않을 때는  $\theta_p = 0.61$ 일 때 마찰동력손실이  $\theta_p = 0.55$ 일 때보다 적음을 보여주고 있다. 선단압력을 고려하였을 때가 윤활유량이 더 많아지는 것을 알 수 있다. 특히 고속이고 경하중일수록 그 증가량은 극대화된다. 역시 선단압력으로 인한 유막두께의 증가에 기인한다. 많은 윤활유량은 실제의 베어링 운

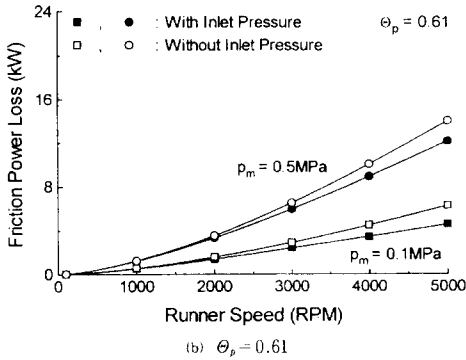
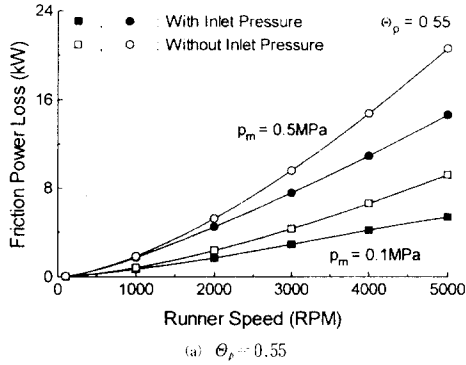


Fig. 6 Effects of inlet pressure on frictional power loss

전에서 큰 문제가 될 수 있는 온도상승을 억제하는 효과가 있을 것으로 사료된다. 즉 선단압력은 베어링의 열유체운환성능에도 적지 않은 영향을 미칠 것으로 판단된다.  $\theta_p = 0.61$ 일 때가  $\theta_p = 0.55$ 일 때보다 윤활유량이 더 커지는 것은 패드의 입구부 유막두께가 더 크고 Fig.5에서처럼 입구부에서 압력구배가 더 작기 때문이다.

Fig.8은 선단압력을 평균면압으로 나눈 선단압력비를 나타낸 것으로서 평균면압의 크기에 상관없이  $\theta_p = 0.55$ 일 때가  $\theta_p = 0.61$ 일 때보다 큰 것을 알 수 있다. 이것은 피벗위치가 상대적으로 패드의 중앙부에 위치할수록 입구부의 유막두께가 작아지고 입구부의 유막두께가 작을수록 식(11)의 손실계수가 적으며 따라서 선단압력을 증대시키는 요인이기 때문이다.

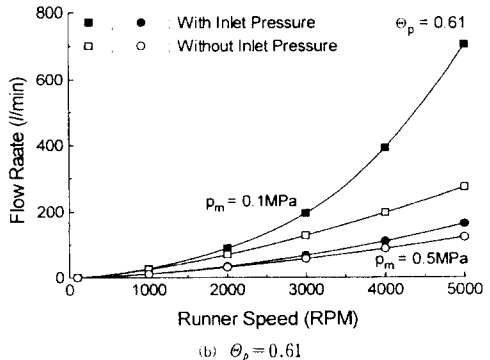
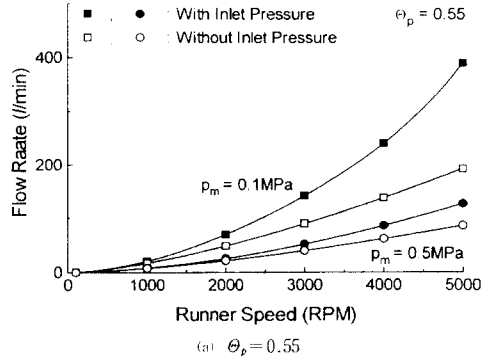


Fig. 7 Effects of inlet pressure on flow rate

## 6. 결 론

패드의 변형과 윤활유의 온도변화를 무시한 틸팅 패드 추력베어링에 대하여 일정한 하중과 윤활유의 점도를 가진다고 가정하고 회전수를 변화시켜가며 수치해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 선단압력의 발생은 대체적으로 베어링의 성능을 향상시킨다. 그렇지만 선단압력이 무시되어 설계된 최적의 피벗위치는 경하중 고속으로 운전될 경우 선단압력 발생으로 인하여 최소유막두께에서는 오히려 불리하게 된다.

(2) 선단압력을 고려하면 회전수 및 하중에 따라 최적의 피벗위치는 변하며, 대체로 동일한 하중 하에서 회전속도가 증가할수록 패드 중앙부 쪽으로 이동된다.

(3) 선단압력으로 인하여 틸팅 패드 추력베어링

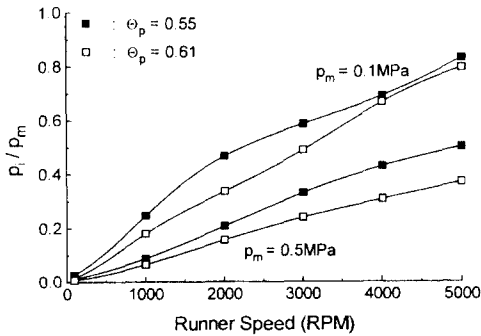


Fig. 8 Ratio of inlet pressure to mean pressure in the mean radius plane

**Fig. 8 Ratio of inlet pressure to mean pressure in the mean radius plane**

의 마찰토크는 감소하고 윤활유량은 증가된다.

(4) 선단압력은 피벗위치가 패드 중앙부 쪽일수록 상대적으로 크게 발생한다.

### 참 고 문 헌

1. H. Hasimoto, S. Wada and T. Yoshida, "Pressure Boundary Conditions of High Speed Thrust Bearings", JSME Inter. Journal, Series III, Vol.32, pp.269~280, 1989.
2. C.M. Rodkiewicz, K.W. Kim and J.S. Kennedy,

"On the Signification of the Inlet Pressure Build-Up in the Design of Tilting-Pad Bearings", Trans. ASME J. of Tribology, Vol.112, pp.17-22, 1990.

3. A. Mori, M. Iwamoto and H. Mori, "流體潤滑の慣性力お考慮した傾斜平面 スライダの特性解析(第3報)", 潤滑, 第28巻, 第10號, pp.746~752, 1990.
4. A. Mori and H. Mori, "Inlet Boundary Condition for Submerged Multi-Pad Bearing Relative to Inertia Forces", The 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1986.
5. 김종수, 김경웅, "부채살형 추력베어링의 설계에 있어서 선단압력의 영향", 한국윤활학회지, 제10권, 제4호, pp.33~42, 1994.
6. 김종수, 김경웅, "베어링 입구에서 발생하는 선단압력에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제17권, 제8호, pp.1921~1930, 1993.
7. 김종수, 김경웅, "패드 사이의 거리가 유막압력에 미치는 영향", 한국윤활학회지, 제13권, 제1호, pp.53-61, 1997.
8. H.C. Ha, H.J. Kim and K.W. KIM, "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing," ASME J. of Tribology, Vol.117, pp.160-165, 1995.