

부채꼴형 추력베어링의 설계에 있어서 선단압력의 영향

김종수* · 김경웅**

*한국해양대학교 기계공학과

**한국과학기술원 정밀공학과

An Influence of Inlet Pressure in the Design of Sector-Shaped Pad Thrust Bearings

Jong-Soo Kim* and Kyung-Woong Kim**

*Department of Mechanical Engineering, Korea Maritime University

**Department of Precision Engineering and Mechatronics, KAIST

Abstract—An influence of inlet pressure on the performance of sector-shaped pad thrust bearings is investigated theoretically. The optimum conditions of film thickness or the optimum positions of pivot are found through the evaluation of load capacity for all available conditions of film thickness, under the operating conditions which the thermal and pad deformation effects can be neglected. The bearing performance including the inlet pressure effects is obtained for a wide operating ranges that inertia parameter(Re^*) is up to unity, and for the various cases of pad extent angle(number of pad) and the three cases of the angle between pads. The results show that the inlet pressure has a large influence on the performance of sector-shaped pad thrust bearings. In the design of sector-shaped pad bearings, due to the inlet pressure, the optimum number of pad is varied with the operating speed and the angle between pads, and the optimum position of pivot is located toward the leading edge along with the operating speed increases.

1. 서 론

추력베어링은 축방향의 하중을 지지하는 베어링으로 대형 수직 수력발전기, 선박의 프로펠러 축, 증기 및 가스 터빈, 원심펌프 등 많은 산업기계에서 주요 기계요소로서 사용되고 있다. 추력베어링의 구조는 미끄럼방향인 원주방향을 따라서 보통 6~14개 정도의 패드가 부착되어 있다. 각 패드들은 장착방법에 따라 피벗점을 중심으로 자유로이 운동할 수 있는 틸팅-패드(tilting-pad)와 지지대에 고정시키는 고정패드(fixed pad)로 크게 구분할 수 있다. 여러개의 패드가 조합되어 이루어진 추력베어링은 공급윤활계의 관성력과 점성력에 의해 각 패드의 유막 입구에서 선단압력이 발생한다. 이러한 선단압력은 베어링의 운전조건등에 따라서 베어링의 성능에 미치는 영향이 매우 크다[1-6].

부채꼴형 추력베어링에 대하여 선단압력을 고려한 연구는 몇몇 연구자들에 의하여 수행된 바가 있다.

Mori & Mori[4]는 고정패드에 대한 이론해석 및 실험을 통하여 선단압력이 베어링의 하중지지능력 및 압력분포에 미치는 영향을 조사 하였다. Hashimoto 등[5,6]은 난류영역에서 운전되는 고정패드 베어링에 대하여 선단압력을 고려한 이론해석을 수행하였다. 그러나 위와 같은 결과들은 선단압력의 정확성에 대한 검증이 이루어 지지않은 선단압력 평가방법으로 선단압력을 구하였기 때문에 베어링의 운전조건에서 실질적인 선단압력의 효과가 포함된 결과라고 보기 어렵다. 선단압력이 베어링의 성능에 어느 정도 영향을 미칠것인가는 선단압력의 크기가 매우 중요하며, 선단압력의 크기가 비현실적으로 평가되면 선단압력의 영향이 오히려 왜곡되게 평가될 수 있음을 유의해야 한다. 그러므로 선단압력의 보다 정확한 평가가 우선되어야 선단압력의 영향이 사실에 가깝게 밝혀질 수 있을 것이다. 그렇지만 유한폭 베어링에서는 정확한 선단압력의 예측은 매우 어려워서 근사적으로 선단압력을 구할 수 밖에 없을 것으로 사료된다. 이때

유한폭 베어링의 선단압력을 구하는 근사식이 얼마나 적절한가는 매우 중요한 문제이다.

본 연구에서는 Kim 등[7]이 제시한 손실계수식을 사용하여 부채꼴형 패드의 선단압력을 지금까지의 방법보다 쉽고 정확하게 예측하고자 하며, 이를 통하여 선단압력의 영향이 보다 정확하게 평가되도록 하였다. 또 부채꼴형 추력베어링의 최적의 설계조건을 밝히고, 베어링의 설계에 있어서 선단압력의 역할을 정량적으로 조사한다. 이를 위하여 패드의 외경/내경 비가 $R=2$ 이고, 패드의 갯수가 각각 6, 8, 10, 12, 14 개인 경우에 대하여 최적의 유막두께비 및 압력중심을 조사하고, 또 이러한 조건하에서 부하능력, 마찰도오크 및 윤활유량 등을 계산한다. 또한 패드간의 여유각에 따른 선단압력의 크기의 변화가 베어링의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 패드의 여유각을 달리한 경우에 대한 결과를 나타내고자 한다. 본 연구를 통하여 베어링의 운전조건의 변화에 대하여 선단압력의 영향이 포함된 부채꼴 추력베어링의 설계자료를 제시하고자 한다.

2. 지배방정식

일반적인 틸팅-패드 추력베어링에 대한 개략적인 형상을 Fig. 1에 나타내고 있으며, 하나의 패드에 대한 유막형상과 그에 따른 좌표를 Fig. 2에서 표시하고 있다. 등점도 윤활이론에서 사용되는 일반적인 가정 하에서 부채꼴형 패드 베어링의 윤활유막에서 발생하는 압력을 지배하는 레이놀즈 방정식은 아래와 같이 주어진다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left\{ h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \right\} + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left\{ h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right\} = 6\mu r \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

그리고 유막두께 h 는 Fig. 2에 표시된 틸팅각을 이용하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} h &= h_0 + r \sin(\beta - \theta) \alpha_p + \{ r_2 - r \cos(\beta - \theta) \} \alpha_r \quad (\alpha_r \geq 0) \\ &= h_0 + r \sin(\beta - \theta) \alpha_p + \{ r_1 - r \cos(\beta - \theta) \} \alpha_r \quad (\alpha_r < 0) \end{aligned} \quad (2)$$

일반적인 해를 얻기 위하여 무차원 파라미터들을 도입하여 레이놀즈 방정식을 무차원화 시키면 아래와 같이 된다.

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

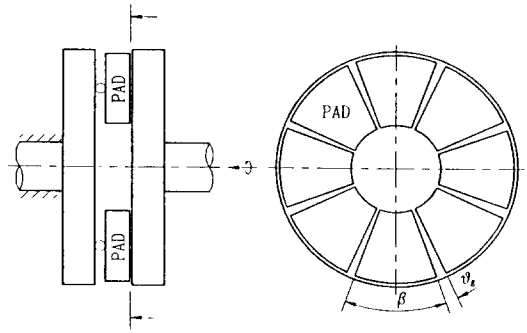


Fig. 1. Configuration of a sector-shaped pad thrust bearing.

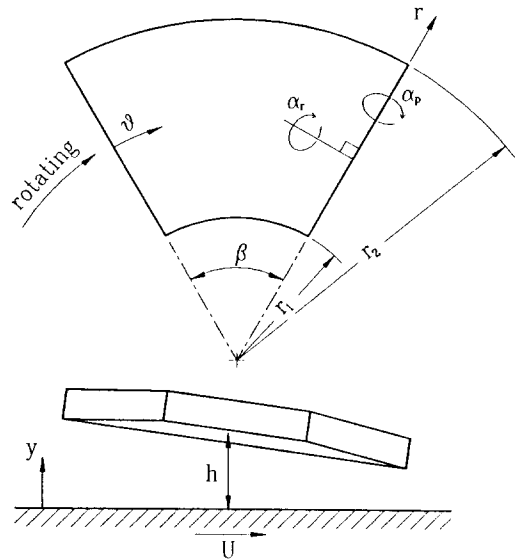


Fig. 2. Geometry and coordinate system of a sector-shaped pad.

그리고 무차원 유막두께식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} H &= 1 + \bar{r} \sin(\beta - \theta) \gamma_p + \{ R - \bar{r} \cos(\beta - \theta) \} \gamma_r \quad (\alpha_r \geq 0) \\ &= 1 + \bar{r} \sin(\beta - \theta) \gamma_p + \{ 1 - \bar{r} \cos(\beta - \theta) \} \gamma_r \quad (\alpha_r < 0) \end{aligned} \quad (4)$$

레이놀즈 방정식을 풀기 위하여는 반경비(R)와 패드 외각(β) 및 틸팅각(γ_p, γ_r)이 주어지고, 패드의 경계면에서 압력을 알아야 한다. 여기에서 사용되는 압력경계조건은 아래와 같다.

$$P(1, \theta) = P(R, \theta) = P(\bar{r}, \beta) = 0, \quad P(\bar{r}, 0) = P_i \quad (5)$$

여기서 P_i 은 무차원 선단압력이다. 그리고 마찰토크, 윤활유량 및 선단압력등을 구하기 위해 필요한 윤활 유막에서 속도분포는 무차원 형태로 각각 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \bar{v}_\theta &= (1-\bar{y}) + \frac{H^2}{2\gamma^2} \frac{\partial P}{\partial \theta} \bar{y}(\bar{y}-1) \\ \bar{v}_r &= \frac{H^2}{2} \frac{\partial P}{\partial r} \bar{y}(\bar{y}-1) \end{aligned} \quad (6)$$

3. 선단압력계산

유한폭의 베어링 선단부에서 발생하는 선단압력을 이론적으로 엄밀하게 구하기 위해서는 패드 전방에서 일어나는 매우 복잡한 3차원적인 유동장을 수치적으로 해석하여야 할 것이다. 그러나 그러한 유동장에 대한 수치해석은 현실적으로 불가능하다고 판단된다. 그렇지만 선단압력의 정확성은 베어링의 성능에 매우 큰 영향을 미치게 됨으로 유한폭 베어링일지라도 정확성을 유지하는 선단압력을 구하는 것이 필요하다. 따라서 아래와 같은 식을 이용하여 유한폭 베어링에 대한 선단압력을 구하는 것이 매우 유용한 방법으로 생각된다.

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

여기서 P_{im} 은 패드의 평균반경에서의 선단압력이고, P_{id} 는 반경폭 방향으로 선단압력분포를 결정짓는 함수이다. 그러므로 유한폭 베어링의 선단압력의 정확성은 평균반경에서의 선단압력을 정확성에 의해 민감한 영향을 받게 된다. 패드의 평균반경에 대하여는 저자들이 제안한 손실계수식을 사용한 베르누이 방정식으로부터 선단압력을 구하고, 나머지 반경방향의 선단압력분포는 적절히 가정함으로써 유한폭 베어링에서도 비교적 정확한 선단압력을 쉽게 구할 수 있다.

Fig. 3은 패드 입구에서의 손실을 포함하는 베르누이 방정식을 적용하기 위한 유동모델을 보여주고 있으며, 아래와 같은 손실을 포함하는 베르누이 식에서 손실계수 k 값이 주어지면 선단압력은 쉽게 얻을 수 있게 된다.

$$p_a + (1-k) \frac{\rho u_a^2}{2} = p_i + \frac{\rho u_{im}^2}{2} \quad (8)$$

위식을 패드의 평균반경에 대해 적용하면 패드의 평균반경에서의 선단압력 p_{im} 이 구해진다. 이를 압력에

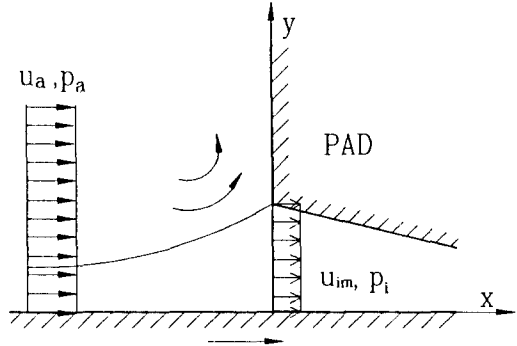


Fig. 3. Entrance flow model for evaluation of inlet pressure.

관하여 무차원화 하면 아래와 같은 평균반경에서의 무차원 선단압력을 구할 수 있다.

$$P_{im} = (1-k-\zeta^2) \frac{Re^* r_m^2}{2} \quad (9)$$

여기서 ζ 는 베어링 입구에서의 무차원 평균속도를 나타내며 다음과 같이 된다.

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

그리고 손실계수 k 는 Kim 등[7]에 의하여 다음과 같이 제시되었다.

$$k = \frac{C_1}{Re^n} + 0.75(1 - e^{r_2\sqrt{Re^*\lambda}}) \quad (11)$$

$$C_1 = 5.18\lambda^{0.036}$$

$$C_2 = 0.73\lambda^{-0.057}$$

$$n = 1.38\lambda^{-0.082}$$

위의 손실계수를 구하기 위해 베어링 입구에서의 레이놀즈 수와 패드간 무차원 거리가 주어져야 한다. 주어진 관성계수(Re^*)로 부터 입구에서의 레이놀즈 수로 환산하고, 또 패드간 무차원 거리가 주어지기 위해서 최소유막두께와 패드의 반경과의 비가 필요하며, 본 연구에서는 $h_0/r_1 = 0.002$ 로 하였다.

그리고 반경폭 방향으로의 선단압력의 분포를 결정하기 위해 아래와 같은 식을 사용하기로 한다.

$$P_{id}(r) = \{1 - |(r_m - r)/(\Delta r/2)|^\gamma\} \quad (12)$$

위식에서 γ 는 선단압력분포를 결정하는 상수이다. 이 값은 실험적으로 규명되어야 할 것으로 사료되지만,

여기에 관한 연구결과는 거의 존재하지 않는다. 그래서 본 연구에서는 Mori 등[4]의 결과를 참고하여 모든 운전조건에 대하여 $\gamma=2$ 로 하였다.

4. 수치계산

선단압력식으로부터 구해진 선단압력을 패드 선단부의 압력경계조건으로 사용하고 레이놀즈 방정식을 차분화하여 수치해석함으로써 유막압력을 구할 수 있다. 여기에서 사용된 수치해석방법은 유한차분법이며, 차분화를 위하여 패드를 반경방향과 원주방향으로 각각 20 등분씩 등간격으로 분할하였다. 유막압력이 얻어지면 부하능력은 무차원 형태로 아래와 같이 주어진다.

무차원 부하능력:

$$\frac{Wh_0^2}{\mu r_1^2 \omega A} = \bar{W} = \frac{n_p}{\pi(R^2-1)} \int_1^R \int_0^\beta \bar{P} r d\theta d\bar{r} \quad (13)$$

유막압력으로부터 속도분포가 구해짐으로 아래와 같은 무차원 형태의 마찰토크 및 윤활유량을 계산할 수 있다.

무차원 마찰토크:

$$\frac{F_t h_0}{\mu r_1^2 \omega A} = \bar{F}_t = \frac{n_p}{\pi(R^2-1)}$$

$$\int_1^R \int_0^\beta \frac{\bar{r}^2}{H} \left(-\frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial \bar{y}} \right)_{\bar{y}=0} \bar{r} d\theta d\bar{r} \quad (14)$$

무차원 윤활유량:

$$\frac{Q}{h_0 \Omega A} = \bar{Q} = \frac{n_p}{\pi(R^2-1)} \int_1^R \int_0^\beta \bar{r} (H \bar{v}_u)_{\theta=0} d\bar{y} d\bar{r} \quad (15)$$

위 식들에서 패드의 갯수가 바뀌어도 무차원 파라미터의 변화를 없애기 위하여 패드의 외경과 내경에 의하여 결정되는 환상원의 면적을 유효면적으로 하여 이를 무차원 파라미터로 도입하였다. 그 결과 패드의 갯수에 따른 전체 베어링의 성능을 쉽게 비교할 수 있게 되었다.

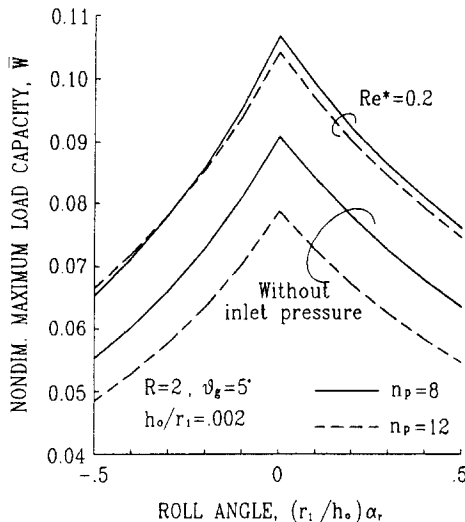
압력중심(r_p, θ_p)은 유막압력에 의한 모멘트의 합이 0이 되는 곳으로 다음과 같다.

$$\theta_p = \tan^{-1} \left(\frac{\int_1^R \int_0^\beta \bar{P} r \sin \theta d\bar{r} d\theta}{\int_1^R \int_0^\beta \bar{P} r \cos \theta d\bar{r} d\theta} \right) \quad (16a)$$

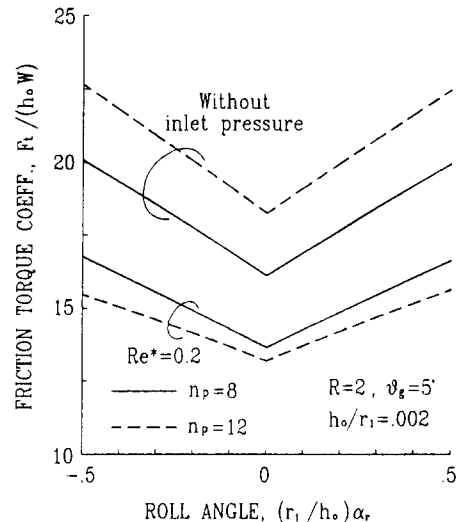
$$r_p = r_1$$

$$\sqrt{\frac{\left(\int_1^R \int_0^\beta \bar{P} r \sin \theta d\bar{r} d\theta \right)^2 + \left(\int_1^R \int_0^\beta \bar{P} r \cos \theta d\bar{r} d\theta \right)^2}{\int_1^R \int_0^\beta \bar{P} r d\bar{r} d\theta}} \quad (16b)$$

틸팅-패드 베어링에서는 이 압력중심이 바로 피벗위



(a) Maximum load capacity



(b) Friction torque coefficient

Fig. 4. Maximum load capacity and friction torque coefficient as function of roll angle.

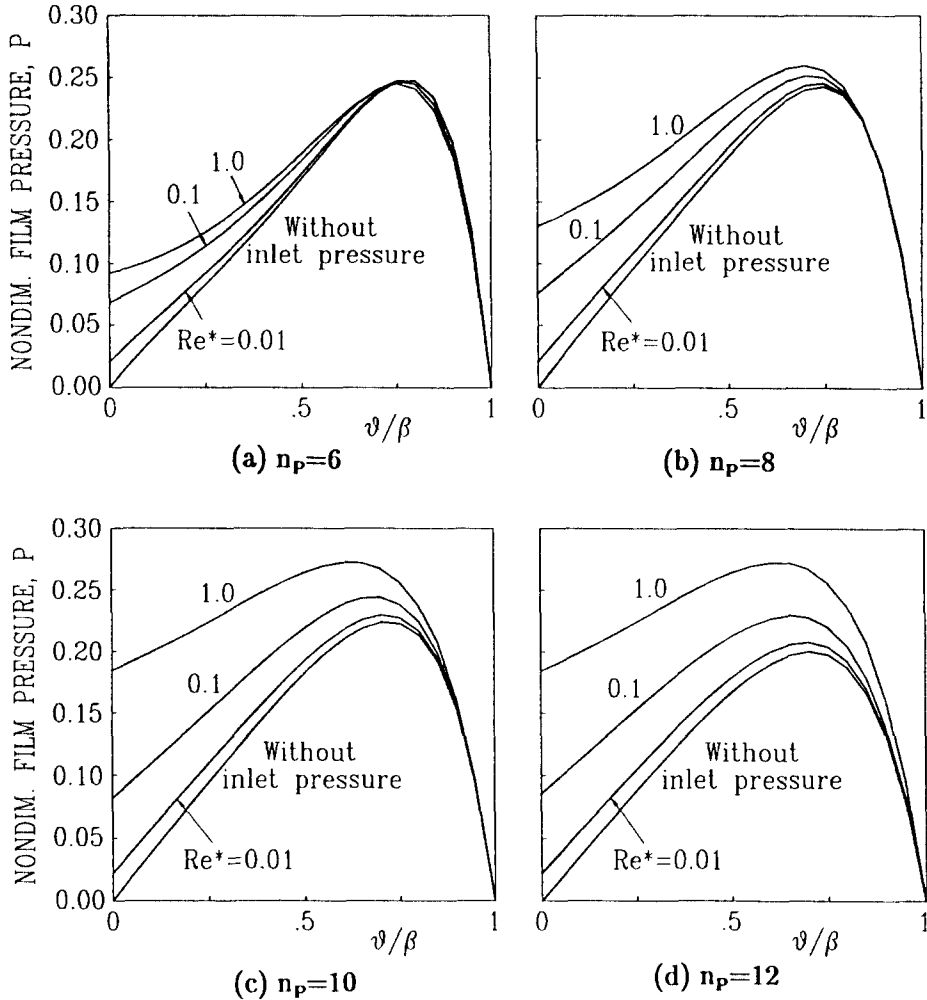


Fig. 5. Film pressure in the mean radius plane ($R=2$, $\theta_s=7^\circ$)

치가 된다. 무차원 압력중심은 아래와 같이 정의한다.

$$\bar{r}_p = \frac{r_p - r_1}{\Delta r}, \quad \bar{\theta}_p = \theta_p / \beta \quad (17)$$

주어진 로울링각(α_r)에서 최대부하능력을 갖는 피칭각(α_p)은 뉴우튼-랍슨법으로 찾았으며, 본 수치해석에서 최대부하능력을 구하기 위하여 사용된 수렴판정기준은 아래와 같다.

$$\frac{\partial \bar{W}}{\partial \gamma_p} \leq 10^{-5} \quad (18)$$

5. 최적설계조건

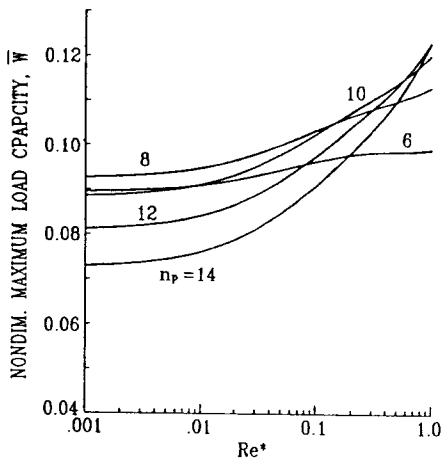
Fig. 4는 주어진 로울링각에 대하여 최대부하능력 및 그때의 마찰토크계수를 나타내고 있다. 선단압력을 무시한 경우나 고려한 경우나 로울링각이 0일 때 최대부하능력이 최대가 됨을 보여주고 있다. 이는 주어진 패드형상에 대하여 최대부하능력을 얻기 위하여는 패드의 후미부를 미끄럼면과 평행하게 유지시켜야 함을 의미한다. 선단압력을 무시한 경우에 대해서는 Etsion[8]이 유막두께가 반경방향으로 일정한 피치선의 위치를 변화시키면서 최대부하능력을 구하였으며 피치선이 패드 후미부에 존재하게 될 때 최대부하능력이 최대가 됨을 보여주었다. 그러한 원인에 대하여는 윤활유량의 대부분이 패드 후미부를 통하여 빠져나가게 됨으로 이 부분의 면적을 최소로

하는 것이 패드 내부의 유막압력을 가장 높게 발생 시키기 때문이라고 주장하였다. 그러나 유막두께가 일정한 피치선이 회전축의 중심을 지나지 않은 경우도 발생할 수 있기 때문에 Etsion의 방법으로는 패드 후미부에서 유막두께가 반경방향으로 균일하게 될때가 부하능력을 최대로 되는지에 대해서는 완전하게 확인 될 수 없었다. 그렇지만 본 연구에서처럼 로울링각의 변화에 따른 베어링의 성능변화를 조사함으로써 최대부하능력을 갖는 조건을 명확하게 밝힐 수 있게 되었다. 또 마찰토크 계수는 선단압력의 존재유무에 관계없이 로울링각이 0일 때 가장 낮다.

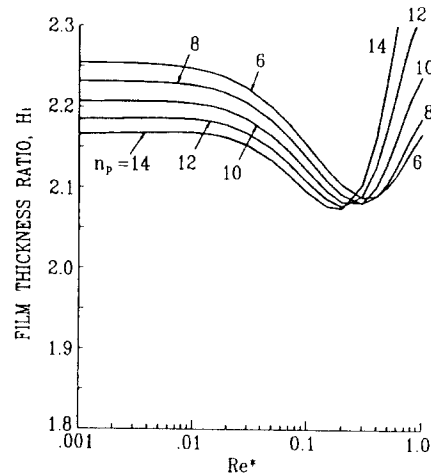
그러므로 일반적인 베어링의 최적설계조건은 부하능력이 최대가 되도록 하는 것과 동일하다고 볼 수 있다. 이후의 모든 성능계산은 이 최적설계조건에 대한 결과이다.

6. 선단압력의 영향

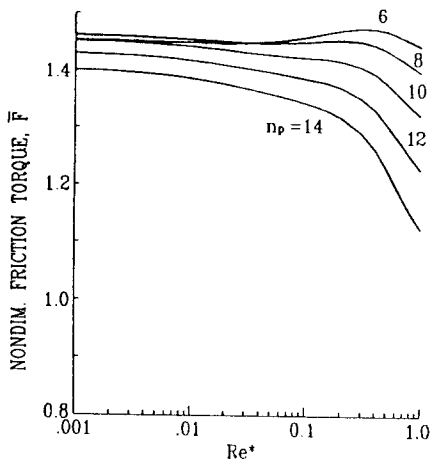
Fig. 5는 최적설계조건하에서 선단압력이 유막압력에 미치는 영향을 패드의 갯수를 파라미터로 하여 보여주고 있다. 동일한 관성계수일지라도 패드의 갯수에 따라 선단압력으로 인한 유막압력 상승효과는



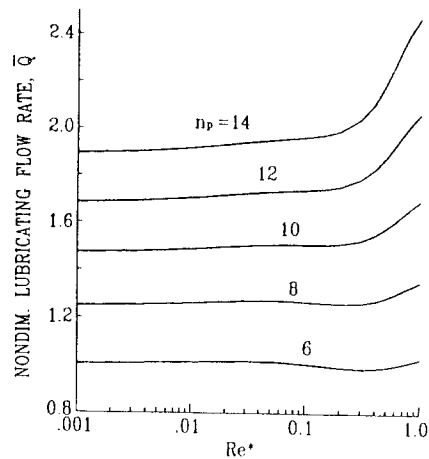
(a) Maximum available load capacity



(b) Film thickness ratio



(c) Friction torque



(d) Flow rate of lubricant

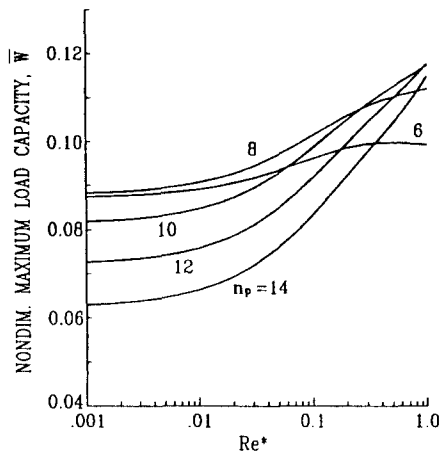
Fig. 6. Effect of inlet pressure on bearing performance ($R=2, \theta_g=5^\circ$)

상당한 차이를 나타내고 있으며, 패드의 갯수가 많을수록 즉 패드의 원주방향으로의 길이가 짧을수록 선단압력으로 인한 유막압력 상승량이 커진다.

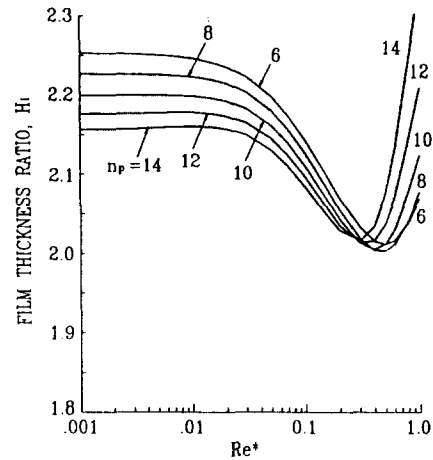
Fig. 6은 각각 $\theta_k = 5^\circ$ 인 경우에 대하여 최대부하능력 및 최적의 유막두께비, 마찰토크, 윤활유량을 패드의 갯수를 파라미터로 하여 관성계수에 따른 변화를 나타내고 있다. 관성계수가 증가할수록 최대부하능력이 모든 경우에 대해 증가하고 있다. 그러한 증가폭은 패드의 갯수가 많을수록 보다 뚜렷하다. 이러한 이유는 관성계수가 증가하면 선단압력이 증가되고 또한 원주방향으로의 패드의 길이가 짧아지면 (패드의 수가 많아지면) 유막내의 최고압력은 상대적

으로 감소하기 때문이다. 관성계수가 매우 낮은 경우에는 패드의 반경폭에 대한 평균반경에서의 원주방향의 길이 비인 패드형상비($r_m\beta/\Delta r$)가 1근처가 되는 패드의 갯수에서 최대부하능력이 가장 높지만 관성계수가 증가할수록 최대부하능력이 가장 크게 되는 패드의 갯수는 증가하고 있다. 그러므로 관성계수에 따라 최대부하능력을 최대로하는 적절한 패드의 갯수는 달라지며, 높은 관성계수에서는 패드형상비를 1보다 작게 되는 경우, 즉 패드의 갯수를 많이 하는 것이 최대부하능력을 얻기 위하여는 유리함을 알 수 있다.

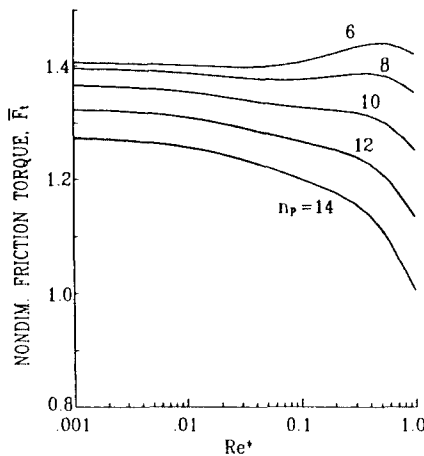
최적의 유막두께비는 관성계수가 증가함에 따라서



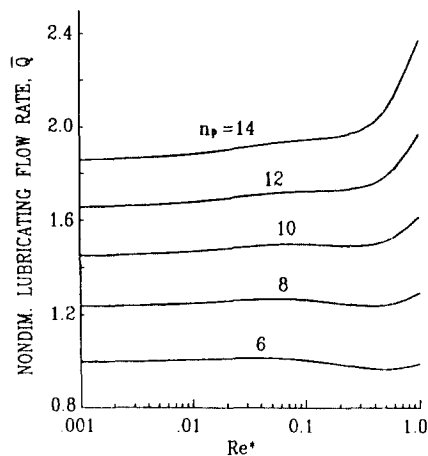
(a) Maximum available load capacity



(b) Film thickness ratio



(c) Friction torque



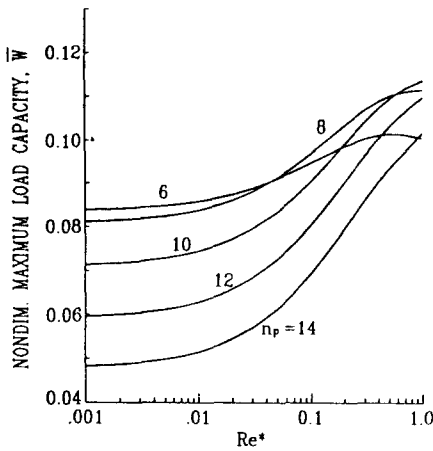
(d) Flow rate of lubricant

Fig. 7. Effect of inlet pressure on bearing performance ($R=2, \theta_k=7^\circ$)

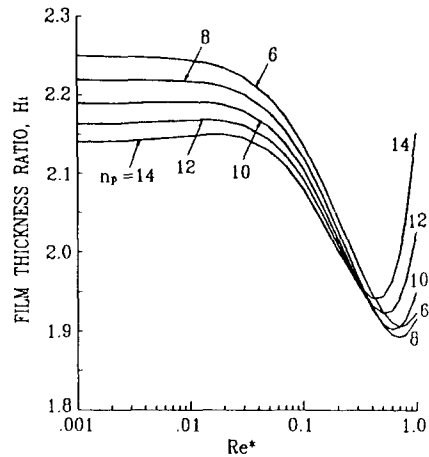
는 약간씩 감소하다가 다시 급격히 증가하고 있다. 이는 관성계수가 낮을 때에는 선단압력의 크기가 손실계수에 의하여 영향을 크게 받게 되고 관성계수가 높아지면 베어링 입구부의 평균유막속도에 의하여 큰 영향을 받기 때문으로 생각된다. 즉, 손실계수의 크기는 낮은 관성계수(낮은 레이놀즈 수)에서는 급격한 변화를 보이지만 관성계수가 높아질수록 그 변화폭은 줄어들고, 반면에 입구부의 평균유막속도는 유막두께비에 따라 크게 변하기 때문이다. 이때 유막두께비가 커질수록 평균유막속도는 감소한다. 관성계수가 낮을 때에는 패드의 수가 적으면 최적의 유막두께비는 증가하고 관성계수가 상당히 높게 되면 이와 반대로

된다.

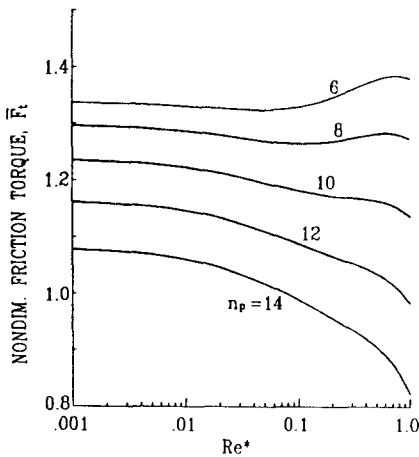
최대부하능력을 갖는 유막형상에 있어서 마찰토크는 패드의 수가 적은 경우, 즉 패드형상비가 클수록 관성계수의 증가와 함께 감소와 증가가 반복되고 있다. 그에 반해 패드의 갯수가 많은 경우에는 관성계수의 증가와 함께 마찰토크는 단조적으로 감소하고 있다. 이는 패드의 유막두께비가 감소하여 전체적인 평균유막두께의 감소로 인한 마찰력의 증가 요인과 유막압력에 대한 선단압력의 비가 높아짐에 따라 미끄럼면에서의 마찰력을 감소시키는 요인과 합해진 효과를 나타내기 때문에 각각의 경우에 있어서 어느 쪽의 영향이 보다 지배적인가에 따라 마찰력의 증감이



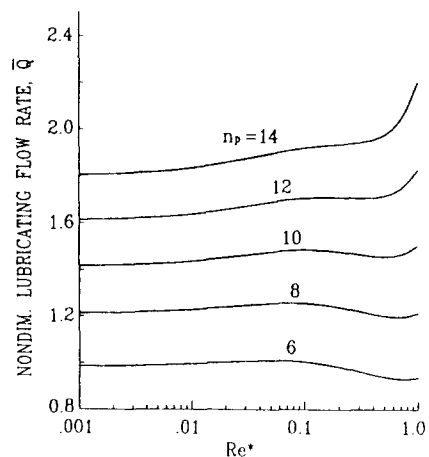
(a) Maximum available load capacity



(b) Film thickness ratio



(c) Friction torque



(d) Flow rate of lubricant

Fig. 8. Effect of inlet pressure on bearing performance ($R=2, \theta_i=10^\circ$)

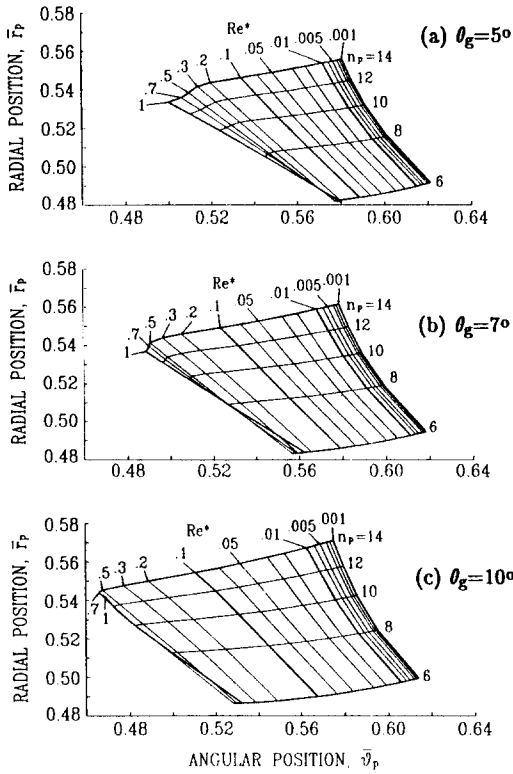


Fig. 9. Effect of inlet pressure on pressure center ($R=2$)

달려 있다.

윤회유량은 패드의 갯수가 많을수록 보다 많은 유량을 필요로 하고 있는데 이는 패드의 갯수가 많으면 당연히 그 만큼의 윤회계의 공급구가 많이 필요하기 때문이다. 아주 높은 관성계수를 제외하면 선단압력에 의하여 윤회유량의 변화량은 그다지 크지 않다. 그리고 마찰토크 및 윤회유량은 유막두께비가 최소인 관성계수를 기점으로 하여 보다 급격한 변화를 보여 주고 있는데 이는 유막두께비가 급격히 변함에 따른 것으로 보여진다.

Figs. 7, 8은 $\theta_g=7^\circ$, $\theta_g=10^\circ$ 인 경우에 대한 최적 설계조건에서의 베어링 성능을 나타내고 있다. 전체적으로 패드간의 거리를 멀리할수록 선단압력으로 인한 영향은 증대된다. 최대부하능력은 패드간의 거리가 멀수록 모든 경우에서 감소하지만 선단압력으로 인한 증가량은 더 급격하다. 같은 패드 갯수에 대하여 패드간의 거리가 멀어짐으로서 마찰토크 및 윤회유량은 감소하고 있다. 최적의 유막두께비는 패드간의 거리가 멀수록 약간씩 감소하며, 관성계수의 증가와

함께 그 변화량은 증대된다. 그리고 관성계수의 증가와 함께 감소하다가 다시 증가되기 시작하는 관성계수의 값은 패드간의 거리가 멀어지면 약간씩 높아지고 있다.

Fig. 9은 주어진 패드형상에 있어서 최대부하능력을 갖는 유막형상에 대하여 압력중심위치를 관성계수 및 패드의 갯수를 파라미터로 하여 보여주고 있다. 대체적으로 관성계수가 증가하면 압력중심이 원주방향으로는 패드 선단부쪽으로 이동되고 반경방향으로는 내경부쪽으로 이동된다. 그러나 패드의 갯수가 적고, 관성계수가 큰 경우에는 이러한 경향에 반대되는 현상이 약간 나타나고 있다. 또 패드의 갯수가 많을수록 압력중심위치는 보다 외경부 및 선단부쪽에 위치하고 패드의 갯수가 적을수록 그 반대의 경향을 보이고 있다. 틸팅-패드 베어링이라면 이 압력중심을 바로 피벗위치로 하여야 최대부하능력을 얻을 수 있게 된다. 따라서 부채꼴형 틸팅-패드 추력베어링에서는 관성계수가 증가할수록 피벗위치를 패드 선단부와 내경부측으로 이동시켜야 함을 알 수 있다. 틸팅-패드 베어링에서는 피벗위치가 약간만 달라져도 베어링의 성능에는 상당히 큰 변화를 가져오게 됨으로 이러한 베어링에서는 선단압력의 효과를 보다 정확히 파악하는 것이 매우 중요하다.

7. 결 론

유막의 온도상승과 패드변형을 무시한 경우의 부채꼴형 추력베어링에 대하여 선단압력을 고려한 성능해석을 수행하여 최대부하능력을 얻기 위한 조건들과 그때의 베어링 성능에 선단압력이 미치는 영향을 조사 하였다. 또 패드간의 여유각을 달리한 경우에 대해서도 성능해석을 수행함으로써 패드간의 여유각으로 인한 선단압력의 차이가 베어링 성능에 미치는 영향을 조사하였다. 패드의 후미부에서의 유막두께가 미끄럼면과 평행할 때 얻을 수 있는 부하능력이 최대로 됨을 확인하였다. 또 이와 같은 조건하에서 마찰토크계수는 최소가 된다. 관성계수의 증가와 함께 최대부하능력은 증가하며, 패드의 갯수가 많을수록 그 증가폭이 보다 커진다. 그리고 패드간의 여유각이 클수록 선단압력이 베어링 성능에 미치는 영향이 증가함을 알 수 있었다. 최적의 유막두께비는 관성계수가 증가함에 따라 약간씩 감소하다가 어느 값 이상의 관성계수에서는 다시 급격히 증가한다. 마찰토크는 $\theta_g=5^\circ$ 인 경우를 제외하면 패드의 갯수가 많

을수록 작아지며, 패드의 갯수가 많을 수록 관성계수의 증가에 따른 마찰토크의 변화량은 커진다. 그리고 윤활유량은 패드의 갯수가 많을수록 증가하지만 선단압력에 의한 변화량은 크지 않다. 압력중심위치는 패드의 갯수가 많을수록 외경부 및 선단부 쪽으로 위치하며 패드의 갯수가 적을수록 그 반대이다. 관성계수가 증가하면 압력중심위치는 보다 내경부 및 선단부 쪽으로 이동된다. 본 연구를 통하여 선단압력을 고려하면 베어링의 최적설계에 많은 변화를 가져옴으로 특별히 고속으로 운전되는 베어링의 설계시에는 유막의 온도상승으로 인한 영향 뿐만 아니라 선단압력의 영향도 반드시 포함되어야 함을 알 수 있다.

기호 및 약호설명

A	: 베어링 유효면적, $\pi(r_2^2 - r_1^2)$
F_t	: 마찰토크
h	: 유막두께
h_0	: 최소유막두께
H	: 무차원 유막두께, h/h_0
k	: 손실계수
n_p	: 패드의 갯수
p	: 유막압력
P	: 무차원 유막압력, $\frac{ph_0^2}{\mu r_1^2 \omega}$
Q	: 윤활유량
r	: 반경방향 좌표
r_m	: 평균반경, $(r_1 + r_2)/2$
Δr	: 패드의 반경폭, $r_2 - r_1$
r_p	: 압력중심의 반경좌표
\bar{r}	: 무차원 반경좌표, r/r_1
R	: 패드의 반경비, r_2/r_1
Re	: 레이놀즈 수, $\frac{\rho r_m \omega h_{im}}{\mu}$
Re*	: 관성계수, $\frac{\rho \omega h_0^2}{\mu}$
v_θ, v_r	: 원주방향 및 반경방향 유막속도
$\bar{v}_\theta, \bar{v}_r$: 무차원 유막속도, $v_\theta/r\omega, v_r/r\omega$
\bar{y}	: 유막두께방향 무차원 좌표, y/h
α_p, α_r	: 패드의 피칭각 및 롤링각
γ_p, γ_r	: 무차원 틸팅각, $(r_1/h_0)(\alpha_p, \alpha_r)$
β	: 패드의 형상각
θ	: 원주방향 좌표

θ_g	: 패드사이의 여유각
λ	: 패드간 무차원 거리, $\frac{r_m \theta_g}{h_{im}}$
ρ	: 윤활제 밀도
μ	: 윤활제 점도
ω	: 각속도

하첨자

i	: 베어링 입구
m	: 패드의 평균반경
im	: 평균반경에서 베어링 입구

참고 문헌

1. Hasimoto, H., Wada, S. and Yoshida, T., "Pressure Boundary Conditions of High Speed Thrust Bearings", JSME Inter. Journal, Series III, Vol.32, pp.269-280, 1989.
2. Rodkiewicz, C. M., Kim, K. W. and Kennedy, J. S., "On the Significance 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. Mori, A., Iwamoto, M. and Mori, H., "潤滑流體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, 1983.
4. Mori, A. and Mori, H., "Inlet Boundary Condition for Submerged Multi-Pad Bearing Relative to Fluid Inertia Forces", The 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1986.
5. Hasimoto, H. and Wada, S., "Performance Characteristics of Sector-Shaped Pad Thrust Bearings in Turbulent Regime (2nd Report, An Influence of Inlet Pressure Boundary Conditions on the Static Characteristics)", J. of JSME Part C, Vol.55, No.512, pp.1075-1083, 1989.
6. Hashimoto, H., "Performance Characteristic Analysis of Sector-Shape Pad Thrust Bearings in Turbulent Inertia Flow Regime Under Three types of Lubrication Conditions", Trans. ASME J. of Tribology, Vol. 112, pp.477-485, 1990.
7. 김종수, 김경웅, "베어링 입구에서 발생하는 선단압력에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제17권, 제8호, pp.1921-1930, 1993.
8. Etsion, I., "Design Charts for Arbitrarily Pivoted, Liquid-Lubricated, Flat-Sector-Pad Thrust Bearing", Trans. ASME J. of Lub. Tech., Vol.100, pp.279-286, 1978
9. Kim, K.W., Tanaka, M. and Hori, Y., "Pad Attitude and THD Performance of Tiling Pad Thrust Bearings", J. of JSLE, Vol.31, No.10, pp.741-748, 1986.