

〈論 文〉

베어링 입구에서 발생하는 선단압력에 관한 연구

김종수\* · 김경웅\*\*

(1992년 10월 10일 접수)

A Study on the Inlet Pressure Build-Up at Bearing Entrance

Jong-Soo Kim and Kyung-Woong Kim

**Key Words :** Inlet Pressure(선단압력), SIMPLE Algorithm(SIMPLE 알고리즘), Loss Coefficient(손실계수), Inlet Pressure Coefficient(선단압력계수), Reynolds Number(레이놀즈수), Distance Between Pads(패드간의 거리)

Abstract

In order to evaluate the inlet pressure correctly, the full Navier-Stokes equations are solved numerically for the computational domain which covers the cavity region between pads as well as the bearing film. A nonuniform grid system is adopted to reduce the number of grid points, and the numerical solutions are obtained for a wide range of Reynolds number in laminar regime with various values of the distance between pads. The numerical results show that the inlet pressure is significantly affected by Reynolds number and the distance between pads. An expression for the loss coefficient in terms of Reynolds number and non-dimensional distance between pads is obtained on the basis of the numerical results. It is found that the inlet pressure over the whole range of numerical solutions can be fairly accurately estimated by applying the formula for the loss coefficient to the extended Bernoulli equation.

기 호 설 명

<p><math>B</math> : 베어링의 폭</p> <p><math>h</math> : 유막두께</p> <p><math>h^*</math> : 베어링 폭에 대한 유막두께비, <math>h/B</math></p> <p><math>H_g</math> : 패드간의 여유공간의 높이</p> <p><math>k</math> : 손실계수 (loss coefficient)</p> <p><math>L_g</math> : 패드간의 여유거리</p> <p><math>L_g^*</math> : 베어링길이에 대한 패드간의 거리, <math>L_g/B</math></p> <p><math>p</math> : 압력</p> <p><math>p_i</math> : 선단압력</p> <p><math>P^*</math> : 무차원 압력, <math>\frac{2p}{\rho U_s^2}</math></p>	<p><math>P_i^*</math> : 선단압력계수, <math>\frac{2p_i}{\rho U_s^2}</math></p> <p><math>Re</math> : 레이놀즈수(Reynolds number), <math>\frac{\rho U_s h}{\mu}</math></p> <p><math>Re^*</math> : 관성계수(modified Reynolds number), <math>\frac{\rho U_s h^2}{\mu B}</math></p> <p><math>u, v</math> : 미끄럼 방향 및 유막두께 방향의 유막속도</p> <p><math>U, V</math> : 무차원 유막속도, <math>u/U_s, v/U_s</math></p> <p><math>U_s</math> : 미끄럼속도</p> <p><math>x, y</math> : 미끄럼 방향 및 유막두께 방향의 좌표</p> <p><math>X, Y</math> : 무차원 좌표, <math>x/B, y/B</math></p> <p><math>\lambda</math> : 패드간의 무차원 거리, <math>L_g/h</math></p> <p><math>\mu</math> : 윤활제의 점도</p> <p><math>\rho</math> : 윤활제의 밀도</p>
--	---

\*정회원, 한국해양대학교 기계공학과

\*\*정회원, 한국과학기술원 정밀공학과

## 1. 서 론

회전기계의 고속화와 더불어 베어링 유막에서의 관성력과 함께 베어링 입구에서 발생하는 선단압력에 많은 관심을 가지게 되었다. 유막에서의 관성력에 관해서는 이미 많은 연구가 진행되어 왔으며, 따라서 그것이 베어링의 성능에 미치는 영향에 대하여 비교적 잘 알려져 있다. 그렇지만 선단압력의 크기를 예측하는 것은 유막에서의 관성력 만큼 쉽지가 않다. 이는 선단압력이 베어링 입구부 전방의 여유공간(일반적으로 패드와 패드사이의 공간)에서 일어나는 매우 복잡한 유동과 깊은 연관을 가지고 있기 때문이다. 그래서 지금까지는 주로 패드사이의 여유공간에서의 유동을 단순하게 모델링하여 선단압력의 크기를 예측하였으며,<sup>(1-9)</sup> 그리고 베어링의 성능에 선단압력이 미치는 영향을 조사함에 있어서도 이와같이 단순화된 유동모델들로부터 얻어진 선단압력을 베어링 입구부 압력 경계조건으로 사용하였다.<sup>(10-14)</sup> 그러나 단순화된 유동모델들은 패드와 패드사이의 공간, 즉 베어링 입구부 전방에서 일어나는 복잡한 유동을 충분히 고려할 수 없고, 따라서 정확한 선단압력을 예측하는 것이 곤란하다. 베어링의 유막압력은 선단압력에 직접적인 영향을 받기 때문에 보다 정확한 패드 베어링의 성능 해석결과를 구하기 위하여는 베어링 입구부의 압력 경계조건인 선단압력의 정확한 예측이 필수적이다. 특히, 부정확한 선단압력을 사용하여 얻어진 베어링 성능 해석결과로부터 설계된 킬링-패드 베어링은 운전조건에 따라 베어링으로서의 기능을 상실하는 경우도 일어날 수 있으므로 선단압력의 정확한 예측은 매우 중요한 문제이다.

최근에 와서는 보다 정확한 선단압력을 구하기 위하여 패드 전방에서의 여유공간을 포함하는 윤활유막에 대한 수치해석이 수행되고 있다. Heckelman & Ettles<sup>(15)</sup>은 평행패드 베어링에서 윤활제의 공급을 위한 패드 전방의 공간을 포함하는 윤활유막에 대하여 수치해석을 수행하였으며, 레이놀즈수(베어링 유막두께 기준)가 30 이하에 대한 결과를 보여주고 있다. 또 그들은 수치해석결과로부터 회귀식을 유도하였으며, 그 결과에 의하면 패드 선단부 모서리에서의 선단압력은 베어링의 운전조건에 관계없이 항상 동압력( $\rho U_s^2/2$ )보다 크게 된다.

그러나 레이놀즈수가 보다 증가하게 되면 선단압력이 동압력보다 낮아지게 되는 것이 많은 실험에서 확인되었다.<sup>(2,9,17)</sup> Rhim and Tichy<sup>(16,17)</sup>는 층류 상태로 유회되는 비교적 큰 유막두께를 갖는 슬라이더 베어링에 대하여 수치해석 및 실험을 통하여 베어링 입구부에서 발생하는 선단압력 및 유막에서의 관성력이 유막압력에 미치는 영향을 조사하였다. Mori et al.<sup>(18)</sup>은 베어링길이에 대한 유막두께비가 비교적 큰 슬라이더 베어링에서 패드사이의 여유공간을 포함하는 윤활유막에 대하여 유한요소법으로 수치해석을 수행하였다. 그러나 현재까지의 수치해석결과들은 선단압력과 베어링의 운전조건 및 형상조건과의 상관관계를 밝히는 측면에서는 부족하고, 패드간의 거리가 선단압력의 크기에 미치는 영향에 대한 체계적인 연구는 거의 없다. 그리고 일반적으로 사용되고 있는 패드 베어링의 경우는 앞 패드와 다음 패드간의 거리가 일정하지 않기 때문에 선단압력의 크기에 패드간의 거리가 미치는 영향이 고려되지 않으면 정확한 선단압력을 예측할 수 없다.

그러므로 본 연구에서는 평행 슬라이더 베어링의 윤활유막 뿐만 아니라 패드와 패드사이의 여유공간에 대하여 수치해석을 수행하여 보다 정확한 선단압력을 구하고, 또 패드와 패드사이의 거리 및 레이놀즈수와 선단압력과의 상관관계를 밝히고자 한다. 그러나 수치해석은 많은 노력과 시간이 요구되기 때문에 운전조건에 따라 시시각각으로 변하는 모든 베어링의 형상에 대하여 수치적으로 선단압력을 구하는 것은 비경제적이고 거의 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 수치해석으로부터 얻어진 선단압력을 이용하여 정확한 선단압력을 예측할 수 있는 손실계수에 대한 근사식을 유도함으로써 새로운 선단압력 평가방법을 개발하였다.

## 2. 지배방정식

Fig. 1과 같은 패드 베어링은 윤활유 공급을 위하여 패드와 패드사이에 공간을 갖게 된다. 이러한 공간에서 미끄럼면에 의해 운반되는 윤활제는 베어링 입구측으로 가까이 갈수록 점점 발달되어 베어링 입구부 근처에서 상당한 관성력을 갖는 유동장을 형성하며, 이 유동장을 갖는 윤활제가 베어링 입구에서 패드와 충돌하면서 베어링 입구부 주변에서는 대기압 아닌 일반적으로 그 보다 높은 압력이 발생하게 되며, 이때 베어링 입구에서의 압력이 선

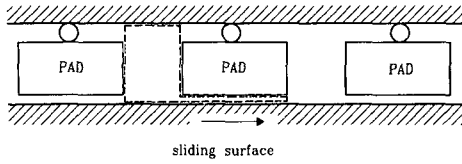


Fig. 1 Illustration of discontinuous lubricating film bearing

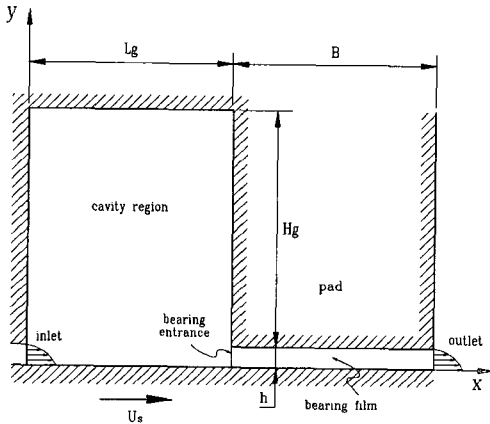


Fig. 2 Representation of the numerical solution domain

단압력이다. 이 선단압력은 베어링의 유막내의 발생압력에 영향을 미치게 되어 베어링의 성능에 기여하게 된다. 베어링 입구에서 발생하는 선단압력을 정확하게 구하기 위하여는 Fig. 1에서의 제어체에 대하여 Fig. 2와 같이 근사화한 해석영역에 대하여 유체역학적인 유동장을 해석하는 것이 요구된다. 실제로 사용되는 패드 베어링은 유한폭을 갖게 되어 패드와 패드사이의 공간에서는 3차원 유동이 발생하게 되지만, 이러한 유동장에 대한 수치해를 구하는 것은 현실적으로 불가능하다. 그러나 유한폭 패드의 중앙에서는 어느 정도 2차원 유동장으로 간주할 수 있으므로 2차원 유동장으로부터 정확한 선단압력을 얻을 수 있게 되면, 폭방향으로는 적절한 선단압력 분포를 가정함으로써 유한폭 패드의 경우에 있어서도 쉽게 선단압력을 얻을 수 있게 될 것이다.

Fig. 2와 같은 해석영역내의 유동을 정상상태, 2차원 비압축성, 층류유동으로 가정하면 다음과 같은 운환제 유동의 지배방정식들을 얻을 수 있다.

운동량방정식

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (1)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (2)$$

연속방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

위식들을 무차원화 시키면 다음과 같이 된다.

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{1}{2} \frac{\partial P^*}{\partial X} + \frac{(h/B)}{Re} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{1}{2} \frac{\partial P^*}{\partial Y} + \frac{(h/B)}{Re} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (6)$$

그리고 경계조건들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} U(X, 0) &= 1, \quad V(X, 0) = 0 \\ U(0, Y) &= U(1+L_g^*, Y) \\ V(0, Y) &= V(1+L_g^*, Y) \\ P^*(0, Y) &= P^*(1+L_g^*, Y) \end{aligned}$$

식(4), (5), (6)을 풀기 위하여는 경계조건이 주어지고 다음과 같은 변수들이 결정되면 유일해를 구할 수 있게 된다.

$$L_g/B = L_g^*, \quad H_g/B = H_g^*, \quad h/B = h^*, \quad Re$$

본 연구에서는  $H_g^*$ 는  $h$ 에 비하여 충분히 큰 경우에 대하여 해석하였다. 이는 실제로 운전되는 패드 베어링에서도 유막두께에 비하여 충분히 큰 경우가 대부분이기 때문에  $H_g^* = 1.0$ 으로 고정시켰다.

### 3. 수치해석

Fig. 2에서 입구측 및 출구측에서의 속도분포는 미리 알 수 없으며 단지 속도분포 및 압력에 대한 주기정보만 주어지기 때문에 유동장을 해석하는 것이 쉽지 않다. 그러나 일반적인 유체운환 베어링

에서는  $h/B$ 가  $10^{-3}$  정도로 매우 작기 때문에  $U(0, Y)$  및  $U(1+L_g^*, Y)$ 는 다음과 같이 둘 수 있다.

$$U(0, Y) = U(1+L_g^*, Y) = \frac{Re^*}{4} \frac{\partial P^*}{\partial X} \Big|_{x=1+L_g^*} Y(Y-1) + (1-Y), \quad 0 \leq Y \leq h^* \quad (7)$$

$$V(0, Y) = V(1+L_g^*, Y) = 0, \quad 0 \leq Y \leq h^* \quad (8)$$

위식에서  $(\partial P^*/\partial X)|_{x=1+L_g^*}$ 의 값이 결정되면 모든 해석영역의 경계에서 속도경계조건이 주어지게 됨으로 식(4), (5), (6)으로부터 유동장을 해석할 수 있다. 여기서 이 압력구배의 값은 Fig. 2의 입구측과 출구측에서의 압력이 동일하다는 조건으로부터 결정된다. 이러한 조건을 만족하는 압력구배 값을 구하기 위하여 뉴우튼-랩슨방법을 사용하였으며, 다음과 같은 식을 만족할 때 입구측과 출구측의 압력이 동일하다고 간주하였다.

$$\frac{|P^*(0, Y) - P^*(1+L_g^*, Y)|}{|P_{max}^*|} \leq 10^{-4}, \quad 0 \leq Y \leq h^* \quad (9)$$

여기서  $P_{max}^*$ 는 윤활유막내의 최고압력이다.

Fig. 3은 수치해석에 사용된 격자계를 보여주고 있다. 격자수는  $61 \times 51$ 로 하였으며, 모든 경계면과 베어링 입구부 근처에서 보다 조밀하게 되는 격자

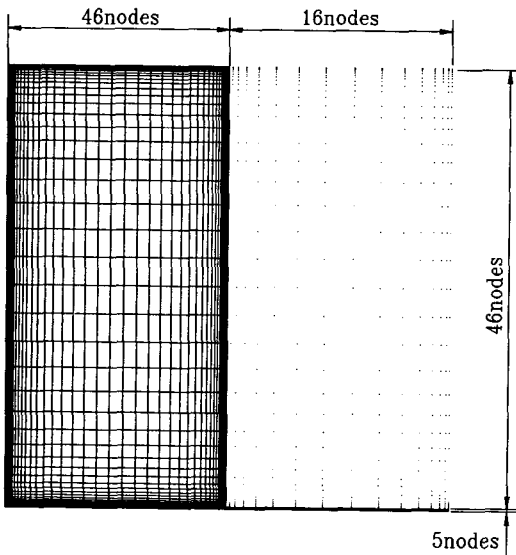


Fig. 3 Grid system used for numerical analysis

계를 채택하였다.<sup>(19)</sup> 수치해석방법은 유한차분법으로 하였으며, SIMPLE(Semi-IMPlicit Pressure Linked Equations) 알고리즘을 이용하였다.<sup>(20)</sup>

### 4. 수치해석결과

Fig. 4는 패드와 패드사이의 공간내의 유선(streamline) 분포를 나타내고 있다. 여기서  $\psi$ 는 유량함수를 나타내며  $\psi_i$ 는 패드 입구부 모서리에서의 유량함수이다. Figs. 5, 6은 베어링 입구부 근처에서의 속도분포를 보여주고 있다. 레이놀즈수가 높고 패드간의 거리가 짧을수록 베어링 입구부 전방에서의 속도분포는 보다 덜 발달된 형태를 갖게 된다. 즉, 미끄럼면에서 유막두께방향으로 점성에 의한 확산이 덜 진행된 결과를 보여주고 있으며, 반면에 레이놀즈수가 낮고 패드간의 거리가 먼 경우에는 베어링 입구의 상류측에서의 속도분포가 어느 정도 균일하게 됨을 알 수 있다. 이는 기존의 유동모델들에서 베어링입구 전방에서의 속도분포를

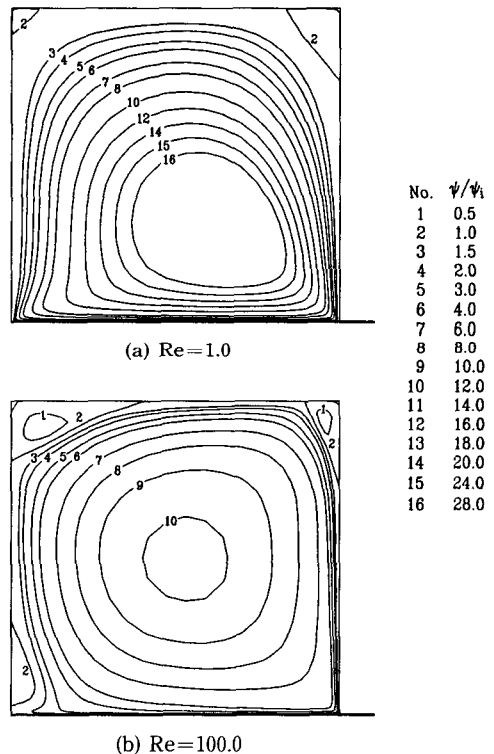


Fig. 4 Streamlines in the cavity region between pads ( $L_g^*=1.0, H_g^*=1.0, h^*=.005$ )

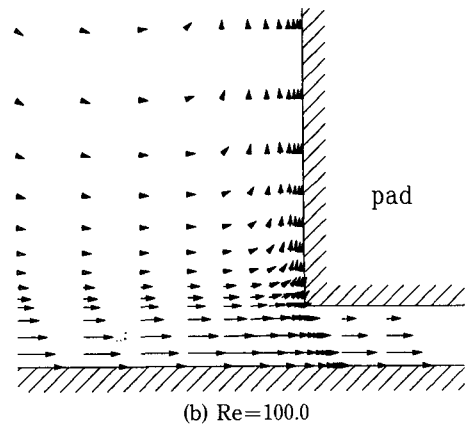
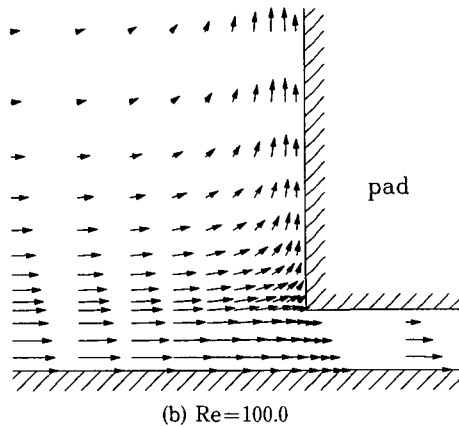
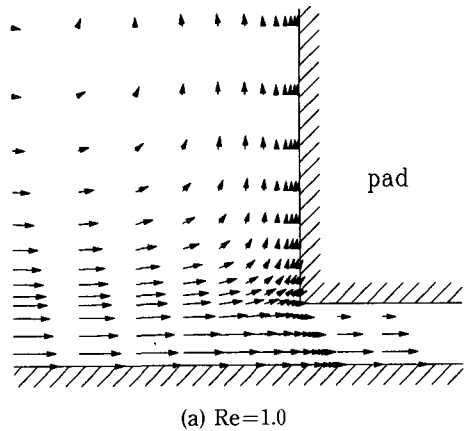
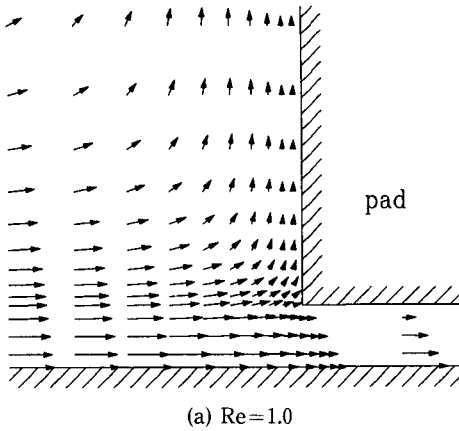


Fig. 5 Velocity distribution near the bearing entrance ( $L_g^*=1.0, H_g^*=1.0, h^*=.005$ )

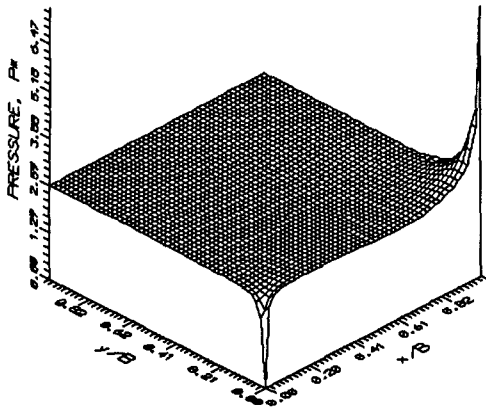
Fig. 6 Velocity distribution near the bearing entrance ( $L_g^*=0.1, H_g^*=1.0, h^*=.005$ )

균일하게 가정하는 것은 패드간의 거리가 상당히 멀고, 레이놀즈수가 매우 낮은 경우를 제외하고는 실제의 유동과 상당한 차이가 있음을 보여주고 있다.

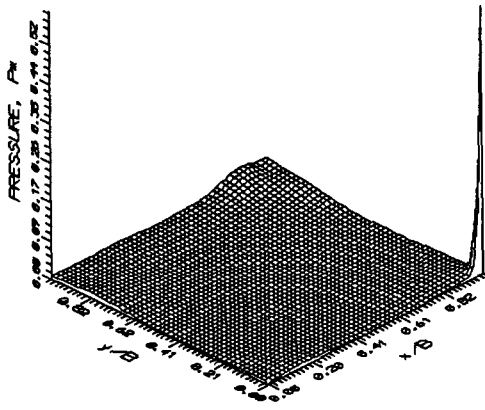
Fig. 7은 패드와 패드사이의 여유공간에서의 압력분포를 보여주고 있다. 레이놀즈수가 낮은 경우에는 베어링 입구측과 앞 패드의 출구측 근처에서 압력변화가 급격하게 일어나고 나머지 영역에서는 거의 균일하다. 반면에 레이놀즈수가 증가하면 베어링 입구부 근처에서의 압력변화가 상대적으로 크게 일어나게 되고 또한 베어링 입구부 전방의 주변 압력으로부터 선단압력으로까지 변화되는 영역의 크기가 감소되고 있다. 그리고 베어링 입구부의 천정 근처에서의 압력은 레이놀즈수가 증가할수록 크게 됨을 알 수 있는데, 높은 레이놀즈수에서 운전되는 패드 베어링에서는 이러한 압력을 이용하는

패드의 설계도 고려해 볼 수 있을 것이다.

Fig. 8은 미끄럼면에서의 압력분포를 보여주고 있다. 레이놀즈수가 낮은 경우에는 베어링 유막내의 압력이 윤활막에서의 관성력을 무시한 유체운환 이론으로부터 얻어지는 압력분포와 거의 동일하나 레이놀즈수가 높아지면 베어링 입구부쪽에서 유체운환이론에 의하여 얻어지는 압력분포보다 낮아지고 있는 것을 보여주고 있다. 이는 베어링 유막입구부 근처에서의 유막속도분포가 윤활제의 대류관성력의 영향으로 베어링 입구 전방의 속도분포를 거의 그대로 유지하고 있기 때문으로 생각된다. 그렇지만 관성력으로 인한 유막압력의 변화량은 선단압력의 크기에 비하면 크지 않다. 즉  $Re=1000$  ( $Re^*=5$ )인 경우라 할지라도 관성력에 의한 유막압력 변화량의 최대치는 선단압력의 크기에 비하여 24%밖에 되지 않는다. 그러므로 높은 관성계수에



(a)  $Re=1.0$



(b)  $Re=100.0$

Fig. 7 Pressure distribution in the cavity region between pads ( $L_g^*=0.1, H_g^*=1.0, h^*=.005$ )

대해서도 유막압력에 미치는 선단압력의 효과는 윤활막에서의 판성력의 효과보다 크게 됨을 알 수 있다.

Fig. 9은 미끄럼면의 속도를 기준으로 한 동압력에 대한 선단압력비, 즉 선단압력계수를 나타내고 있다. 선단압력계수는 패드간의 거리 및 레이놀즈수에 의하여 크게 변화하는 것을 보여주고 있다. 레이놀즈수가 낮은 경우에는 패드간의 거리에 상관없이 선단 압력계수가 1 보다 크게 되고, 레이놀즈수가 증가할수록 감소하여 어느 값 이상의 레이놀즈수에서는 선단압력계수는 1 이하가 된다. 또한 동일한 레이놀즈수에 있어서 패드간의 거리가 짧을수록 선단압력계수는 감소하며 패드간의 거리에 의한 선단압력계수의 변화가 상당히 크다. 특히 레이놀즈수가 높은 경우에는 미소한 선단압력계수의

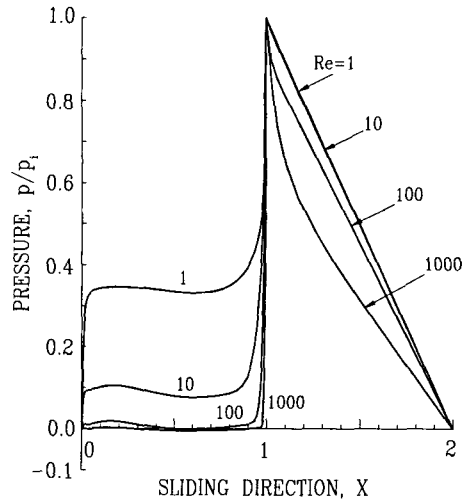


Fig. 8 Pressure distribution on the sliding surface ( $L_g^*=1.0, H_g^*=1.0, h^*=.005$ )

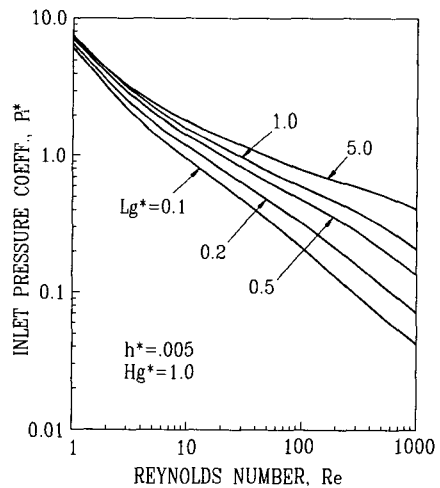


Fig. 9 Inlet pressure coefficient vs. Reynolds number

차이라도 유막내의 발생압력에 큰 영향을 미치는 것을 고려할때 패드간의 거리가 베어링의 성능에 미치는 영향이 결코 무시될 수 없다. 선단압력계수에 대한 본 연구결과는 기존의 단순화된 유동모델로부터 구해지는 선단압력계수가 패드간의 거리나 운전조건에 상관없이 거의 일정한 값을 갖는 것과는 근본적으로 다른 경향을 보여주고 있다.

### 5. 손실계수

Fig. 10은 손실을 포함하는 베르누이 방정식인

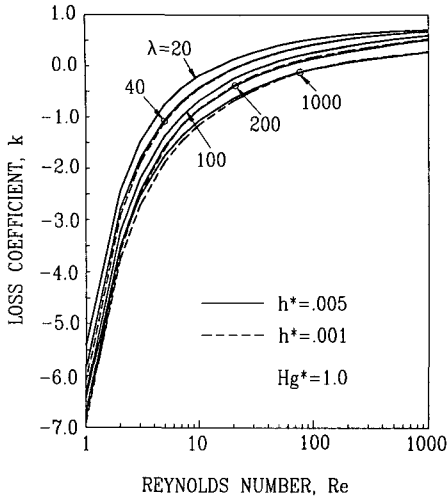


Fig. 10 Loss coefficient vs. Reynolds number

식(10)에서 정의되는 손실계수,  $k$ 에 대하여 레이놀즈수 및 패드간의 무차원 거리를 파라미터로 하여 나타내고 있다.

$$p_a + (1 - k) \frac{\rho}{2} U_s^2 = p_i + \frac{\rho}{2} u_{im}^2 \quad (10)$$

여기서  $p_a$ 는 패드 입구부 전방에서의 압력이며 일반적으로 대기압으로 볼 수 있고, 본 연구에서도 대기압으로 가정하였다. 그리고  $u_{im}$ 은 패드 입구부에서의 평균유막속도이다. 선단압력계수를 나타낸 Fig. 9로부터 알 수 있듯이 레이놀즈수가 낮은 경우에는 손실계수가 오히려 0보다 작은 음의 값을 갖게 된다. 이는 낮은 레이놀즈수에서는 손실계수의 의미를 상실함을 의미하고 있어서 흥미롭다. 이러한 결과는 관유동(pipe flow) 등과 같이 벽면이 점성마찰력으로 인하여 유동을 억제하는 경우에는 결코 일어날 수 없지만, 베어링과 같이 미끄럼면이 점성마찰력에 의하여 유동을 발달시키는 효과를 갖는 경우에는 이상한 현상이 아니다. 즉 전자는 벽면에서의 마찰력이 윤활제의 유동을 억제시키는 에너지 손실로 작용하지만, 후자의 베어링에서는 미끄럼면의 마찰력이 윤활제의 유동을 발달시키는 에너지 공급의 효과를 나타낸다. 그러므로 식(10)에서 손실계수의 의미는 미끄럼면에서의 마찰력에 의한 에너지 공급효과와 베어링 입구 전방에서 이상적으로 가정된 속도분포(미끄럼속도 크기로 균일한 속도분포)와 실제 유동의 속도분포와의 차이에서 파생하는 에너지의 손실효과가 합쳐진 전체

의 에너지의 손실을 나타낸다. 따라서 레이놀즈수가 낮을수록 유동의 에너지 손실효과는 작아지고 미끄럼면의 마찰력에 의한 공급에너지는 상대적으로 증가하여 전체적인 에너지는 공급되는 효과를 갖기 때문에 손실계수가 0보다 작은 음의 값을 갖게 되고, 레이놀즈수가 큰 경우에는 반대의 효과로 인하여 손실계수가 0보다 크게 되는 것을 보여주고 있다.

또한 패드간의 무차원 거리,  $\lambda$ 가 손실계수에 미치는 영향을 Fig. 10에서 보여주고 있는데  $\lambda$ 가 작을수록 손실계수는 커지고 있다. 즉 베어링 입구 전방에서의 속도분포가 보다 덜 발달된 경우 일수록 손실계수는 크게 되고 있음을 의미한다. 이와같이 손실계수는 베어링의 운전조건 및 형상조건 등에 따라 크게 변하게 됨으로 모든 윤활조건에 대하여 일률적인 손실계수를 적용할 수 없음을 알 수 있다. 반면에 베어링 길이에 대한 유막두께비  $h^*$ 는 손실계수에 거의 영향이 미치지 않음을 보여주고 있는데, 이 결과로부터 베어링 입구부의 유막두께를 기준으로한 패드간의 무차원 거리  $\lambda$ 와 레이놀즈수  $Re$ 가 같으면 베어링 입구에서의 압력구배가 달라도 손실계수는 거의 같은 값이 됨을 의미한다. 압력구배는 베어링 유막형상에 의하여 지배받기 때문에 유막형상이 경사진 일반적인 패드 베어링에 대해서도 Fig. 10의 결과를 그대로 적용할 수 있을 것으로 판단된다. 따라서 손실계수는 패드간의 공간의 높이,  $H_g$ 가 베어링 유막두께에 비하여 충분히 큰 경우에는 베어링 입구부의 유막두께를 기준으로한 패드간의 무차원 거리와 레이놀즈수에 의해서만 크게 영향을 받게 됨을 알 수 있다. 그러므로 패드간의 무차원 거리와 레이놀즈수를 함수로 하는 손실계수에 대한 근사식을 유도한다면 일반적인 패드 베어링 성능해석시에 많은 노력과 시간을 요구하는 수치해석을 일일이 수행하지 않아도 정확한 크기의 선단압력을 간편하게 고려할 수 있을 것이다.

수치해석을 통하여 얻어진 손실계수에 대하여 패드간의 무차원 거리와 레이놀즈수를 피라미터로 근사화하는 식을 유도하기 위하여 먼저 함수의 형태를 결정하고 각각의 계수들은 최소자승법으로 구해야 한다. 여기서 함수의 형태를 결정하기 위하여 손실계수를 구성하는 성분인 점성마찰력과 입구부 전방에서의 속도분포에 의해 결정되는 유동의 손실효과에 패드간의 무차원 거리와 레이놀즈수가 어떠

한 영향을 미치는가에 대한 고찰이 필요하다. 점성 마찰력의 상대적인 크기는 레이놀즈 수와 대략 역 비례의 관계가 있고, 속도분포에 의한 손실효과는 베어링 입구 유막두께에 대한 패드 전방에서의 속도 경계층 두께의 비와 밀접한 관계가 있다. 베어링 입구의 유막두께에 대한 경계층의 두께비는  $\sqrt{\mu L_g / \rho U_s h^2}$ 에 비례하고, 경계층의 두께비와 유동의 손실에너지는 반비례의 관계가 있다. 또 평행 패드 베어링에서 선단압력이 발생하지 않는 조건에 해당하는 손실계수 0.75보다 적어야 한다. 본 연구에서는 이와같은 조건을 만족하는 함수를 시행착오 방법에 의하여 오차가 가장 적은 아래와 같은 손실 계수식을 구하였다.

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

여기서 각각의 계수  $C_1, C_2, n$ 은  $\lambda$ 에 따라 약간씩 달라지며 그 값은 Table 1에 나타내었다. 이들의 계수를 다시  $\lambda$ 에 대한 회귀식을 구하면 아래와 같이 된다.

$$C_1 = 5.18\lambda^{0.036}, C_2 = 0.73\lambda^{-0.57}, n = 1.38\lambda^{-0.82} \quad (12)$$

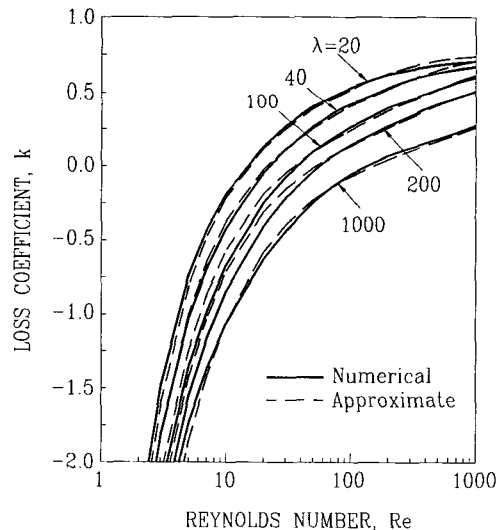
손실계수 근사식인 식(11)에서 우변의 첫째항은 미끄럼면에서 마찰력에 의한 에너지 공급효과를 의미하고, 둘째항은 이상적인 속도분포와 실제 속도분포의 차이에서 발생하는 에너지 손실효과를 의미한다. 그리고 평행 패드 베어링에서 패드간의 거리가 존재하지 않는 연속되는 유막의 경우나 무한대의 레이놀즈수를 갖는 경우에는 선단압력이 발생하지 않는 손실계수인 0.75를 얻게된다. 이는 평행

**Table 1** Coefficients of Eq. (11) for various  $\lambda$  value

$\lambda$	$C_1$	$C_2$	$n$
20	5.7664	0.6154	1.0794
40	5.9113	0.5916	1.0199
100	6.1084	0.5615	0.9450
200	6.2619	0.5397	0.8937
1000	6.6333	0.4924	0.7832

**Table 2** Numerical and approximate loss coefficient

Re	$\lambda=20$		$\lambda=100$		$\lambda=1000$	
	Num.	App.	Num.	App.	Num.	App.
1	-5.401	-5.674	-6.346	-6.071	-6.448	-6.631
2	-2.440	-2.598	-3.223	-3.116	-3.509	-3.843
3	-1.483	-1.604	-2.193	-2.093	-2.534	-2.790
5	-0.743	-0.817	-1.355	-1.245	-1.735	-1.858
7	-0.431	-0.477	-0.985	-0.867	-1.357	-1.417
10	-0.190	-0.216	-0.672	-0.570	-1.064	-1.058
20	0.132	0.117	-0.253	-0.193	-0.633	-0.585
30	0.268	0.250	-0.075	-0.046	-0.443	-0.402
50	0.401	0.382	0.098	0.095	-0.249	-0.232
70	0.471	0.454	0.186	0.171	-0.146	-0.147
100	0.532	0.521	0.264	0.244	-0.055	-0.072
200	0.617	0.624	0.388	0.370	0.069	0.044
300	0.650	0.669	0.453	0.439	0.123	0.101
500	0.679	0.708	0.523	0.519	0.185	0.169
700	0.693	0.725	0.563	0.568	0.228	0.214
1000	0.705	0.737	0.598	0.614	0.275	0.262



**Fig. 11** Comparison between numerical and approximate loss coefficient



패드 베어링에 대한 유체유효이론에서 선단압력이 발생하지 않게 되는 손실계수에 해당하기 때문에 본 연구에서 유도한 손실계수식은 물리적 현상과 잘 조화를 이루고 있는 것으로 사료된다. Table 2는 수치해석으로 구한 손실계수와 이를 근사화한 손실계수식 (11), (12)에 의하여 구해진 손실계수를 보여주고 있으며, Fig. 11에서는 손실계수가 -2보다 큰 부분에 대하여 이 두 값들을 비교하고 있다. 근사화한 식으로부터 구해진 손실계수와 수치해석결과에 의한 손실계수와는 매우 잘 일치하는 결과를 보여주고 있다. 따라서 손실계수를 포함하는 확장된 베르누이 방정식에서 기존의 일정한 손실계수 값을 사용하는 대신 식(11)을 대입함으로써 패드 베어링의 형상조건 및 운전조건의 변화에 따라서도 정확한 선단압력을 쉽게 얻을 수 있게 될 것이다.

## 6. 결 론

베어링의 유막 및 패드간의 공간을 포함하는 유동장에 대하여 수치해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 패드간의 거리가 상당히 멀고 레이놀즈수가 매우 낮은 경우를 제외하고는 베어링 입구부 전방에서의 속도분포를 균일하게 가정할 수 없다.

(2) 선단압력계수는 낮은 레이놀즈수에서는 1보다 크고, 레이놀즈수가 증가함에 따라 점점 감소하며 어느 값 이상의 레이놀즈수에서는 1 이하가 된다.

(3) 선단압력계수는 패드간의 거리에 의해서도 큰 영향을 받게 되며 패드간의 거리가 짧을수록 감소한다.

(4) 손실계수는 레이놀즈수 및 패드간의 무차원 거리에 의하여 가장 지배적인 영향을 받는다.

(5) 수치해석결과로부터 얻어진 선단압력을 일반화하기 위하여 레이놀즈수 및 패드간의 무차원 거리를 함수로 하는 손실계수식을 유도하였으며 수치해석결과와 잘 일치하였다.

(6) 본 연구에서 유도된 손실계수식을 확장된 베르누이 방정식에 대입하여 선단압력을 구하는 것은 수치해석에 비하여 대단히 간편하면서도 기존의 단순화된 유동모델에 의한 것 보다는 매우 정확한 선단압력을 예측할 수 있는 새로운 선단압력 평가방법이다.

## 참고문헌

- (1) Pan, C. H. T., 1974, "Calculation of Pressure, Shear, and Flow in Lubrication Films for High Speed Bearings," Trans. ASME J. of Lub. Tech., Vol. 96, pp. 80~94.
- (2) Contantinescu, 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) Smalley, A. J., Vhor, J. H., Castelli, V. and Wachmann, C., 1974, "An Analytical and Experimental Investigation of Turbulent Flow in Bearing Films Including Convective Fluid Inertia Forces," Trans. ASME J. of Lub. Tech., Vol. 96, pp. 151~157.
- (4) 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.
- (5) Tipei, N., 1982, "Flow and Pressure Head at the Inlet of Narrow Passages, Without Upstream Free Surface," Trans. ASME J. of Lub. Tech. Vol. 104, pp. 196~202.
- (6) Tichy, J. A. and Chen, S. -H., 1985, "Plane Slider Bearing Load Due to Fluid Inertia- Experimental and Theory," Trans. ASME J. of Tribology, Vol. 107, pp. 32~38.
- (7) Buckholz, R. H., 1987, "The Effect of Lubricant Inertia Near the Leading Edge of a Plane Slider Bearing," Trans. ASME J. of Tribology, Vol. 109, pp. 60~64.
- (8) Ettles, C. M. M. and Cameron, A., 1968, "Consideration of Flow Across a Bearing Groove," Trans. of ASME J. of Lub. Tech., Vol. 90, pp. 312~319.
- (9) King, K. F. and Taylor, C. M., 1975, "An Experimental Investigation of a Single Pad Thrust Bearing Capable of Operating in the Turbulent Lubricant Regime," The 2nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology.

- (10) Rodkiewicz, C. M., Kim, K. W. and Kennedy, J. S., 1990, "On the Significance of the Inlet Pressure Build-Up if the Design of Tilting-Pad Bearings," *Trans. ASME J. of Tribology*, Vol. 112, pp. 17~22.
- (11) Hashimoto, H., Wada, S. and Yoshida, T., 1989, "Pressure Boundary Conditions of High Speed Thrust Bearings," *JSME International Journal, Series III*, Vol. 32, 1989, pp. 269~280.
- (12) Hashimoto, H., 1990, "Performance Characteristics Analysis of Sector-Shaped Pad Thrust Bearings In Turbulent Inertia Flow Regime Under Three Types of Lubrication Conditions," *Trans. ASME J. of Tribology*, Vol. 112, pp. 477~485.
- (13) Mori, A. and Mori, H., 1986, "Inlet Boundary Condition for Summerged Multi-Pad Bearing Relative to Fluid Inertia Forces," *The 13th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*.
- (14) Mori, A., Iwamoto, M. and Mori, H., 1983, "Performance Analysis of a Plane Inclined Slider Pad Relative to Fluid Inertia Forces(3rd Report)," *J. of JSLE(in Japanese)*, Vol. 28, No. 10, pp. 746~752.
- (15) Heckelman JR., D. D. and Ettles, C. M. M., 1988, "Viscous and Inertia Pressure Effects at the Inlet to a Bearing Film," *STLE Trans.*, Vol. 31, pp. 1~5.
- (16) Rhim, Y. and Tichy, J. A., 1988, "Entry Flow of Lubricant into a Slider Bearing- Analysis and Experiment," *STLE Trans.*, Vol. 31, pp. 350~358.
- (17) Rhim, Y. and Tichy, J. A., 1989, "Entrance and Inertia Effects in a Slider Bearing," *STLE Trans.*, Vol. 32, pp. 469~479.
- (18) Mori, A., Makino, T., and Mori, H., 1990, "Inertia Effect in a Submerged Multi-Pad Bearing Under High Reynolds Number With Special Attention To Inlet Pressure Jump," *Proc. of Japen Inter. Trib. Conference, Nagoya*, pp. 911~916.
- (19) Hoffman, K. A., 1989, "Computational Fluid Dynamics For Engineers," EES.
- (20) Patanker, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," McGRAW-HILL, New York(1980).
- (21) 김종수, 김경웅, 1991, "베어링입구에서 발생하는 선단압력에 관한 수치적 연구," *대한기계학회 춘계학술대회논문집(I)*, pp. 664~667.