

## 패드 베어링의 입구에서 발생하는 선단압력의 평가 모델

김        중        수 \*

### Models for Estimation of the Inlet Pressure Build - Up at Entrance of Pad Bearing

*Jong-Soo Kim*

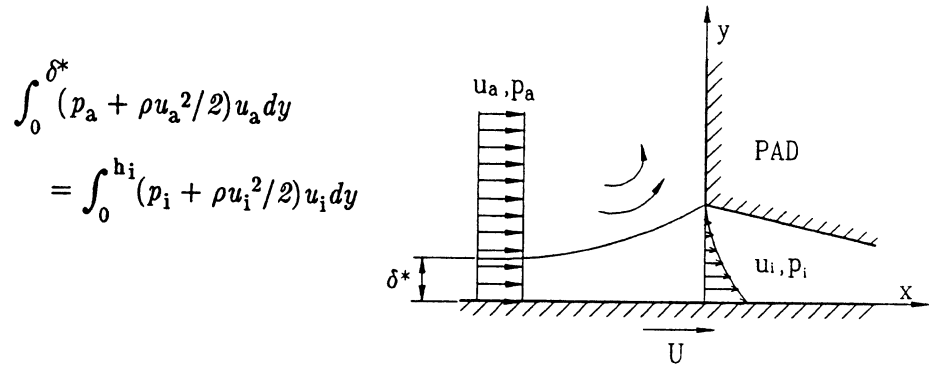
#### Abstrat

Several estimation methods to obtain the inlet pressure build-up at the bearing entrance, which are proposed in literature up to now, are introduced, and the bearing performance based on each method is obtained throughout the various operating and geometry conditions of bearing. The bearing performance includes the film pressure distributions, the load capacities, the frictional forces and the pressure centers. It is found that the bearing performance is very affected by the estimation methods used to compute the inlet pressure build-up at the bearing entrance.

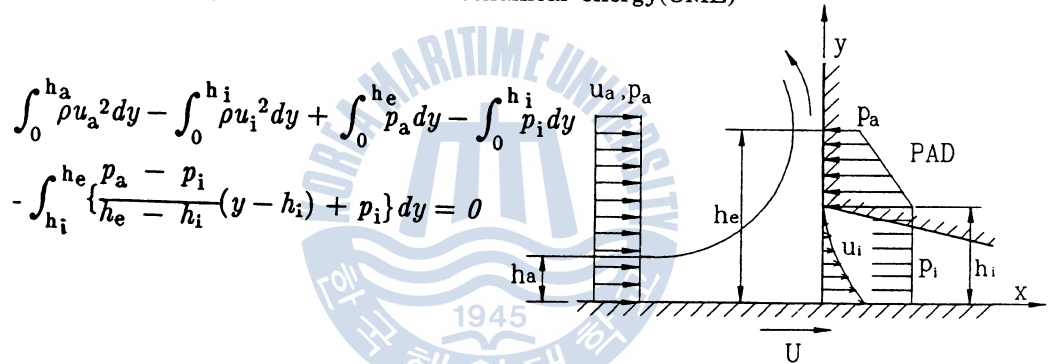
#### 1. 서        론

선단압력을 예측하기 위하여 현재까지 많은 경우에 있어서 비교적 단순하게 가정된 유체역학적인 유동모델을 통하여 선단압력을 구하여 왔다. Constantinescu[1], Pan[2] 등은 베어링 입구부를 통과하는 질량유량에 대하여 기계적 에너지 보존원리(Fig.1(a))로부터 선단압력을 구하고 있으며, Tipei[3], Rodkiewicz [4] 등은 상류 측에서 공급유효율의 자유표면이 존재하는 경우에 있어서 적절한 제어체적에 대하여 운동량 보존법칙(Fig.1(b))을 적용하여 선단압력을 구하고 있다. 또 Tichy[5-7]은 상류 측과 베어링 입구부에서의 평균유막속도와 사이에 손실계수를 포함하는 베르누이 방정식(Fig.1(c))으로부터 선단압력을 구하고 있다. 이러한 방법으로 구한 선단압력을 사용하여 베어링의 성능해석을 수행한 많은 경우에 있어서 선단압력이 베어링의 성능에 미치는 영향이 상당히 큼을 밝히고 있다[4-9]. 그러나 그와 같은 단순한 유동모델로부터 구한 선단압력은 수많은 경우의 실제 운전조건에 대하여 적절하게 예측되었다고 보기 어려우며 따라서 그러한 선단압력을 이용한 베어링의 성능해석에는 운전조

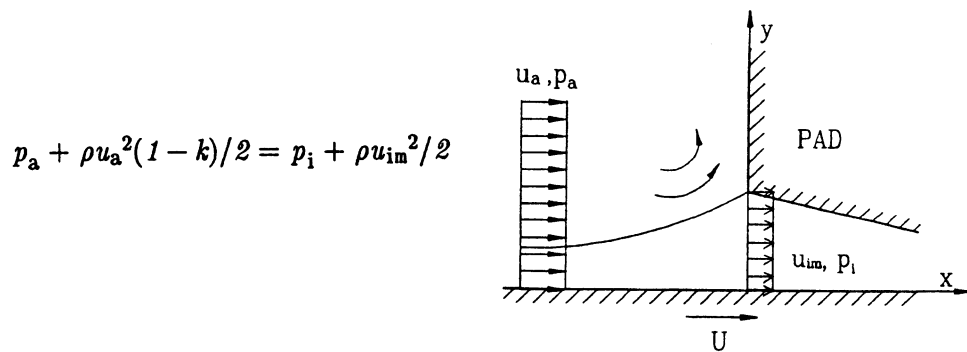
\* 한국해양대학교 기계냉동자동차공학부 부교수



(a) Conservation of Mechanical energy(CME)



(b) Momentum balance(MBL)



(c) Bernoulli equation(EBE)

Fig.1 Illustration of entrance flow models for evaluation of inlet pressure

건이나 베어링의 기하학적 조건에 따라 상당량의 정량적인 오차가 포함되어질 수밖에 없다.

보다 최근에 이르러서는 선단압력을 보다 엄밀히 예측하고자 하는 노력을 기울이고 있다.

Heckelman JR.[10], Rhim[11,12] 및 Mori[13] 등은 패드간의 여유공간이나 패드 상류 측에서의 유동을 포함하는 베어링 유막에 대하여 수치해석을 수행함으로써 종래의 단순한 유동모델로부터 구한 선단압력보다 개선된 선단압력을 구하고 있다. 그렇지만 이들의 수치해석 결과들은 주어진 베어링 형상조건에 있어서 제한된 운전영역에 대한 것들로서 실제 일어날 수 있는 광범위한 운전조건 및 형상조건에 대하여는 충분한 정보를 제공하고 있지 못하다. Kim등[14]은 광범위한 베어링의 운전조건 및 형상조건에 대하여 적용 가능한 선단압력 평가방법을 제안하고 있다. 또한 이 방법을 이용하여 얻어진 이론결과와 실험을 비교한 Ha등[15]의 결과는 Kim등이 제안한 방법이 선단압력을 비교적 잘 예측하고 있음을 보여주고 있다.

그러므로 본 연구에서는 Kim등[14]이 제시한 손실계수식을 사용하여 베르누이 방정식으로부터 구한 선단압력과 기존의 방법들에 의하여 구해진 선단압력을 고려한 무한폭 평면 슬라이더 베어링에 대하여 성능해석을 함으로써 선단압력을 예측하는 방법에 따른 정량적인 베어링 성능차이를 조사하고자 한다. 이를 통하여 선단압력의 존재 뿐만 아니라 그 크기의 정확한 평가가 베어링의 성능예측에 있어서 매우 중요한 요소임을 밝히고자 한다.

## 2. 이론 전개

### 2.1 지배방정식

Fig.2와 같은 평면 슬라이더 베어링에 대한 레이놀즈 방정식 및 유막두께식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

$$h = h_i - x \frac{h_i - h_o}{B} \quad (2)$$

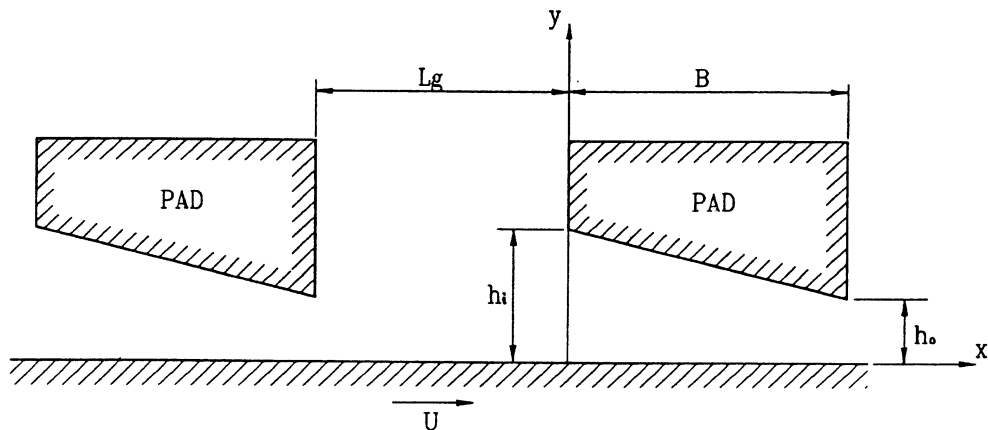


Fig.2 Schematic diagram of a slider bearing

여기서  $\mu$ 는 윤활제의 점도를 나타낸다. 그리고 압력경계조건은 다음과 같다.

$$p(0) = p_i, p(B) = 0$$

여기서  $p_i$ 는 베어링 입구부에서 발생하는 선단압력을 의미하며 선단압력발생을 무시하는 경우는  $p_i = 0$  이다.

식(1)과 (2)로부터 유막압력은 무차원 형태로 아래와 같이 주어지게 된다.

$$P = \frac{6(H-1)X}{(H_i + 1)H^2} + P_i \left( 1 - \frac{(H_i + H)X}{6(H_i + 1)H^2} \right) \quad (3)$$

그리고 무차원 유막두께식은 다음과 같이 된다.

$$H = H_i - (H_i - 1)X \quad (4)$$

위 식들에서 사용된 무차원 변수들은 아래와 같다.

$$H = h/h_o, X = x/B, H_i = h_i/h_o$$

$$P = \frac{ph_o^2}{\mu UB}, P_i = \frac{p_i h_o^2}{\mu UB}$$

## 2.2 선단압력

무한폭 평면 슬라이더 베어링에 대한 유막의 압력분포를 구하기 위하여는 베어링 입구부에서의 압력경계조건, 즉 선단압력을 구하여야 한다. 선단압력은 Fig.1에 표시한 것과 같이 여러가지의 방법으로부터 구해질 수 있다. 여기에서 Fig.1(a)는 기계적 에너지 보존원리(CME)로부터 선단압력을 구하는 경우이고[1,2], Fig.1(b)는 운동량 보존법칙(MBL)으로부터 선단압력을 구하는 경우로  $h_a/h_o = 1.5$ ,  $h_e/h_a = 3.0$ 으로 하였다[4]. 그리고 Fig.1(c)는 확장된 베르누이 식(EBE)으로부터 선단압력을 구하는 경우로 운전조건에 관계없이 손실계수  $k$ 가 0.5 및 0.78로 가정한 경우[5-7]와 Kim등[14]이 제시한 아래와 같은 손실계수식을 사용하는 방법이 있다.

$$k = -\frac{C_1}{Re^n} + 0.75(1 - e^{-c_2 \sqrt{Re} \lambda}) \quad (5)$$

여기서  $C_1 = 5.18\lambda^{0.036}$ ,  $C_2 = 0.73\lambda^{-0.057}$ ,  $n = 1.38\lambda^{-0.082}$  이다. 그리고 위식에 포함되어 있는 무차원 계수들은 다음과 같이 정의 된다.

$$Re = \frac{\rho U h_i}{\mu}, \lambda = L_g/h_i$$

여기서  $\rho$ 는 윤활제의 밀도를 나타내며, 주어진 관성계수( $Re^* = \frac{\rho U h_o^2}{\mu B}$ )에 대하여 입구부의 레이놀즈 수  $Re$  및  $\lambda$ 를 계산하기 위하여  $h_o/B = 0.002$  로 하였다.

### 3. 베어링의 성능계산

압력분포가 구해지면 무차원 형태로 베어링의 단위길이당 부하용량 및 마찰력과 압력중심이 각각 아래와 같은 식들로부터 구해질 수 있다.

$$\bar{W} = \frac{Wh_o^2}{\mu UB} = \int_0^1 P dX \quad (6)$$

$$\bar{F} = \frac{Fh_o}{\mu UB} = \int_0^1 \left( \frac{1}{H} + \frac{H}{2} + \frac{\partial P}{\partial X} \right) dx \quad (7)$$

$$X_c = \frac{x_c}{B} = \frac{\int_0^1 XP dX}{\bar{W}} \quad (8)$$

### 4. 결과 및 고찰

Fig.3은 각각의 선단압력 평가방법에 따른 유막압력분포를 보여주고 있다. 여기서 유막두께비가  $H_i = 2.0$ 인 경우에 대한 결과이다. 선단압력에 의하여 유막압력이 전 유막영역에 걸쳐 증가하고 있음을 보여주고 있다. 이러한 현상은 관성계수가 클 수록 보다 뚜렷하다. 그러나 선단압력을 구하는 방법에 따라 그러한 양은 약간씩 달라지며 관성계수가 큰 경우일수록 선단압력의 평가방법에 따른 차이가 보다 뚜렷해진다. Fig.3(c)의 확장된 베르누이 식을 이용하는 경우에는 손실계수  $k$ 가 0.5인 경우와 0.78인 경우의 결과가 아주 큰 차이를 보이고 있어 손실계수에 따른 성능변화가 매우 민감함을 알 수 있다. 전체적으로 볼 때 선단압력의 크기를 얼마로 예측하는가는 곧바로 베어링의 성능에 직접적으로 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig.4는 관성계수에 대한 베어링의 성능변화를 각각의 선단압력 평가방법에 따라 나타내고 있다. 여기에 사용된 유막두께비는  $H_i = 2.0$  이고 Kim등[14]의 경우의 패드간의 무차원 거리는  $L_g/B = 0.2$ 로 하였다. Fig.4(a)는 관성계수에 따른 선단압력의 크기를 미끄럼면의 속도를 기준으로 한 동압력에 대한 비, 선단압력계수( $P_i^* = \frac{P_i}{\rho U^2/2}$ )를 나타내고 있다. 기계적 에너지 보존원리(A), 운동량 보존원리(B), 확장된 베르누이 식(C 및 D)을 이용한 결과들은 관성계수에 관계없이 선단압력계수가 거의 일정한 크기를 갖게 됨을 보여주고 있다. 그러나 Kim등[14]에 의한 방법은 관성계수에 따라 선단압력계수가 매우 크게 변하고 있으며, 낮은 관성계수에서는 1 보다 크게 되고 높은 관성계수에서는 A, B, C( $k=0.5$ )의 경우보다 오히려 더 낮은 값을 갖게 된다. 이러한 현상은 낮은 관성계수에서는 미끄럼면의 마찰력이 베어링 입구부 상류 측의 운동에너지의 손실량보다 크게되어 손실계수값이 음의 값을 갖게 되고, 반면에 높은 관성계수에서는 마찰력의 크기는 운동에너지에 비하여 상대적으로 작아지고 또 Fig.1에서의 상류 측의 속도분포가 유효제의 점성으로 인하여 미끄럼면으로부터 유막두께 방향으로 보다 덜 발달된 형태를 하고 있기 때문으로 생각된다[14]. 다른 경우에는 이러한 효과들(마찰력 및 상류 측의 속도분포의 변화)을 포함하고 있지 않기 때문에 관성계수에 관계없이 거의 일정한

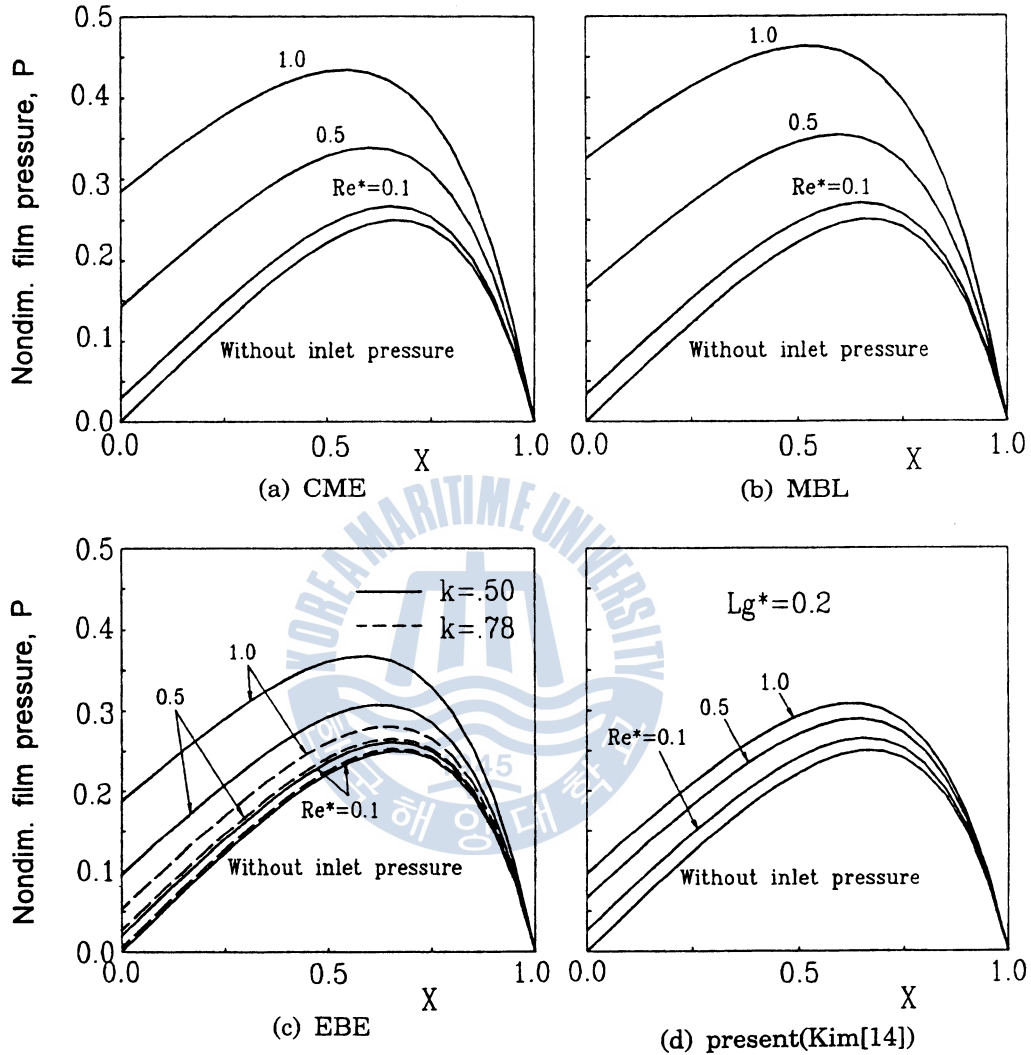


Fig.3 Effects of inlet pressure on film pressure

값을 보이고 있다.

Fig.4(b)는 관성계수에 따른 무차원 부하능력을 나타내고 있다. 관성계수가 증가하면 선단압력 평가방법에 관계없이 부하능력도 증가하게 된다. 그러나 그 증가량은 선단압력 평가방법에 따라 달라지며 관성계수가 클수록 그 차이는 크게 되고 있다. 관성계수가 낮은 경우에는 Kim등[14]의 경우가 가장 큰 부하능력을 갖게되고, 관성계수가 커질수록  $D(k=0.78)$ 을 제외한 다른 방법들이 Kim등[14]의 경우보다 큰 부하능력을 갖게됨을 보여주고 있다. Ha등[15]의 결과에서 Kim등이 제시한 이론을 실험과 비교한 결과 비교적 잘 일치하고 있는 것으로 보아서 기존의 방법들은 베어링의 운전조건에 따라서 베어링의 부하능력을 과소 혹은 과대 평가하게 됨을 알 수 있다. 이러한 경향은 Fig.4(a)로부

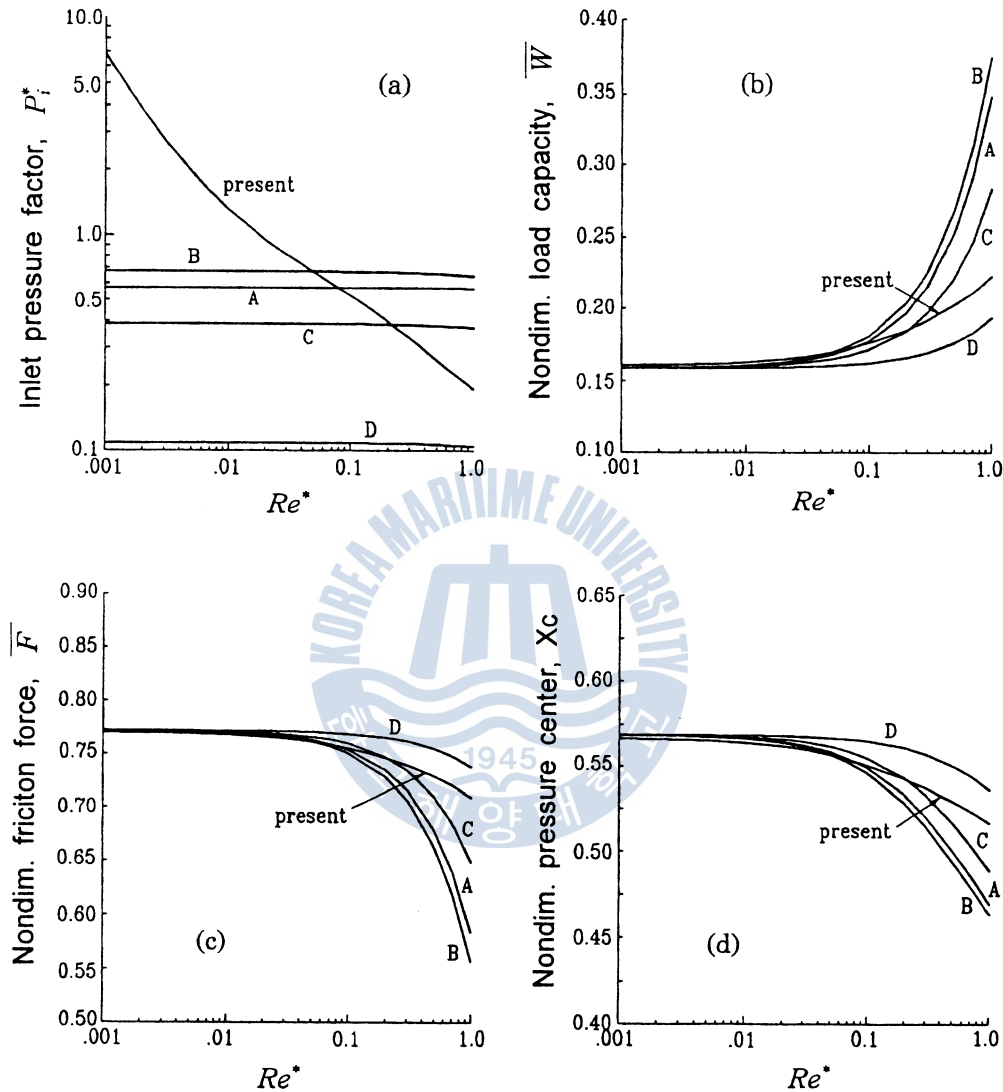


Fig.4 Effects of inlet pressure on bearing performance with inertia parameter  
(A=CME, B=MBL, C=EBE(k=0.5), D=EBE(k=0.78), present=Kim[14])

더 쉽게 예측할 수 있는 것으로 Kim등의 경우는 낮은 관성계수에서는 가장 큰 선단압력을 갖게되고 높은 관성계수에서는 A, B, C(k=0.50)보다 낮은 선단압력을 갖게되기 때문이다. 관성계수가 0.05이상 이 되면 선단압력의 평가방법에 따른 베어링의 하중에 미치는 영향이 작지 않음을 보여주고 있다. 특히 높은 관성계수에서는 선단압력계수가 조금만 차이가 발생하여도 베어링의 부하능력에는 상당한 차이를 수반하게 됨으로 정확히 선단압력을 예측하는 것이 매우 중요함을 알 수 있다.

Fig.4(c)은 관성계수에 따른 무차원 마찰력을 나타내고 있다. 마찰력은 관성계수가 증가할수록 작아지고 있으며 같은 관성계수에서도 선단압력의 평가방법에 따라 그 감소폭이 달라지고 있음을 보여

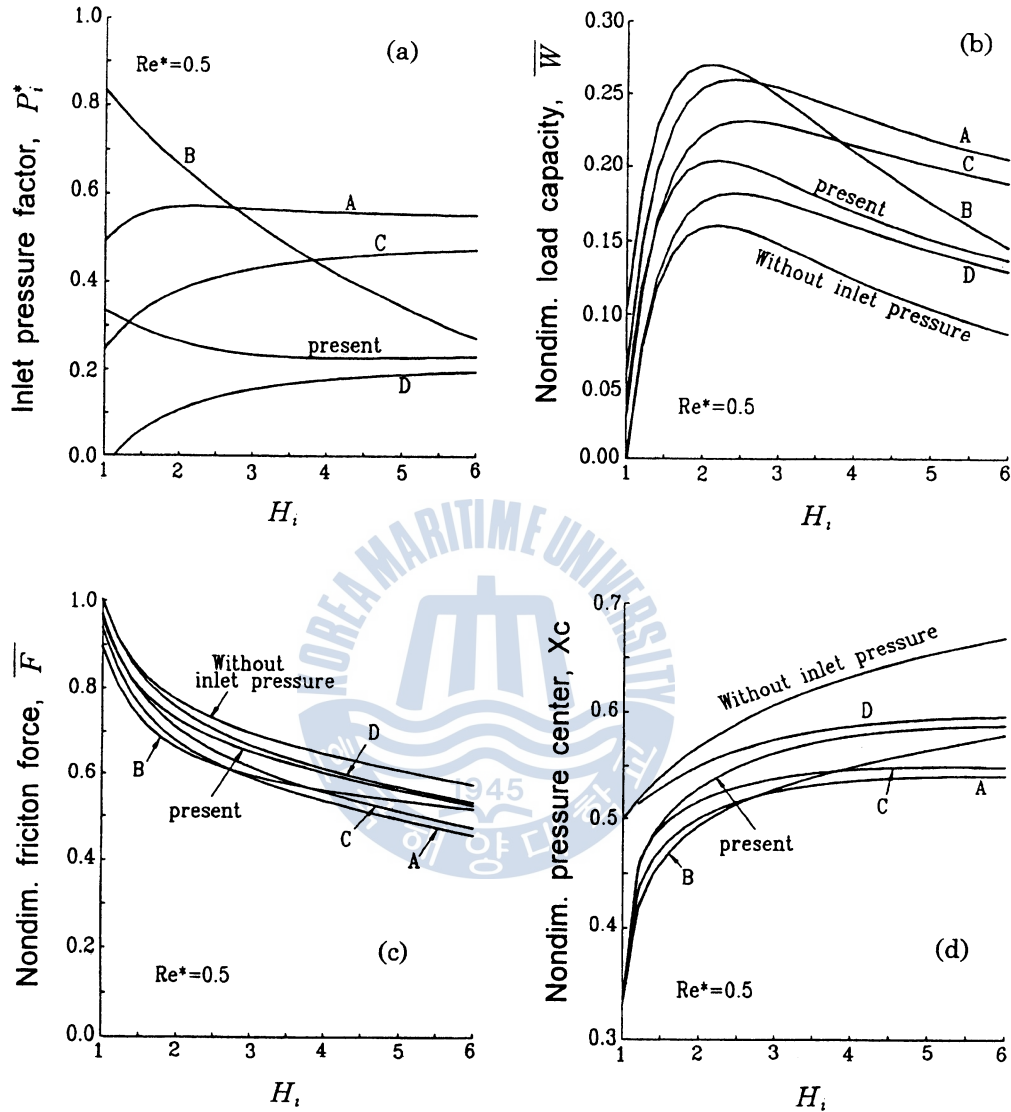


Fig.5 Effects of inlet pressure on bearing performance with film thickness ratio (A=CME, B=MBL, C=EBE( $k=0.5$ ), D=EBE( $k=0.78$ ), present=Kim[14])

주고 있다. 선단압력이 크게되는 경우가 같은 판성계수에서도 그 감소폭이 커진다. 무차원 압력중심은 Fig.4(d)에서 보여주고 있는데 선단압력으로 인하여 슬라이더의 입구부쪽으로 이동되고 있다. 판성계수가 클수록 선단압력을 크게 예측하는 방법일수록 그러한 경향은 보다 뚜렷하다.

Fig.5는 선단압력의 평가방법이 베어링의 성능변화에 미치는 영향을 유막두께비에 대하여 나타내고 있다. Fig.5(a)에서 유막두께비가 증가함에 따라 확장된 베르누이 식(C와 D)을 이용한 결과는 선단압력계수가 점점 증가하고 있으며, 운동량 보존원리(B) 및 Kim등[14]의 방법에 의한 결과는 감소하고 있다. 또한 기계적 에너지 보존원리(A)에 의한 결과는 유막두께비의 증가와 함께 증가하다가 유



막두께비가 약 2이상에는 다시 약간씩 감소하고 있다. 운동량 보존원리(B)에 의한 결과는 유막두께비가 증가함에 따라 Fig.1(b)에서  $h_a$ ,  $h_e$ 는 변하지 않은데 비하여  $h_i$ 이 상대적으로 크지기 때문이고, C는 입구부의 유막두께의 증가로 입구부에서의 평균유막속도가 감소하기 때문이다. Kim등[14]에 의한 결과(D)는 식(5)에서 베어링 입구부의 레이놀즈 수  $Re$ 는 증가하고  $\lambda$ 는 감소하여 이로 인한 손실계수의 증가가 입구부에서의 평균유막속도의 감소로 인한 효과보다 커지기 때문이다.

Fig.5(b)는 선단압력 평가방법에 따른 무차원 하중을 유막두께비에 대하여 나타내고 있다. 유막두께비에 대한 무차원 부하능력은 선단압력을 고려하지 않은 경우에 비하여 선단압력을 고려하게 되면 부하능력이 증가됨을 보여주고 있다. 그러나 선단압력의 평가방법에 따라 모든 유막두께비에 대하여 큰 차이를 보이고 있다. Fig.5(c)와 Fig.5(d)에 나타난 무차원 마찰력 및 압력중심도 선단압력 평가방법에 따라 비교적 큰 차이를 나타내고 있다. 유막두께비에 대한 무차원 마찰력은 유막두께가 클수록 마찰력은 감소시키고 선단압력의 크기를 크게 예측하는 방법일수록 그 감소폭도 크게 된다. 한편 압력중심위치는 유막두께비가 클수록 압력중심은 슬라이더의 후미부쪽으로 위치하게 되며 선단압력은 압력중심을 슬라이더의 선단부쪽으로 이동시킴을 알 수 있다. 이를 통하여 기존의 선단압력 평가방법들과 Kim등[14]이 제시한 선단압력 평가방법과는 유막두께비에 따라서도 상당한 차이가 존재함을 알 수 있다.

## 5. 결 론

선단압력 평가방법을 달리한 경우에 있어서 선단압력이 무한폭 슬라이더 베어링의 성능에 미치는 영향을 조사하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기존의 방법들은 관성계수에 관계없이 선단압력계수가 거의 일정하나 Kim등[14]에 의한 방법은 관성계수에 따라 선단압력계수가 크게 변하며, 관성계수가 낮을수록 선단압력계수는 증가하게 되고 관성계수가 증가할수록 선단압력계수는 감소한다.
- 2) 기계적 에너지 보존원리(A)를 이용한 경우와 운동량 보존원리(B)를 이용하는 경우는 Kim등[14]에 의한 결과에 비하여 낮은 관성계수에서는 선단압력으로 인한 베어링의 성능변화를 과소 평가하게 되고, 높은 관성계수에서는 과대 평가하게 된다.
- 3) 확장된 베르누이 식(C, D)에서 손실계수 값에 따른 베어링의 성능변화는 매우 민감하며 모든 운전조건에 대하여 동일한 손실계수 값을 가정하는 것은 부적절하다.
- 4) 선단압력 평가방법의 차이로 인한 베어링의 성능차이는 관성계수가 0.05이상이 되면 상당량 나타나기 시작한다. 그러므로 높은 관성계수에서 운전되는패드 베어링에서는 선단압력 평가방법의 올바른 선정은 매우 중요하다.
- 5) 선단압력 평가방법에 따른 베어링의 성능변화는 유막두께비의 변화에 따라서도 크게 나타난다.

참 고 문 헌

1. Constantinescu, V. N., Galetuse, S. and Kennedy, F., "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, 1975.
2. Pan, C. H., "Calculation of Pressure, Shear, and Flow in Lubrication Films for High Speed Bearings," Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol.96, pp.80-94, 1974.
3. Tipei, N., "Flow characteristics and Pressure Head Build-Up at the Inlet of Narrow Passages," Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol.100, pp.47-55, 1978.
4. Rodikiewicz, 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.
5. Tichy, J. A. and Bourgin, P., "The Effect of Inertia in Lubrication Flow Including Entrance and Initial Conditions," J. of Applied Mech., Vol.52, pp.759-765, 1985.
6. Tichy, J. A. and Chen, S.-H., "Plane Slider Bearing Load Due to Fluid Inertia - Experiment and Theory," Trans. ASME, J. of Tribology, Vol.107, pp.32-38, 1985.
7. Tichy, J. A., "Entry Flow in a Narrow Channel of Varing Gap with One Sliding Surface," Trans. ASME, J. of Tribology, Vol.108, pp.288-293, 1986.
8. Hashimoto, 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.
9. Mori, A., Iwamoto, M. and Mori, H., "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, 1983.
10. Heckelman JR., D. D. and Ettles, C. M. M., "Viscous and Inertia Pressure Effects at the Inlet to a Bearing Film," STLE Trans., Vol.31, pp.1-5, 1988.
11. Rhim, Y. and Tichy, J. A., "Entry Flow of Lubricant into a Slider Bearing - Analysis and Experiment," STLE Trans., Vol.31, pp.350-358, 1988.
12. Rhim, Y. and Tichy, J. A., "Entrance and Inertia Effects in a Slider Bearing," STLE Trans., Vol.32, pp.469-479, 1989.
13. Mori, A., Makino, T., and Mori, H., "Inertia Effect in a Submerged Multi-Pad Bearing Under High Reynolds Number With Special Attention to Inlet Pressure Jump," Proc. of Japan Inter. Trib. Conference, Nagoya, pp.911-916, 1990.
14. Kim, J. S. and Kim, K. W., "A Study on the Inlet Pressure Build-Up at Bearing Entrance," Trans. KSME(in Korea), Vol.17, No.8, pp.1921-1930, 1993.
15. Ha, Hyun Cheon, Kim, Ho Jong, and Kim, Kyung Woong, "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing," Trans. ASME, J. of Tri., Vol.117, pp.160-165, 1995.