

패드 베어링에서 패드사이의 거리가 유막압력에 미치는 영향

김종수 · 김경웅*

한국해양대학교 기계냉동자동차공학부
*한국과학기술원 기계공학과

Effects of Distance between Pads on the Film Pressure in Pad Bearings

Jong-Soo Kim and Kyung-Woong Kim*

School of Mechanical Engineering, Korea Maritime University
*Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract – Experiments are conducted to investigate the effects of distance between pads on the film pressure and the inlet pressure build-up at the entrance of pad bearings. The inlet pressure and the film pressure are measured by manometers in several cases of the distance between pads. The experimental results are also compared with the theoretical results which are calculated using the several methods for the estimation of the inlet pressure. In the experimental results, the distance between pads has a large influence on the film pressure and the inlet pressure build-up at a bearing entrance. It is also shown that the effects of the inlet pressure on the film pressure are remarkable, although inertia parameter is a little higher (≥ 0.05).

Key words – inlet pressure, inlet pressure factor, pad bearing, inertia parameter, distance between pads.

1. 서 론

패드 베어링과 같이 윤활막이 불연속적인 베어링 입구에서 발생하는 선단압력에 관한 실험적 연구는 여러 사람들에 의하여 수행되어 왔다[1-7]. 이러한 실험적 연구들은 주로 유막내의 발생압력을 측정함으로써 선단압력의 크기 및 선단압력으로 인한 유막내의 압력분포의 변화에 대하여 고찰하였다. 그러나 지금까지는 베어링의 기하학적 조건이나 운전조건등에 따른 선단압력의 크기를 조사하기 위한 체계적인 실험은 수행되지 못하였고, 또한 그러한 실험의 필요성도 인식되지 못하였다. 이러한 이유는 선단압력을 예측하기 위한 기존의 단순화된 유동모델들은 패드간의 거리 및 레이놀즈 수 등 베어링의 기하학적 조건이나 운전조건에 영향을 고려하지 못하기 때문에 판단된다[8,9]. 그러나 동압력($\rho U^2/2$)에 대한 선단압력의 비,

즉 선단압력계수는 베어링의 운전조건이나 기하학적 조건에 의하여 변하게 된다는 것을 보여주고 있다 [10-13]. 특히 저자들은 선단압력계수가 레이놀즈 수 및 패드간의 거리에 의하여 크게 지배받게 됨을 이론적으로 밝혔으며, 또한 정확한 선단압력을 쉽게 계산할 수 있는 새로운 선단압력 평가방법을 개발하였다 [13]. 그러므로 선단압력의 크기를 지배하는 인자와 그 인자들이 선단압력에 기여하는 정도를 밝히기 위한 실험을 보다 체계적으로 수행할 필요성이 있다. 본 실험에서는 패드간의 거리 및 레이놀즈 수를 다양하게 변화시키면서 선단압력 및 유막압력을 측정하여 선단압력과 패드간의 거리 및 레이놀즈 수(또는 동일한 하중하에서 회전속도)와의 관계를 실험적으로 밝히고자 한다. 또한 실험결과를 여러가지의 선단압력 평가방법들로부터 계산되는 이론적인 선단압력 및 유막압력과 비교하여 검토한다.

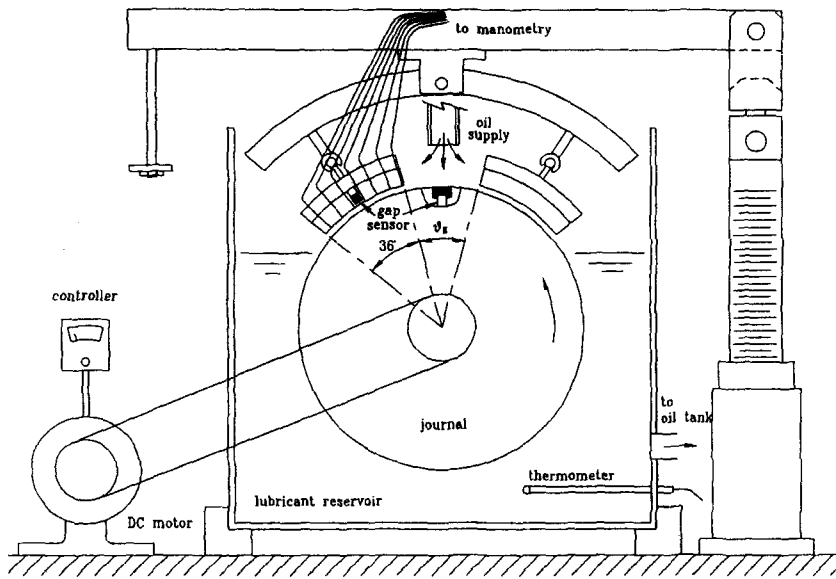


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

2. 실험장치 및 실험방법

2-1. 실험장치

실험장치의 개략도 및 시험 패드와 전방 패드가 설치되어 있는 사진을 Figs. 1, 2에서 보여주고 있다. 폭이 273 mm, 길이가 193 mm, 높이가 265 mm 인 아크릴 수조통 속에 직경이 196 mm이고 길이가 104 mm 인 저어널이 있다. 또 저어널은 양측에서 자동조심 앵글러 볼베어링으로 지지되고 축 직경은 45 mm이며, 저어널의 재질은 SUS 304이다.

패드는 Fig. 3에서 형상과 크기를 나타내고 있는데, 폭(L)이 61.8 mm, 외각(β)이 36° 이고, 윤활면의 곡률반경은 98.15 mm로 하여 베어링 가공틈새가 $150 \mu\text{m}$ 가 되도록 하였으며, 재질은 가공성이 우수한 듀랄루민으로 하였다. 축방향으로의 선단압력분포 및 패드의 중앙단면에서의 유막압력을 측정하기 위하여 패드의 윤활면에 0.6 mm 구멍을 패드의 중앙단면에서 원주방향 및 패드 입구부에서 베어링 길이방향으로 각각 7곳에 뚫었으며 패드의 중앙단면의 입구부에서는 서로 공통되는 구멍을 갖게 되어 구멍의 수는 모두 13곳이다. 선단압력을 측정하기 위한 구멍의 위치는 패드 입구에서 0.5 mm 떨어진 위치로 이는 패드의 원주방향의 길이에 대하여 패드 선단으로부터 약 0.8% 떨어진 위치이다. 그리고 베어링 길이방향에서 최외



Fig. 2. Closed-up view of test pad.

측의 압력측정구는 패드의 측면으로부터 0.9 mm 떨어진 위치로 패드 측면에 최대한 가깝도록 하였다. 각각의 구멍에는 매우 유연한 고무튜브(내경 1 mm, 외경 2 mm)를 직접 연결하여 고무튜브의 강성으로 인한 패드의 틸팅이 제한되는 것을 최소화 하였다. 패드와 패드간의 거리를 다르게 하기 위한 아크형의 지지막대(steel)와의 사이에 링크-볼 베어링(RBI-M5)으로 연결하여 패드의 운동을 자유롭게 하였으며, 피복 위치는 패드의 중앙이 되게 하였다. 그리고 시험패드에 작용하는 하중을 낮추기 위하여 하중을 가하기 위한 수평막대는 듀랄루민으로 제작하였다.

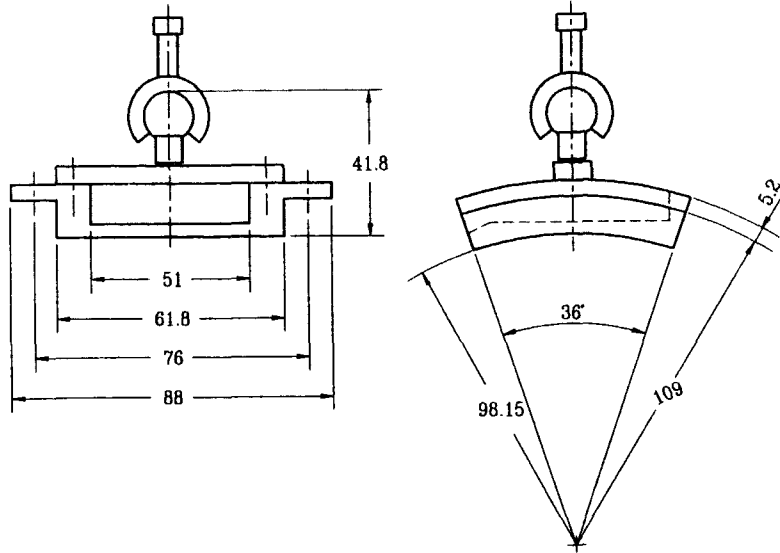


Fig. 3. Dimension and geometry of test pad.

유막에서 발생하는 압력은 마노미터를 사용하여 측정하였으며, 패드의 중앙의 양단(피봇위치)에 와전류형 간극변환기(eddy current type gap detector)를 설치하여 피봇위치에서의 유막두께를 측정하였다. 그리고 양단의 유막두께차를 통하여 패드와 저어널간의 불평행도(misalignment)가 어느 정도 교정될 수 있었다.

속도조절장치가 부착된 직류전동기(0.75 KW)를 사용하여 저어널의 회전속도를 조절하였으며 이때 V-벨트의 인장력이나 그 밖의 외란이 저어널에 전달되는 것을 최소화하기 위하여 구동축과 시험축(저어널)을 플렉시블 커플링으로 연결하였다. 저어널의 회전수 측정은 구동축에 부착된 회전속도계(tachometer)를 이용하였다.

2-2. 실험방법

실험은 저어널에 작용하는 전체적인 하중이 26.5 N으로 일정하게 하고, 패드간의 거리 및 저어널의 속도를 변화시키면서 수행되었다. 패드간의 거리를 다르게 하기 위하여 패드간의 여유각(θ_g)을 각각 4°, 14° 및 34°로 하여 패드간의 거리가 각각 6.8, 23.7 및 58.2 mm로 되도록 하였다. 그리고 저어널의 회전수는 60 rpm에서 520 rpm까지 변화시키므로써 패드간의 거리 및 레이놀즈 수가 다양한 경우에 대한 선단압력의 거동을 조사할 수 있도록 하였다. 그러나 시험 패드에 작용하는 하중은 두 패드가 설치되는 기하학적인 구조에 따라 달

라진다. 즉 저어널에 가해지는 전체 하중이 동일한 경우, 패드간의 거리가 $\theta_g=34^\circ$ 이면 $\theta_g=4^\circ$ 인 경우에 비하여 약 1.147배 높은 하중이 패드에 작용하게 된다.

시험패드에 대한 윤활제의 공급은 앞 패드 출구에서 나온 윤활유와 패드간의 여유공간에서 6.5 l/min로 공급되는 윤활유가 합쳐져서 공급되며, 앞 패드는 수조통으로부터 저어널 표면을 따라 올라오는 윤활제에 의하여 윤활이 되도록 하였다. 윤활유의 점도는 4 cS (@40°C)이며, 밀도는 820 kg/m³ 이다. 실험중 윤활유의 기포가 발생하는 것을 최소화하기 위하여 수조통의 윤활유는 저어널의 밑에 일부분만 닿도록 하였다. 그렇지만 400 rpm이상의 속도가 되면 기포발생이 상당히 크게 되어 실험의 범위를 제한 시켰다.

저어널에 부착된 간극변환기의 전기적 아날로그 신호는 슬립링(slip ring)을 통하여 얻어 졌으며, 저어널 및 패드에 부착된 간극변환기로부터의 전기적 아날로그 신호는 A/D 변환기를 사용하여 디지털 신호로 변환하여 컴퓨터에 저장하였다. 그리고 패드에 부착된 간극변환기에 대해서는 저어널이 약 2회전 동안에 얻어진 신호를 평균한 값을 사용하였으며, 각각의 간극변환기에 대한 전기적 신호들은 기준측정치(calibration)를 통하여 유막두께로 환산되었다. 피봇위치에서의 유막두께는 패드에 부착된 간극변환기로부터 측정된 값을 사용하였으며, 또한 유막두께를 연속적으로 측정하기 위하여 저어널에 설치된 간극변환기에

대하여 기준유막두께로도 사용하였다. 즉, 저어널에 설치된 간극변환기에서 측정되는 피봇위치에서의 유막두께와 패드에서 측정되는 유막두께가 서로 동일해 지도록 저어널축의 간극신호를 교정하였다.

실험결과를 수집하기 이전에 측정장비 및 시험베어링에 대하여 충분한 예비작동(warm-up)을 시켜서 출력신호의 안정화 및 시험베어링의 열영향이 고르게 확산되도록하여 실험 데이터의 신뢰성을 높이고자 하였다. 즉 배출되는 윤활유의 온도가 평형상태가 되도록하여 실험 데이터를 수집하였다. 실험을 수행하는 동안에 온도변화는 $\pm 1^\circ\text{C}$ 이내로 유지되었다.

3. 실험결과 및 이론과의 비교

3-1. 실험결과와 비교를 위한 이론해석 과정

본 실험결과와 이론을 비교하기 위하여 실험하중과 동일한 하중이 될때까지 피봇위치에서의 유막두께를 조절하면서 이론해석을 수행하였다. 이때 사용된 선단압력 p_s 는 패드 가운데에서 최고이고 패드 입구측 양쪽 모서리에서 0이되는 포물선형태로 가정하였다 [14]. 여기서, 가운데에서의 선단압력 p_{in} 는 3가지의 선단압력 평가방법을 사용하여 구하고 그 결과를 실험결과와 비교한다. 여기서 사용된 선단압력 평가방법들은 Constantinescu 등[8]이 제시한 기계적 에너지 보존원리를 이용하는 것과 확장 베르누이식을 이용하는 것과 Tichy 등[9]과 같이 일정한 손실계수($k=0.5$)를 사용하는 것과 Kim 등[13]과 같이 적절한 수식에 의해

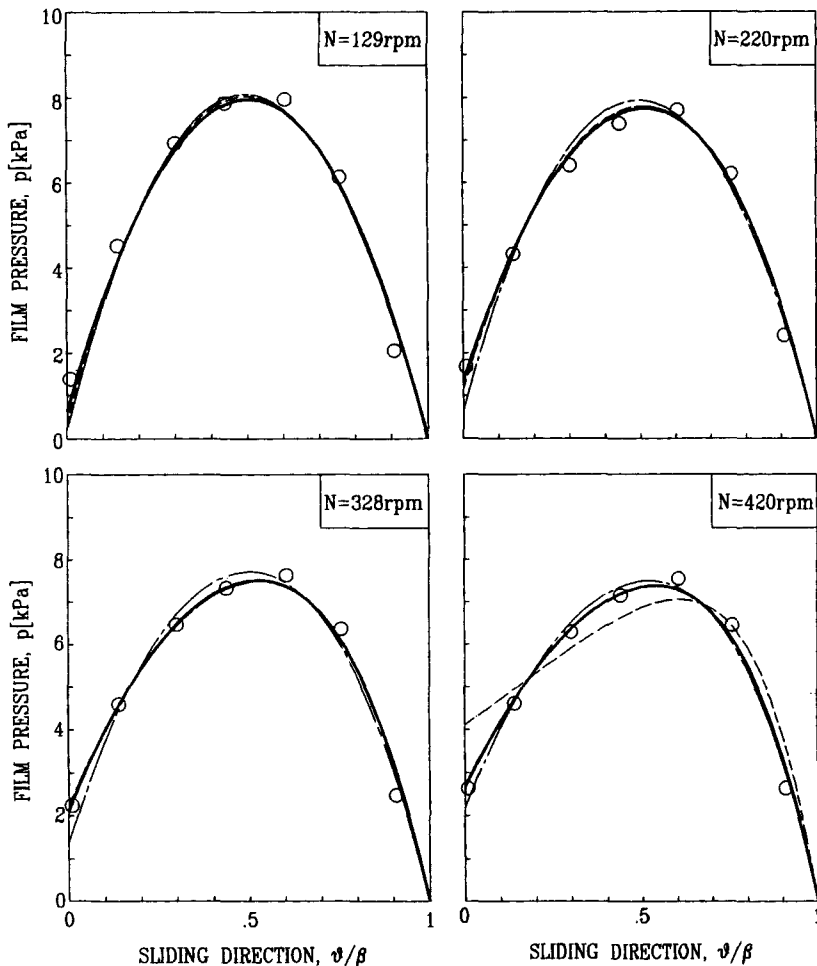


Fig. 4. Film pressure distribution in the mid plane, $\theta_r=4^\circ$ (Experiments, Theories; ---- Constantinescu [8], -.-.- Tichy ($k=0.5$) [9], Kim [13]).

표현되는 손실계수를 사용하는 것이다. 또한 Fig. 3에서 알 수 있듯이 시험패드의 윤활면에서 피벗점까지의 거리가 저어널 반경의 42%로 비교적 크고, 또 패드에 작용하는 하중이 작기 때문에 패드의 윤활면에서 발생하는 마찰력으로 인한 패드의 틸팅효과를 고려하여 이론결과를 얻었다.

3-2. 실험결과 및 비교

Figs. 4, 5, 6은 패드간의 거리가 각각 다른 경우로서 패드간의 여유각이 각각 $\theta_s=4^\circ, 14^\circ, 34^\circ$ 인 경우에 대하여 저어널의 회전속도에 따른 패드 중앙단면에서의 압력분포를 보여주고 있다. 가로축은 미끄럼방향의 패드의 외각(β)으로 무차원화 한 좌표를 나타내고

있다. 실험결과들은 저속에서는 선단압력의 크기도 작고 또 유막내의 최고압력에 대한 선단압력의 비가 낮지만, 저어널의 회전속도가 증가함에 따라 선단압력의 크기 및 유막내의 최고 압력에 대한 선단압력의 비가 증가하게 됨을 알 수 있다. 또한 본 실험조건에서는 약 200 rpm 이상(피벗위치의 유막두께를 기준으로 한 레이놀즈 수로 약 50이상)에서는 유막내의 최고 압력에 대한 선단압력의 비는 무시할 수 없을 정도가 된다. 동일한 속도에서 패드간의 거리가 멀수록 선단압력은 증가하고 유막내의 최고압력에 대한 비도 증가하는 것을 실험결과로부터 알 수 있다. 본 연구에서 사용된 선단압력 평가방법 3가지 모두 저속(낮은 레이놀즈 수)에서는 선단압력이 항상 과소 평가되고 있

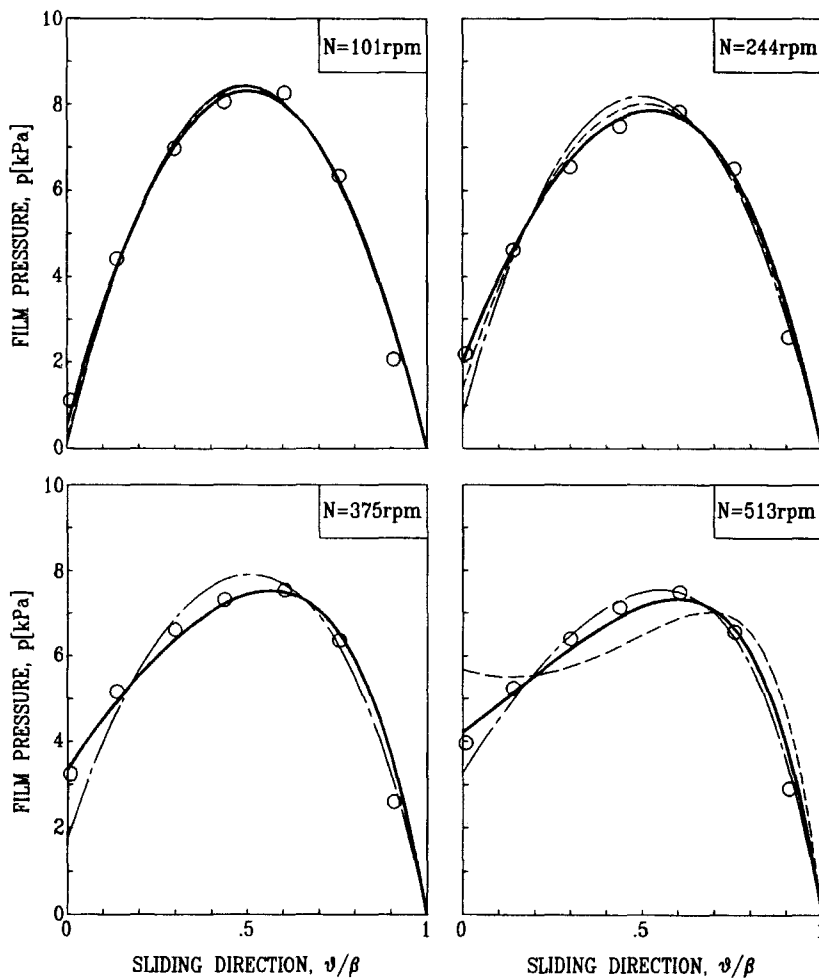


Fig. 5. Film pressure distribution in the mid plane, $\theta_s=14^\circ$ (Experiments, Theories; ---- Constantinescu[8], -.-.- Tichy ($k=0.5$) [9], Kim [13]).

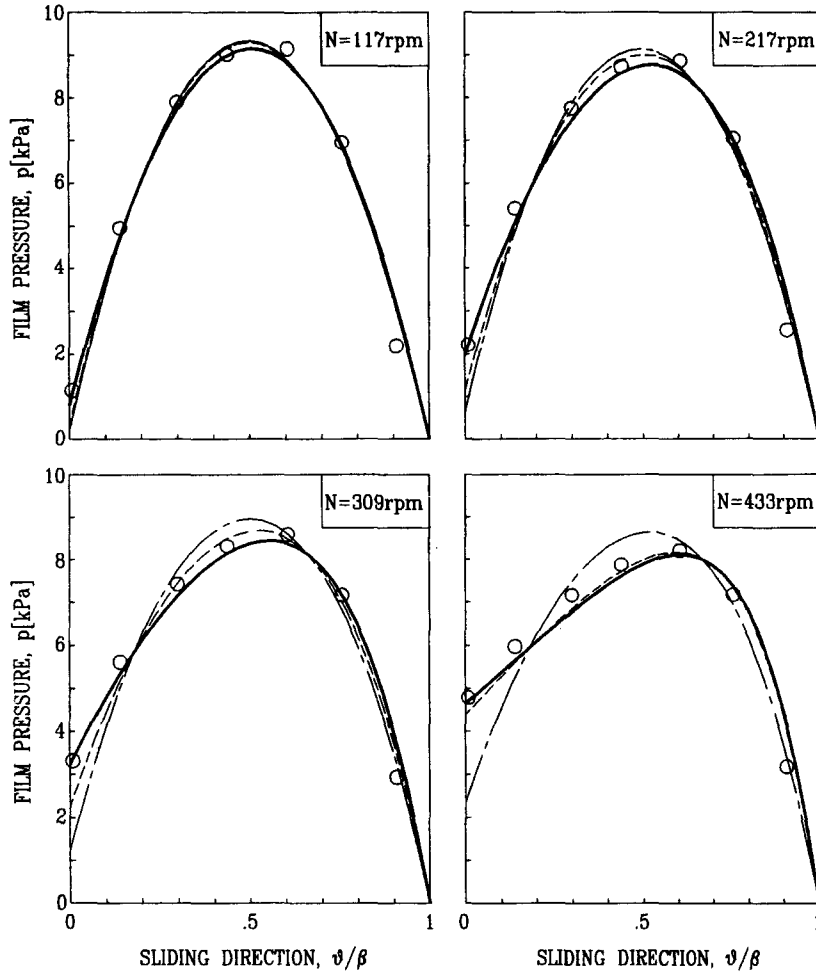


Fig. 6. Film pressure distribution in the mid plane, $\theta_f=34^\circ$ (Experiments, Theories; ---- Constantinescu [8], -.-.- Tichy ($k=0.5$) [9], Kim [13]).

으며, 특히 모든 운전조건에 대하여 항상 일정한 손실 계수를 가정한 경우(Tichy 등[9], $k=0.5$)는 본 실험의 조건하에서는 모든 경우에 있어서 과소 평가되고 있고, 기계적에너지 보존원리를 적용하여 선단압력을 구하는 경우(Constantinescu 등[8])는 고속으로 갈수록 오히려 과대 평가됨을 보여주고 있다. 그러나 Kim 등 [13]이 제시한 선단압력 평가방법은 저속에서 과소 평가되지만 다른 방법들에 비하여 가장 근접하는 결과를 보여주고 있으며, 전체적으로 모든 운전조건 및 형상조건에 걸쳐서 실험결과와 가장 잘 일치되고 있다. 패드간의 거리에 의한 선단압력의 영향이 Constantinescu 등[8]과 Tichy 등[9]의 방법으로는 나타나지 않지만 Kim 등[13]의 방법에서 잘 나타나고 있음

을 알 수 있다.

Fig. 7은 저어널표면의 미끄럼속도를 기준으로 한 동압력($p_{av}=\frac{\rho U^2}{2}$)에 대한 패드 가운데에서의 선단압력 p_m 의 비, 즉 선단압력계수를 패드간의 거리와 저어널의 회전수에 따라 나타내고 있다. 실험결과에 따르면 저어널의 속도가 낮은 경우에는 선단압력계수가 1보다 큰 값을 갖게 되고, 미끄럼 속도의 증가와 함께 점점 감소하고 있다. 또한 저속에서는 패드간의 거리에 따른 선단압력의 변화가 거의 없지만, 어느 속도 이상이 되면 패드간의 거리가 짧을 수록 선단압력계수는 작아지는 것이 실험적으로 확인 되었다. 또한 이론적인 결과들도 패드사이의 여유각(θ_f)이 각각 4° ,

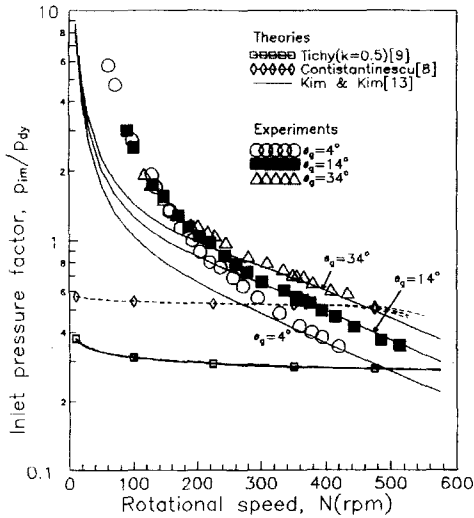


Fig. 7. Effects of distance between pads and journal speed (Reynolds number) on the inlet pressure factor.

14°, 34°인 경우에 대하여 나타내고 있다. 그러나 Kim 등[13]의 방법으로 얻어진 경우를 제외하고는 선단압력계수가 패드사이의 여유각의 크기에 따른 변화를 나타내지 못하고 있다. 다만, Constantinescu 등[8]과 Tichy 등[9]에 의한 결과들에 약간의 차이가 존재하는 것은 패드사이의 여유각에 의한 효과가 아니고 여유각이 달라짐으로 인하여 패드에 작용하는 하중이 약간씩 변화되기 때문에 나타나는 효과이다. 이론적인 선단압력계수들 가운데 Constantinescu 등[8]과 Tichy 등[9]에 의한 결과들은 저어널의 회전수에 관계없이 거의 일정하며, 패드간의 거리에 의한 선단압력계수의 변화는 본질적으로 수용할 수가 없다. 그러므로 실제 운전되는 베어링에 있어서 기존의 평가방법들은 패드간의 거리 및 레이놀즈 수에 따라 선단압력을 과소 혹은 과대 평가할 수 밖에 없다. 따라서 기존의 평가방법으로는 베어링의 모든 운전조건 및 형상조건에 적합한 선단압력을 예측하기는 불가능하다는 것을 알 수 있다. 그렇지만 Kim 등[13]이 제시한 선단압력 평가방법은 저속에서 비록 과소 평가되지만 가장 근접하는 결과를 보여 주고 있으며, 패드간의 거리 및 미끄럼 속도에 따른 선단압력계수의 변화가 실험결과와 상당히 일치하고 있음을 보여주고 있다. 그리고 저속에서 선단압력계수가 높아도 베어링의 유막압력이나 베어링의 성능특성에 미치는 영향은 크지 않으며, 고속이 될수록 선단압력계수가 베어링의 성능

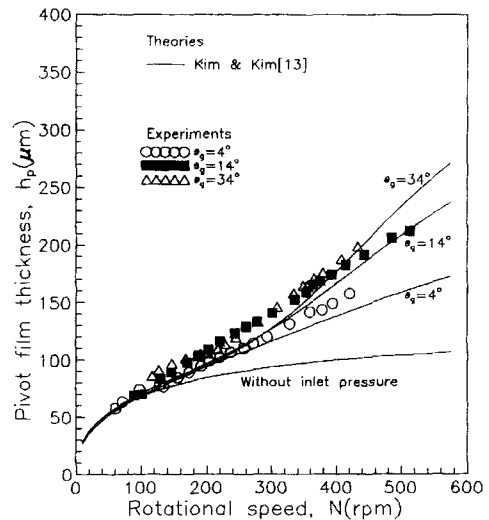


Fig. 8. Effects of distance between pads on the pivot film thickness.

에 미치는 영향은 증대되기 때문에 고속(높은 레이놀즈수)에서 선단압력의 정확성이 보다 요구된다. 그러므로 베어링의 운전조건 및 형상조건 변화에 잘 부합되는 선단압력의 예측은 Kim 등[13]의 평가방법으로 어느 정도 가능하다고 보여진다.

Fig. 8은 이론 및 실험적으로 얻어진 피벗위치에서의 평균유막두께를 나타내고 있다. 이론결과들은 Kim 등[13]의 방법에 의한 결과와 비교되었다. 다른 방법에 의한 결과는 패드간의 거리의 변화에 대한 유막두께의 차이가 거의 나타나지 않는다. 이론결과에서 선단압력이 없다고 가정했을 때는 피벗유막두께가 가공틈새인 150 μm을 초과할 수 없지만 실험결과가 이보다 큰 경우도 쉽게 발생하는 것을 보여주고 있다. 140 rpm (본 실험조건에서는 관성계수로 0.05정도) 이상이 되면 부하능력에서 적지 않은 영향이 미치기 시작함을 알 수 있다. 실험결과가 이론결과보다는 대체로 크게 나타나지만 전체적으로 좋은 관계를 보여주고 있다.

Fig. 9는 패드에 가해지는 평균면압(p_m)에 대한 패드 중앙단면에서의 선단압력의 비를 패드간의 거리와 아래와 같이 정의된 관성계수 Re^* 에 대하여 실험결과를 나타내고 있다.

$$Re^* = \frac{U h_p}{\nu} \left(\frac{h_p}{B} \right) \quad (1)$$

여기서 U 는 저어널의 표면의 선속도이고, h_p 는 피복 위치에서의 유막두께이며 v 는 윤활유의 동점도이고 B 는 미끄럼방향의 패드길이이다. 실험결과에서 관성계수가 약 0.01정도로 매우 작아도 평균면압에 대한 선단압력의 비는 0.2정도로 작지 않으며, 관성계수가 0.1정도이면 선단압력비는 0.5정도로 되어 베어링의 성능에 선단압력이 미치는 영향이 상당함을 알 수 있다. 낮은 관성계수에서는 패드간의 거리가 선단압력의 비에 영향을 별로 주지 않지만 어느 정도 이상이

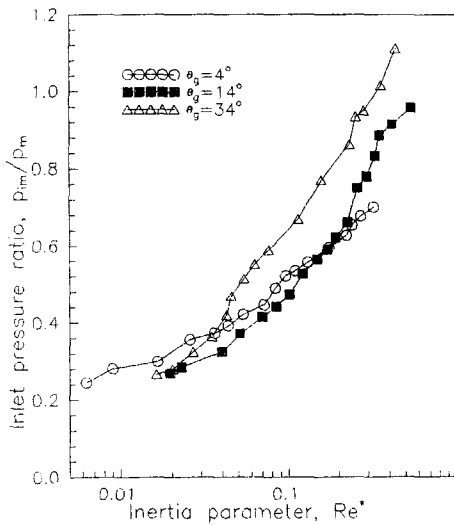


Fig. 9. Experimental results of ratio of inlet pressure to mean film pressure.

되면 선단압력의 비도 차이가 커지게 된다. 즉 패드간의 거리가 멀수록 같은 관성계수라도 선단압력의 비가 증대됨을 알 수 있다.

Fig. 10 저어널의 회전수 및 패드간의 거리에 대하여 실험적으로 측정된 선단압력분포를 보여주고 있다. 가로축은 패드의 폭(L)의 절반으로 무차원화 한 축방향의 좌표를 나타내고 있다. 실험결과에서 최외측에서 측정된 선단압력의 크기와 전체적인 선단압력 분포를 고려할 때 패드의 양쪽 모서리에서의 선단압력이 0이 아닐 것으로 사료된다. 그리고 선단압력의 분포형태는 회전속도 및 패드간의 거리에 따라 각각 다르게 나타나고 있다. 선단압력분포가 중앙단면에 대하여 대칭이 아닌 것은 패드와 저어널간의 불평행도가 완전히 제거되지 못한 결과로 판단된다. 이론해석에서 선단압력분포를 가정한 모델인 포물선형태보다 고차항의 분포를 하고 있음을 알 수 있다. 실험적 결과로부터 선단압력분포를 가정하기 위하여는 유막 두께에 대한 베어링의 길이의 비를 광범위하게 변화 시키면서 실험을 수행할 필요가 있다고 판단된다. 이와같은 인자들을 고려한 실험을 보충하여 선단압력분포를 결정하기 위한 실험식을 개발하는 것은 앞으로의 선단압력에 관한 연구과제가 될 수 있을 것이다. 그렇지만 패드의 중앙에서의 선단압력이 정확하다면 폭방향으로의 선단압력분포는 전체적인 베어링의 성능을 예측하는데 있어서는 큰 영향을 미치지 않을 뿐만 아니라 이론해석시에 선단압력분포를 고차항의 합

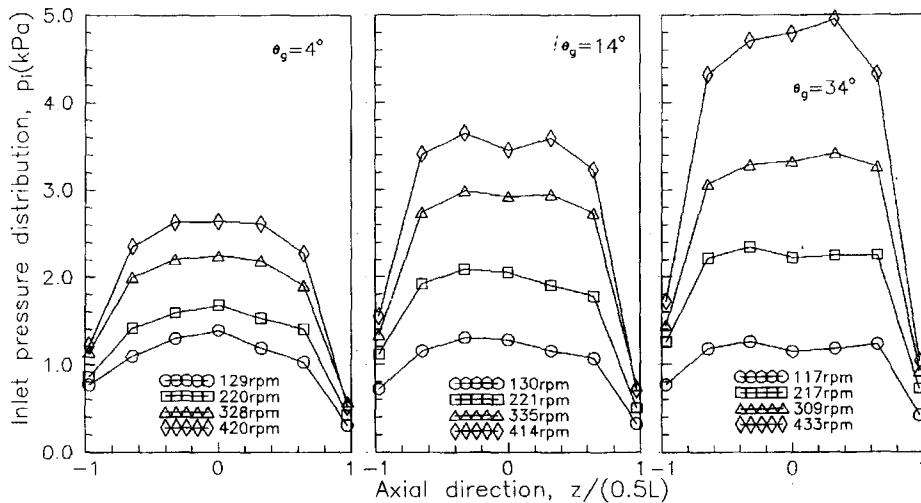


Fig. 10. Experimental results of inlet pressure profiles.

수형태로 가정하는 것은 베어링 입구부 모서리 부분에서의 압력구배를 증가시켜 수치적 압력수렴해를 구하는 것이 불가능한 경우가 종종 발생하게 된다. 그러므로 수치해석으로 베어링의 성능을 계산하고자 할 때는 선단압력분포를 포물선형태로 가정하는 것도 유용한 대안이라고 생각된다.

4. 결 론

틸팅-패드 베어링에 대하여 패드간의 거리 및 동일한 하중하에서 저어닐의 회전속도를 변화시키면서 선단압력 및 패드 중앙단면에서 미끄럼방향의 유막압력을 측정하기 위한 실험을 수행하였다. 실험결과를 여러가지의 선단압력 평가방법을 사용하여 구한 이론결과와 비교하였다.

저어닐의 속도가 저속인 경우에는 패드간의 거리에 의한 선단압력에 미치는 효과가 거의 나타나지 않지만 고속으로 될 수록 패드간의 거리에 의한 선단압력계수에 미치는 영향은 증가한다. 동일한 저어닐의 회전속도에서 패드간의 거리가 멀수록 선단압력계수는 증가한다. 또한 저속에서는 선단압력계수가 1이상임을 실험적으로 확인하였다. 유막의 평균면압에 대한 선단압력의 비는 관성계수가 0.01만 되어도 0.2이상 이 되며 패드간의 거리가 멀수록 증가한다. 선단압력을 고려해야하는 임계관성계수는 0.05정도이다. 그리고 이론적인 선단압력 평가방법 중 Kim 등[13]의 경우가 실험결과와 가장 잘 일치한다.

결론적으로 패드간의 거리와 레이놀즈 수가 선단압력의 크기에 미치는 영향이 큼을 실험적으로 밝혔고, 향후 패드 베어링에 대한 성능해석시에 선단압력은 패드간의 거리와 레이놀즈 수에 따른 영향을 고려하여 구하여야 할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

1. Ettles, C. M. M. and Cameron, A., "Consideration of Floe Across a Bearing Groove," Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol.90, pp.312-319, 1968.
2. Smally, A. J., Vohr, J. H., Castelli, V. and Wachmann, C., "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, 1974.
3. King, K. F. and Taylor, C. M., "An Experimental Investigation of a Single Pad Thrust Bearing Capable of Operating in the Turbulent Lubrication Regime," The 2nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1975.
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. Mori, A., Iwamoto, M. and Mori, H., "潤滑流體の慣性力を考慮した傾斜平面スライダの特性解析(第4報)," 潤滑, 第29卷, 第6號, pp.435-442, 1984.
6. 박종규, 김경웅, "피봇식 추력베어링의 선단압력과 THD성능에 관한 실험적 연구," 윤활학회지, Vol.2, No.1, pp.61-68, 1986.
7. 김승철, 김경웅, "패드 선단압력 발생을 고려한 틸팅-패드 저어닐 베어링의 성능에 관한 실험적 연구," 윤활학회지, Vol.5, No.2, pp.77-82, 1989.
8. 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, 1974.
9. 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.
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., "Entrance and Inertia Effects in a Slider Bearing," STLE Trans., Vol.32, pp.469-479, 1989.
12. Mori, A., Makino, T. and Mori, H., "Entry Flow and Pressure Jump in Submerged Multi-Pad Bearings and Grooved Bearings," Trans. ASME, J. of Tribology, Vol.114, pp.370-378, 1992.
13. 김종수, 김경웅, "베어링 입구에서 발생하는 선단압력에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제17권, 제8호, pp.1921-1930, 1993.
14. 김종수, 김경웅, "부채꼴형 추력베어링의 설계에 있어서 선단압력의 영향," 한국윤활학회지, 제10권, 제4호, pp.33-42, 1994.