

피벗식 주력베어링의 선단압력과 THD 성능에 관한 실험적 연구

박홍규 · 김경웅
한국과학기술원 생산공학과
(1986년 3월 5일 접수)

An Experimental Study on Ram Pressure and THD Performance of Pivoted Pad Thrust Bearing

Hong Gyu Park, Kyung Woong Kim

Dept. of Prod. Eng., Korea Advanced Institute of Science and Technology

(Received March 5, 1986)

Effects of the ram-pressure on the THD-performance of pivoted pad thrust bearings are investigated experimentally. A sector-shaped tilting pad thrust bearing and a rotating disk are used. Temperature distribution on the disk surface as well as on the pad surface, distribution of the pressure generated within the fluid film, and the film thickness are measured continuously in the circumferential direction after thermal equilibrium is established.

The ram-pressure is proportional to the mean pressure of oil film and to the rotational speed of the disk and affects the maximum pressure and the pressure distribution. The temperature rise on the mating surface of the disc and the pad, contacting with the oil film, is proportional to the bearing load and the disk speed.

The ram-pressure and the temperature rise on the disk surface are dominant factors that affect the THD-performance of pivoted pad thrust bearings.

1. 서 론

추력을 받는 미끄럼 베어링에서 일정한 최소 유막두께에 대한 하중지지능력은 베어링의 후미부 유막두께에 대한 선단부 유막두께의 비율인 유막형상비에 의존한다. 피벗식 주력베어링은 운전중 하중이나 속도의 변화에 관계없이 유막형상비가 거의 일정하므로 안정하며, 가공에 있어서도 경제적이다. 이러한 잇점으로 피벗식 패드베어링의 사용량이 증가하고 있으며, 이에 관한 연구도 많이 수행되고 있다. 그러나 해석의 경우 실제 결과와 일치하지 않는 부분이 많으며 실험의 경우에도 패드의 형상이나

윤활제가 비실용적인 것이 대부분이고 그나마 발표된 연구는 더욱 빈약하여 패드베어링의 설계나 해석 자료 및 실험 자료를 얻는데 곤란하다. 이 차이의 이유로는 패드베어링에 주로 발생하는 성능인자들로 보인다. 패드베어링의 성능인자로는 분포압력과 피벗지지에 의한 패드의 변형, 온도상승으로 인한 윤활유의 점도변화 및 패드의 열변형, 선단압력등이 대표적인데 이 중 선단압력과 점도변화는 성능에 지배적인 영향을 주는 인자로 알려져 있다.

A. K. Tieu^(1,2)는 고체 경계면의 온도를 일정하게 두고 윤활유의 온도분포를 구하였으며 실험에 의한 경계면의 온도를 이용하기도 하였다.

K. W. Kim³⁾은 베어링과 주위유막으로의 열전달을 고려한 THD 성능을 3 차원적으로 해석하였다.

A. Mori, T. Ikoma & H. Mori^{4,5)}는 기계적 에너지 보존칙을 이용하여 선단압력에 관한 해석과 실험을 하였다. 이 종완⁶⁾은 실험적으로 선단압력의 존재가 상당히 큼을 밝혔으며, 이재천⁷⁾은 유한요소법으로 선단압력을 계산하였다.

그러나 이들의 연구로써는 해석을 뒷받쳐줄 자료가 빈약하다. THD 해석의 경우 베어링에서의 온도변화에 관한 자료는 어느 정도 갖추어져 있으나, 회전원판의 온도변화 및 그 정도에 관한 자료는 거의 없으며, 선단압력에 관한 자료도 빈약하며, A. Mori 등의 연구⁵⁾에서도 윤활제를 물로 사용하였기에 실용하기에는 무리가 있다. 또한 패드에 압력제를 심어 측정하는 것이 대부분이라서 정확한 선단압력을 측정하는데 매우 곤란을 겪고 있다.

원판의 온도증가는 베어링의 온도증가에 비해 무시될 수 없으리라 보이며, 선단압력이 원

주방향의 압력분포에 주는 영향은 베어링의 성능에 큰 변화를 주리라 예상된다. 따라서 본 연구에서는 원판의 온도특성을 관찰하여 베어링의 온도증가와 비교하고, 온도와 운전조건과의 관계를 규명한다. 또 원주방향으로 연속적인 압력분포, 유막두께를 관찰하여 선단압력 및 베어링 성능 변화를 관찰하고, 패드 베어링의 해석에 이용될 경계조건 및 자료를 제시하고자 한다.

2. 실험

2-1. 실험장치

Fig. 1은 실험장치 개략도이다. 원판이 회전하면, 패드는 얇은 유막을 형성하여 하중을 지지한다. 윤활유 통위의 펌프에서 토출된 윤활유는 10micron 입자 여과기를 거쳐, 일부는 바이패스되고, 일부는 급유관을 통해 패드 앞에 뿌려진다. 급유온도 30°C로 분당 18.4 리터의 유량을 공급한다. 이 때의 윤활유 점도는 42cP

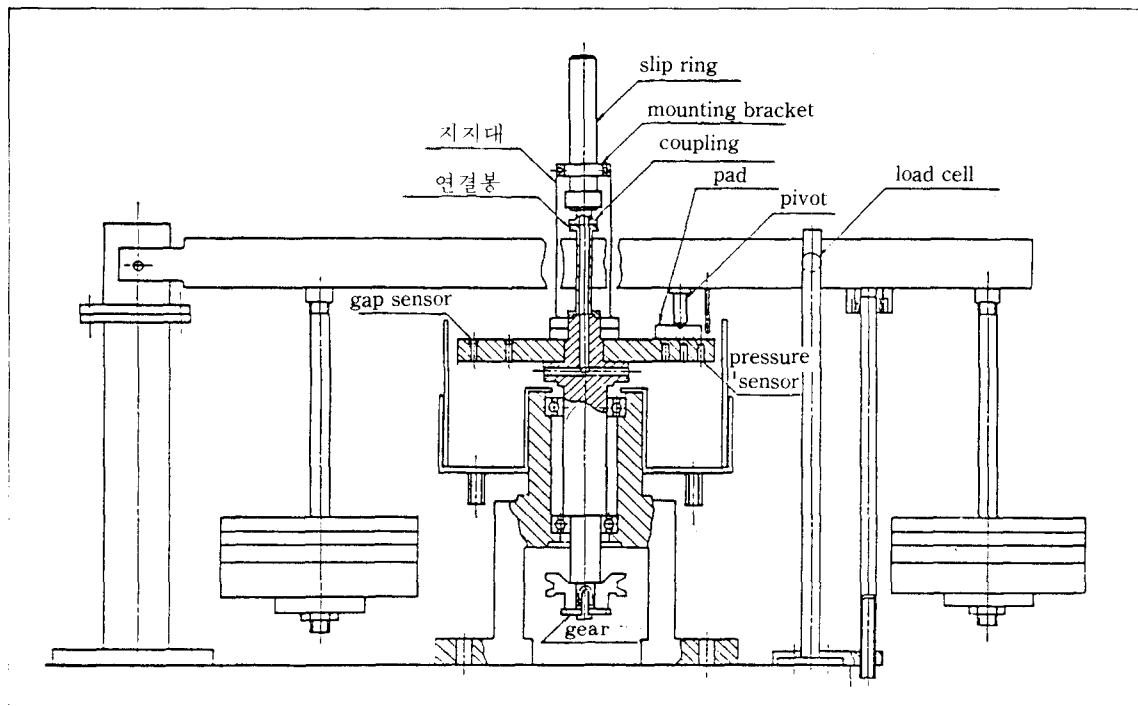


Fig. 1. Front view of experimental apparatus

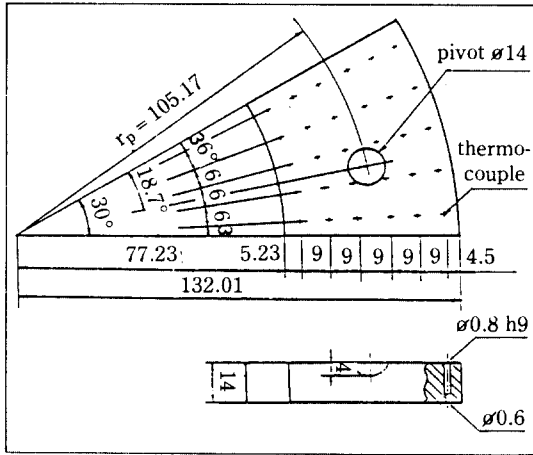


Fig. 2. Pad geometry

이다.

Fig. 2는 실험에 사용된 패드의 형상과 온도 측정부위를 나타낸다. 패드는 황동으로 만들어졌으며, 안 반지름 77.23mm, 바깥 반지름 132.01mm이고 내각이 30°로 평균반경에서의 호의 길이와 반경방향으로의 폭의 길이가 같고 두께는 14mm이다. 윤활면은 Grit No.1000의

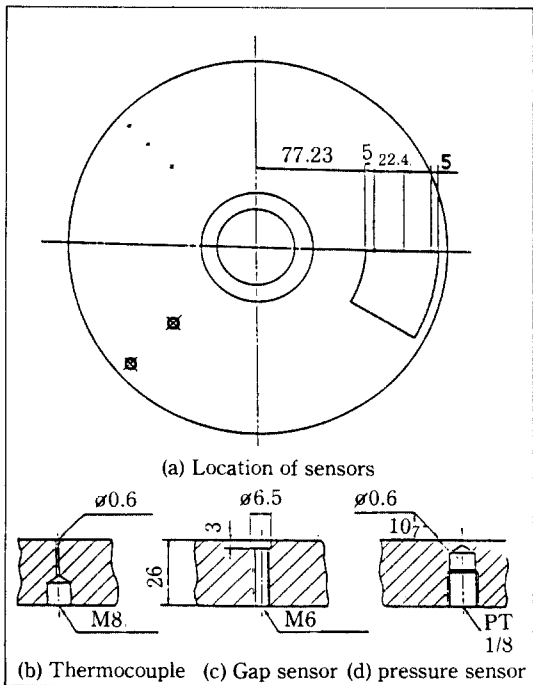


Fig. 3. Location and mounting of sensors

입자로 래핑을 하였다. 열전대를 심는 자리로 직경 0.6mm 구멍이 30개 있다. 피봇점은 패드 선단으로부터 원주방향으로 내각의 61%인 18.3°, 내경으로부터 폭의 51%인 반경 105.17mm에 직경 14mm인 구멍을 4mm깊이로 내었다. 여기에 직경 11.3mm강구로 지지한다.

Fig. 3은 원판, 각 센서의 위치 및 패드의 위치를 나타낸다. 원판의 재질은 탄소강이며, 직경 290mm, 두께 26mm이다. 패드는 그림과 같이 장착하며, 이 때 신호를 감지하는 부분은 패드내에 위치한다. 압력계부착홈, 간극변환기 부착홈 및 열전대부착홈을 각각 3개, 2개, 3개 내고, 3개의 위치는 82.23mm, 104.52mm, 및 127mm(내경부, 평균반경부, 외경부라고 부름)이다. 간극변환기는 내경부와 외경부에 위치하며, 각각 패드 끝 경계로부터 5mm 안에 위치한다. 평균반경부는 패드의 평균반경에 위치한다.

2 - 2. 실험내용

원판의 회전수를 500rpm에서 2000rpm까지 연속적으로 변화시키며, 패드에 걸리는 평균면압이 1, 2, 3kg/cm²의 상태하에서 원주방향으로 연속적인 압력분포 및 유막두께와 패드 및 원판의 온도를 관찰한다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 간극변환기의 출력 중의 예이다. Fig. 5는 패드와 간극변환기와의 관계를 나타내는데, 두 그림을 비교하면 Fig. 4의 A, B, C, D

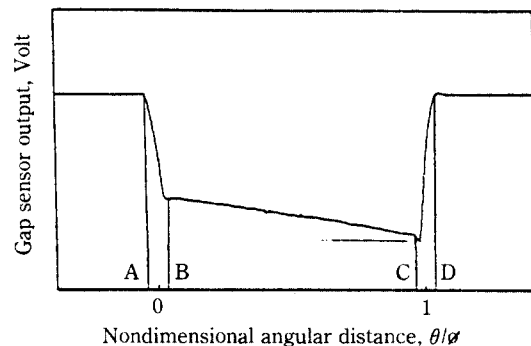


Fig. 4. Profile of gap sensor output

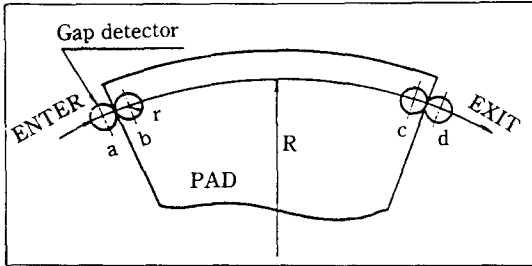
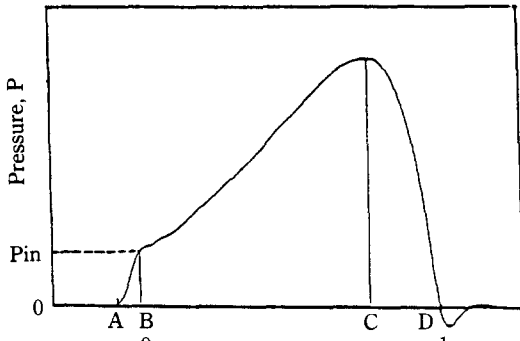


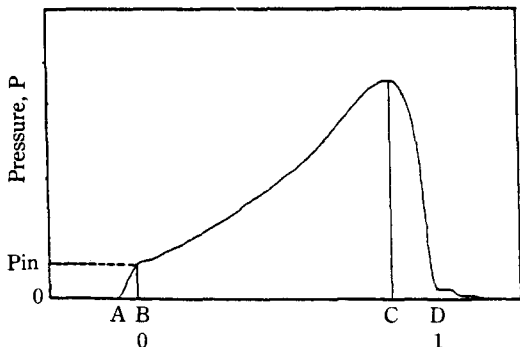
Fig. 5. Pad and gap sensor

는 각각 Fig. 5의 a, b, c, d에 대응한다.

Fig. 6은 유막의 압력신호 중 대표적인 것 두가지를 나타낸다. 패드를 지난후 음의 신호가 나타나는 Fig. 6 a와 양의 신호가 쳐져 나타나는 Fig. 6. b에서 세로축은 압력을, 가로축은 무차원화된 좌표값을 나타낸다. 패드의 선단에 가까운 A에서 압력이 급히 증가하며, B에서 증가율이 줄어 이후 완만하게 증가하여 C에서 최고압력을 이루고 급히 감소한다. Fig.



(a) $P_M = 1 \text{ kg/cm}^2$, $N = 1000 \text{ RPM}$ Mean radius



(b) $P_M = 1 \text{ kg/cm}^2$, $N = 998 \text{ RPM}$, Oter radius

Fig. 6. Pressure signals

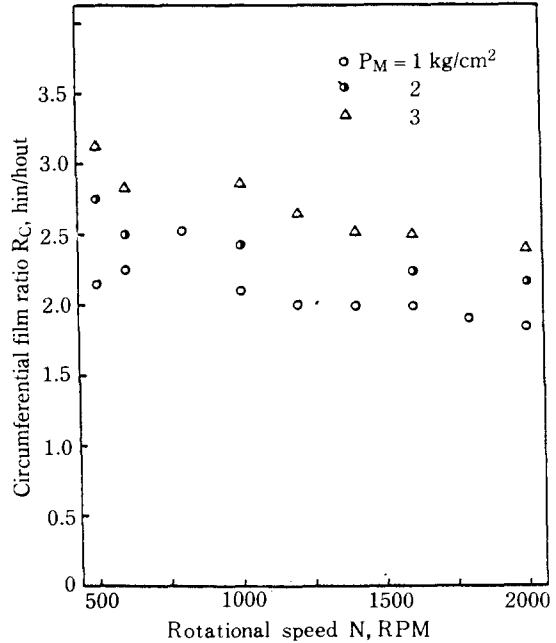


Fig. 7. Circumferential film ratio vs. shaft speed

6. a에서는 가로축과 교차하는 점을 D로 정한다. Fig. 6. b에서는 감소하는 압력이 급히 꺾이는 곳에서 앞의 기울기로 곧게 연장하는 선을 뺄어내려 가로축과 교차하는 점을 D로 정한다. 예에서 B부분이 선단부로 됨을 쉽게 추측할 수 있다. 본 연구에서는 일점으로 정해지는 D를 먼저 정하여 이를 후미로 결정하고, 압력계가 패드를 스치는 시간만큼의 앞인 B점을 구하여 선단으로 결정한다.

Fig. 7은 유막형상비와 원판의 회전수와와의 관계를 나타낸다. 선단부와 후미부의 유막두께는 각각 내경과 외경에서의 유막두께의 평균값이다. 원판의 속도가 증가할수록 유막형상비는 작아진다. 이는 회전원판의 속도가 커짐에 따라 마찰력이 증가하기 때문으로 해석된다. 마찰력이 증가하면 피복점을 중심으로 패드가 앞으로 기울게 하는 짝힘이 증가하여 유막형상비는 작아진다. 그리고 하중이 증가하면 유막형상비는 커지는데, 이는 하중이 증가하면 열발생량이 증가하고 이로 인해 후미부의 점도가 선단부에 비해 더욱 낮아지므로, 후미부의 유막두께가 상대적으로 작아지기 때문으로 생각된다.

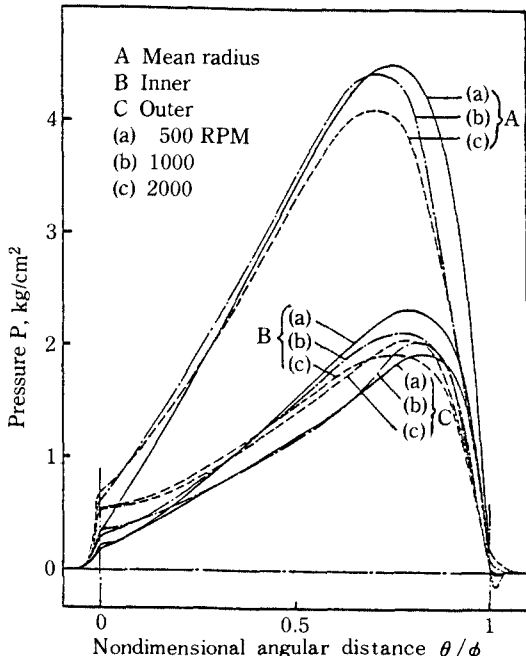


Fig. 8. Pressure signals ($P_M = 2 \text{ kg/cm}^2$)

Fig. 8은 동일하중하에서 속도의 변화에 따른 압력분포의 변화를 나타낸다. 일정하중하에서 속도가 증가하면 최고압력은 감소하며 그 위치는 선단부로 이동한다. 또한 선단압력은 증가하고, 내경부의 최고압력은 감소하는 반면 외경부의 최고압력은 증가한다. 그리고 내경부의 압력이 외경부에 비해 높는데 이는 피복점을 중심으로 내경부측의 면적이 작기 때문에 찌힘 균형을 이루기 위해 내경부측의 힘이 커지도록 기울기가 형성된 것이다.

Fig. 9는 선단압력과 원판의 회전수와의 관계를 나타낸다. 선단압력은 동일운전 조건에서는 평균반경부에서 제일 크고 내경부에서 제일 작으며, 하중이 증가하거나 속도가 증가하면 커진다. 원판의 속도가 증가하면 공급유의 속도가 증가하므로 선단압력은 커진다. 하중이 증가하면 선단에서 압력구배가 커져 윤활유의 평균속도는 작아지고 따라서 공급유의 속도차가 커져 선단압력은 커진다. 그런데 평균 면압 1 kg/cm^2 에서 회전수 1750 rpm 이상이 되면 속도의 증가에도 불구하고 선단압력이 줄어드는 결과가 나타났다. 이것은 공급유의 두께가 패

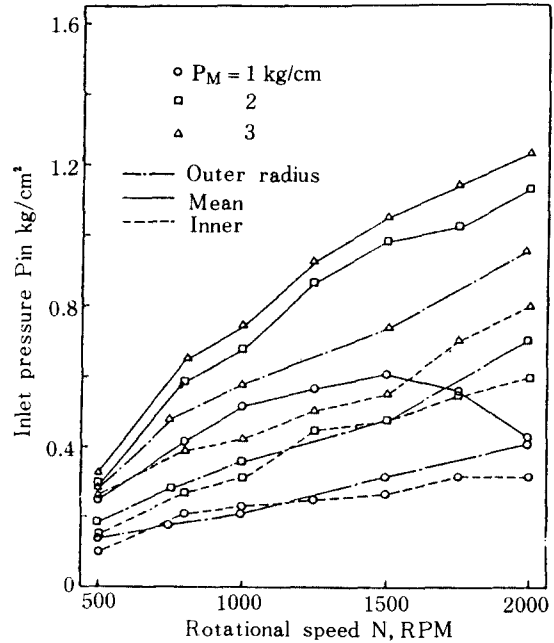


Fig. 9. Inlet pressure vs. shaft speed

드임구부의 유막두께에 비해 충분한 선단압력을 형성하기에 부족하기 때문으로 해석된다. 본 연구에서는 분당 18.4리터의 유량을 공급하였는데, 70mm 폭에 윤활유가 퍼져 공급되면, 축

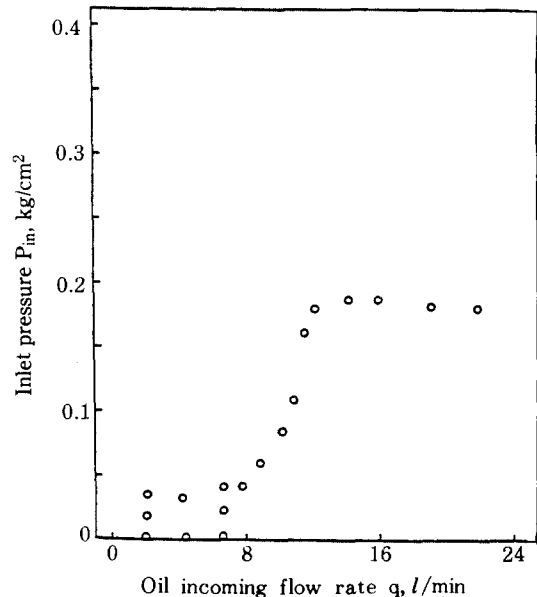


Fig. 10. Inlet pressure vs. oil incoming flow rate ($N = 700 \text{ RPM}$, $P = 1 \text{ kg/cm}^2$, outer radius)

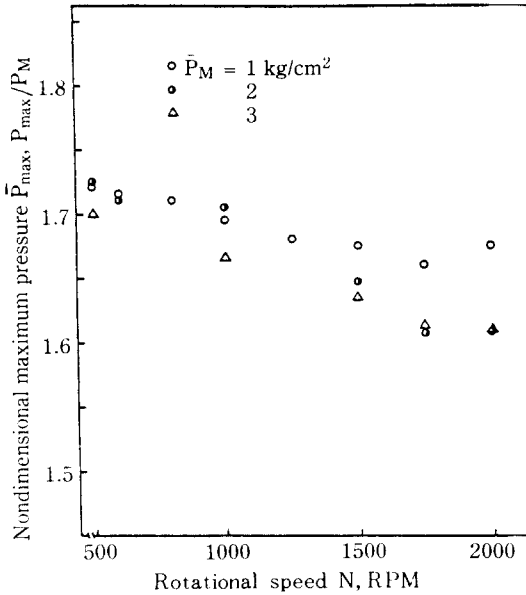


Fig. 11. Maximum pressure vs. shaft speed

의 회전수가 1750~2000 rpm에서는 공급유막의 평균두께는 200~220 μm 정도이다. 이 때의 선단에서의 유막두께는 측정결과 200~250 μm 이다. Fig. 10에 선단압력과 유량과의 관계를 나타낸다. 그림과 같이 선단압력은 어느 값의 급유량까지는 변하며, 이 값을 지나면 일정하게 되는 관계가 있다. 즉 앞의 경우는 유막두께와 급유두께가 포화되기 전의 관계에 있기 때문에 속도의 증가에도 선단압력이 커지지 않은 것이다.

Fig. 11은 평균반경에서의 최고압력과 회전수와의 관계를 나타낸다. 회전수가 증가함에 따라 최고압력은 작아진다. 회전수가 증가하면 선단압력이 커지므로 최고압력은 작아져서 패드가 지지하고 있는 하중과 균형을 이룬다.

Fig. 12는 평균반경에서 최고압력의 선단으로부터의 각을 패드의 내각으로 나눈 백분율과 축의 회전수와의 관계를 나타낸다. 원판의 속도가 증가함에 따라 최고압력점은 선단부로 이동한다. 이것은 유막형상비가 줄어드는 것과 대응되는 관계를 이루고 있다.

등점도 이론에 의하면, 피복점만 정해지면 유막형상비 및 최고압력점의 위치는 일정하며 일정하중하에서의 최고압력 크기가 속도에 따라

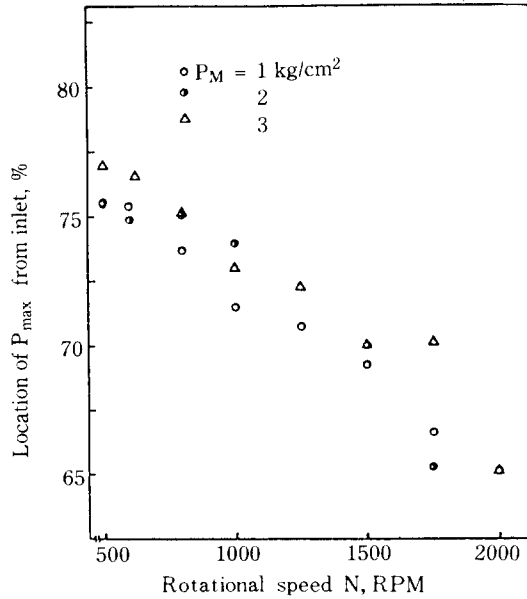


Fig. 12. Location of maximum pressure vs. shaft speed

변하지 않는다. 그러나 본 연구와 같이 실제로는 많은 변동이 따른다. 기존의 해석이 차이를 보이는 것은 이러한 이유로 해석된다.

Fig. 13은 추력편과 원판에서의 온도증가량과 회전수와의 관계를 나타낸다. 추력편에서의

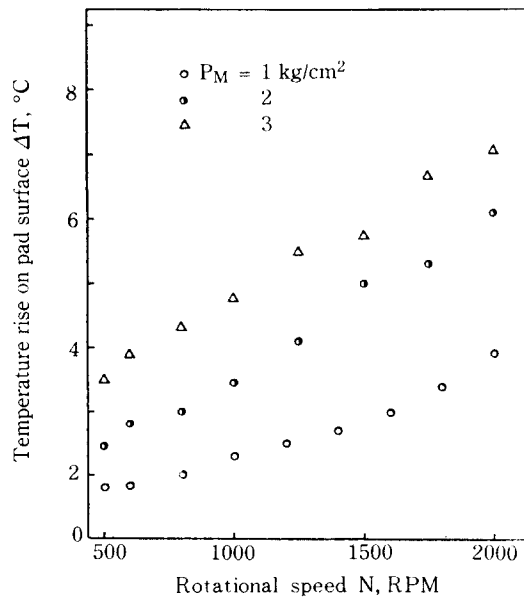


Fig. 13.a. Temperature rise on pad surface vs. shaft speed

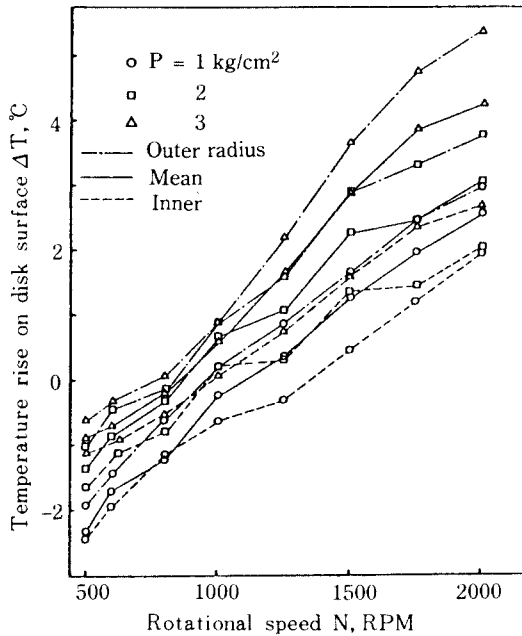


Fig. 13.b. Temperature rise on disk surface vs. shaft speed

온도증가량은 추력편에서 측정한 온도 중 최고 온도와 급유온도와의 차이를 말하며, 원판에서의 온도증가량은 내경부, 평균반경부, 외경부로 3곳에서 나타낸다. 온도증가량은 하중과 속도가 증가하면 커진다. 원판에서의 온도증가량은 외경부로 갈수록 커진다. 본 연구에서 추력편에서는 급유온도보다 낮은 온도가 나타나지 않았으나 원판에서는 급유온도보다 낮은 온도가 나타났다. 이는 원판의 열용량이 크기 때문에 추력편보다 열영향을 적게 받는 것으로 해석된다. 그러나 속도가 증가함에 따라 원판에서의 온도는 급격히 증가함에 비해 패드에서는 완만하게 증가한다. 그리고 하중의 증가에 따른 온도 증가량은 원판보다 패드에서 더 크다. 이로 미루어 저하중 고속하에서는 원판의 온도가 베어링의 성능에 지배적인 영향을 주는 인자로 뒀을 알 수 있다. 또한 패드에서는 반경 방향뿐만 아니라 원주방향으로도 온도가 균일하지 않고 차이가 있는데 비해 원판에서는 원주방향으로 일정한 온도를 보이고 있다. 이것으로 보아 경계면의 온도증가량을 평균치로 정하면 원판에서의 온도증가가 더욱 지배적인 성능

인자로 된다.

4. 결 론

본 연구에서 단일 패드 피벗식 추력베어링의 피벗점을 반경방향으로 패드폭의 51%, 원주방향으로는 선단으로부터 패드각의 61% 지점에 두고, 성능인자로 연속적인 유막두께와 압력 그리고 온도를 동시에 측정할 수 있었으며 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 유막형상비는 동일하중에서 속도가 증가하면 작아지며, 동일속도에서 하중이 증가하면 커진다.
2. 선단압력은 원판의 회전속도가 증가하거나 하중이 증가하면 커진다.
3. 동일 하중하에서 선단압력이 커지면 최고압력은 작아진다.
4. 회전원판의 온도는 외경부로 갈수록 높으며, 원주방향으로는 일정하다.
5. 회전원판의 온도상승량은 회전속도 및 하중이 증가하면 커진다.
6. 저하중 고속하에서는 선단압력과 원판의 온도가 베어링의 성능에 지배적인 영향을 주는 성능인자이다.
7. 이상의 결과로 선단압력 및 회전원판의 온도는 매우 중요한 성능인자이며 베어링 성능을 해석할 때는 이를 고려하여야 한다.

사용기호

- h_{in} : 패드 선단부의 평균 유막두께
- h_{out} : 패드 후미부의 평균 유막두께
- h_o : 최소 유막두께
- P : 유막의 압력
- P_M : 패드에 작용하는 평균면압
- P_{in} : 선단발생압력
- P_{max} : 유막에 발생하는 최고압력
- \bar{P}_{max} : 무차원화된 최고압력
- R_c : 유막형상비
- T_{in} : 공급유의 온도
- V : 원판의 미끄럼 속도

W : 패드에 작용하는 하중
 θ : 유막의 좌표각
 ΔT : 온도상승량
 ϕ : 패드의 내각
 ω : 원판의 회전각속도
 μ : 윤활유의 점도
 μ_{in} : 공급유의 점도

참고문헌

1. A.K. Tieu, "Research Note: A Three Dimensional Oil Film Temperature Distribution in Tilting Thrust Bearing", J. Mech. Eng. Sci., Vol. 16, No. 2. pp. 121-124.
2. A.K. Tieu, "A Numerical Simulation of Finite Width Thrust Bearings, Taking into Account Viscosity Variation with Temperature and Pressure", J. Mech. Eng. Sci., Vol. 17, No. 1, 1975, pp. 1-10.
3. Kim, K.W., Tanaka, M. & Hori, Y., "A Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped, Tilting-Pad Thrust Bearings", ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 105, July 1983, pp. 405-413.
4. A. Mori, M. Iwamoto & H. Mori, "潤滑流体の慣性力を考慮した傾斜平面スライダの特性解析(第2報)", 潤滑 第28卷 第9号 (1983) pp. 677-684.
5. A. Mori, M. Iwamoto & H. Mori, "潤滑流体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号 (1984) pp. 435-442.
6. 李鍾琮, "피벗식 추력베어링의 성능에 관한 실험적 연구", 한국과학기술원 석사 학위논문, 1984
7. 李在千, "PAD선단의 압력발생을 고려한 피벗식 추력베어링의 성능해석", 한국과학기술원 석사 학위논문, 1985