

LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 압력 및 온도 특성에 관한 실험적 연구

하현천 · 양승헌 · 변형현

한국중공업 기술연구원

Experimental Study on the Characteristics of the Film Pressure and Temperature in a 5-Pad Tilting Pad Journal Bearing of LOP Type

Hyun Cheon Ha, Seong Heon Yang and Hyung Hyun Byun

Research and Development Center, Korea Heavy Industries & Construction Co. (HANJUNG)

Abstract—The static characteristics of a five-pad tilting pad journal bearing of load on pad (LOP) type have been investigated experimentally under the different values of bearing load and shaft speed. The diameter and length of the bearing are 300.91 mm and 149.8 mm, respectively. Circumferential distribution of the film pressure, film thickness, journal surface temperature and bearing surface temperature are measured. A noticeable inlet pressure rise is observed at the entrance of each pad, especially the bottom pad. The inlet pressure is increased by the increase of shaft speed as well as bearing load. In the five-pad tilting pad journal bearing of LOP type, almost all of bearing load is being carried only by the bottom pad. The maximum bearing surface temperature is observed at near the minimum film thickness. It is observed that the metal temperature of the mid-plane is higher than that of the edge at the inlet region, while the metal temperature of the edge is higher than that of the mid-plane at the outlet region.

Key words—tilting pad journal bearing, LOP type, film pressure, film thickness, bearing temperature.

1. 서 론

틸팅패드 저어널베어링은 우수한 동적 안정성 때문에 화력터빈이나 가스터빈 등과 같은 고속 회전기계 시스템에 널리 사용되고 있다. 특히 터빈발전기용 틸팅패드 저어널베어링은 직경이 크고 고속으로 회전하는 회전체(rotor)를 구속, 지지하므로 베어링과 저어널 사이의 유동이 거의 난류인 상태에서 운전되며, 점성 마찰에 의한 윤활유의 온도 상승량이 매우 많다.

따라서 대형 터빈과 같이 고속, 고하중 하에서 운전되고 있는 회전기계 시스템의 운전효율을 높이고, 안정성을 향상시키기 위해서는 베어링에 대한 운전특성을 정확하게 예측할 수 있는 기술이 필요하다. 베어링의 운전특성을 정확하게 평가하기 위해서는 실제 운

전 중인 베어링의 특성을 보다 정량적으로 평가하고 해석결과에 대한 타당성을 검증할 수 있는 실험자료를 가능한 한 많이 확보해야 한다[1-7].

본 논문에서는 LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 정적특성 즉, 압력 및 온도분포, 최소유막두께, 베어링면의 최대온도 등을 관찰하기 위하여 부하하중과 속도변동에 따른 베어링의 운전특성을 실험적으로 관찰하고 이론해석에 필요한 경계조건 등의 기본자료를 제시하고 한다.

2. 실험 장치

Fig. 1은 본 논문의 실험에 사용된 실험장치의 전체를 보여주는 사진이고, Fig. 2는 시험베어링의 조립상

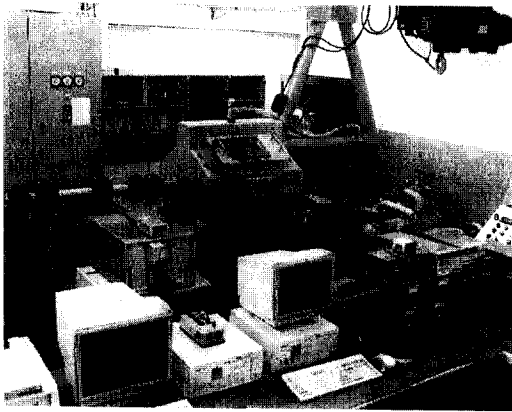


Fig. 1. Photography of the experimental apparatus.

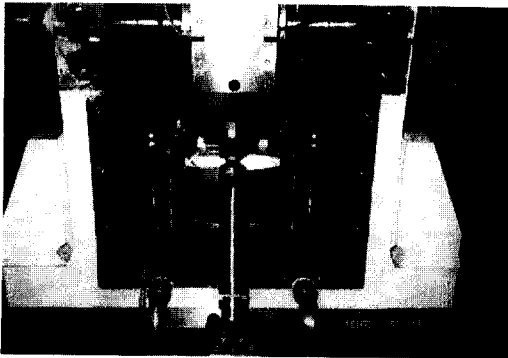


Fig. 2. Photography of the bearing system.

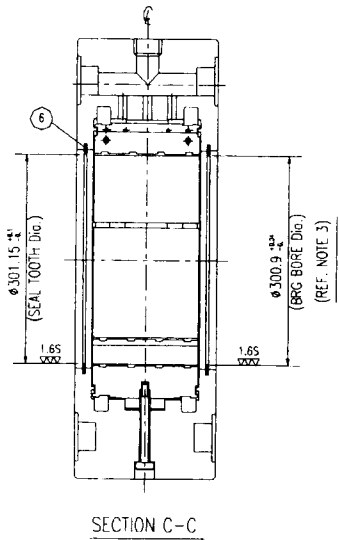
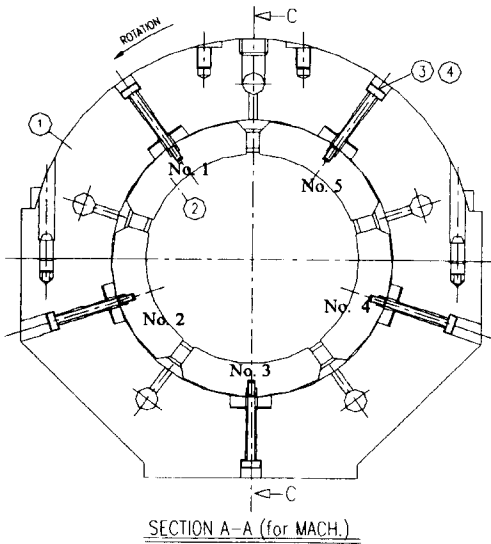


Fig. 3. Test bearing.

태를 보여주는 사진이다. 본 실험장치는 시험베어링, 축과 저어널, 하중인가장치, 동력전달장치, 윤활유공급장치, 신호처리장치, 그리고 유압가진장치 등으로 구성되어 있다.

Fig. 3은 시험베어링의 기본구조이다. 시험베어링은 패드가 5개로 구성된 LOP (load on pad)형 베어링이며, 패드는 케이싱 상부에 2개, 하부에 3개로 조립되어 있다. 베어링의 직경은 300.91 mm, 폭은 149.8 mm, 베어링의 간극은 0.450 mm이다. 각 패드는 모두 원호각이 64°로 동일한 크기로 제작되었으며, 축방향 및 원주방향의 중앙에 피벗홈이 만들어져 있다.

Fig. 4 (a)와 (b)는 베어링 중앙면에서의 원주방향으로의 온도분포를 측정하기 위한 목적으로 상부패드 (No. 1과 No. 5 패드)에 각각 8개, 하부패드 (No. 2, No. 3 및 No. 4 패드)에 각각 10개의 열전대를 심은 상태를 보여주고 있다. Fig. 5는 No. 3 패드 전면의 온도분포를 측정하기 위한 목적으로 패드 중앙면을 기준으로 좌우대칭으로 총 50개의 열전대를 심은 상태를 보여주고 있다. 그리고 베어링면의 온도를 가능한 한 정확하게 측정하기 위하여 열전대를 베어링 내면으로부터 2 mm 이내까지 삽입하였다.

원주방향으로의 유막압력, 유막두께 및 저어널 표면의 온도를 측정하기 위하여 저어널면의 중앙에 원주방향으로 압력센서, 변위센서 및 열전대를 각각 1개씩 설치하였다. 압력센서와 변위센서 사이에는

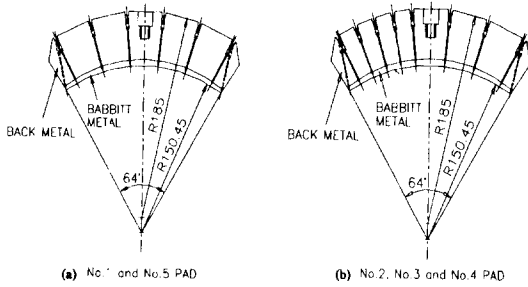


Fig. 4. Position of the thermocouple hole in the pads.

180°의 위상차가 있다. 베어링에 가해지는 하중은 시험베어링 하부에 설치되어 있는 공기 벨로우즈에 압축공기를 주입하여 공기압의 세기에 의해 하중이 부가되도록 하였다. 시험베어링에 최대 가할 수 있는 하중은 30 kN 정도이다. 축은 최대동력 225 kW인 가변속 DC모터에 의해 구동되며, 저어널의 최대 회전속도는 6600 rpm이다.

신호처리장치로는 각종 센서(압력센서, 변위센서, 열전대 등) 및 앰프, 전압공급장치, 타코메터, 슬립링, 데이터저장장치, 디지털 오실로스코프, 그리고 PC 등으로 구성되어 있다. 저어널에 설치된 압력센서, 변위센서 및 열전대로부터 감지되는 전기적 신호는 슬립링을 통하여 외부로 검출되게 하였다. 또한 베어링 케이싱에 와전류형 비접촉식 변위센서 2개를 서로 90°의 각도로 설치하여, 운전 중에 저어널과 베어링과의 상대운동을 측정함으로써, 축의 궤적 및 편심율을 측정할 수 있도록 하였다.

3. 실험 방법

베어링과 저어널 사이의 원주방향으로의 유막압력, 유막두께 그리고 베어링과 저어널의 상대변위는 압력센서와 변위센서를 이용하여 측정하였다. 이들 센서로부터 감지되는 전기적 신호는 디지털 오실로스코프를 이용하여 파형을 분석한 다음, PC와 인터페이스하여 저장하였다. 축의 회전수는 디지털 타코메터를 이용하여 측정하였으며, 열전대로부터 감지되는 전기적 신호는 data acquisitions system을 이용하여 실제 온도로 환산한 다음 PC와 인터페이스하여 저장하였다

본 논문에서는 축의 회전속도, 부하하중의 변화에 따른 베어링면의 온도, 유막압력, 유막두께 등의 변화를 실험적으로 관찰하기 위해 다음과 같은 실험조건

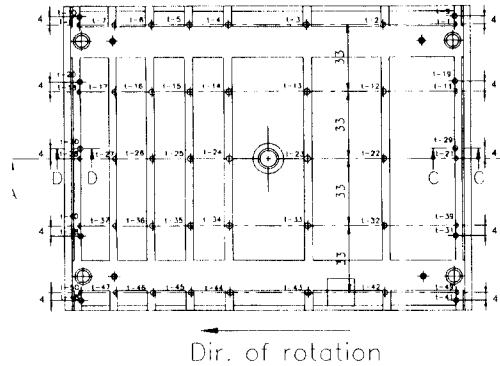


Fig. 5. Position of the thermocouple hole of the No. 3 pad.

을 설정하였다.

- 저어널의 회전속도(N): 1,200~3,600 rpm
- 부하하중(W_L): 0, 5, 10, 15 kN
- 윤활유의 공급온도(T_s): 40~0.5°C
- 윤활유의 공급유량(Q_s): 120 l/min

4. 실험 결과 및 고찰

Fig. 6은 $N=1800$ rpm, $W_L=10$ kN인 상태에서 베어링 중앙면의 원주방향으로의 유막압력(P)과 유막두께(h)의 분포를 나타낸 그림이다. 유막두께의 분포를 살펴보면, 각각의 운전조건 하에서의 유막형상과 패드의 기울기, 그리고 최소유막두께가 발생하는 위치를 알 수 있다.

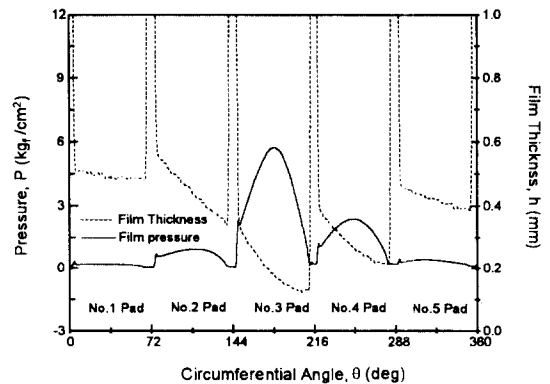


Fig. 6. Circumferential distributions of the film pressure and thickness in the mid-plane ($N=1800$ rpm, $W_L=10$ kN, $Q=120$ l/min, $T_s=40^\circ\text{C}$).

이 그림에서 상부패드는 유막형상이 췌기형상으로 되어 있지만, 그 경사각이 매우 작고 그 두께가 거의 베어링 간극과 같으므로 틸팅패드 저어널베어링의 성능해석을 수행할 때, 상부패드는 저어널 면과 거의 평행하다고 가정해도 타당할 것으로 판단된다.

그리고 유막압력 분포를 살펴보면, 각 패드 입구부에는 대기압보다 높은 압력이 발생하는데 이것이 바로 패드 입구부에서 발생하는 선단압력이다. 이 선단압력은 유막압력이 가장 크게 형성되는 No. 3패드에서 가장 크다. 그러나 이 선단압력은 유막압력이 거의 형성되지 않는 상부패드(No. 1, No. 5패드)에도 크기는 작지만 발생되고 있음을 알 수 있다. 즉, 이 선단압력에 의해 상부패드는 하중을 받지 않음에도 불구하고 운전 중 항상 췌기형상을 유지하게 되므로 상부패드도 부하패드가 된다. 이는 운전 중인 베어링의 안정성을 향상시키는 요인이 된다.

선단압력은 패드입구에서 선단압력 만큼의 경계압력을 증가시키기 때문에 유막압력을 증가시키는 요인이 되므로 결국, 베어링의 부하능력을 증대시킨다. 또한 선단압력에 의해서 각 패드의 경사각이 증가됨으로써 각 패드입구에서 완전한 유막형성을 위해 필요로 하는 공급유량은 증가하는 반면, 각 패드출구를 흘러나가는 가열된 재순환되는 유량은 감소되기 때문에 베어링면의 온도를 감소시킨다[7]. 따라서 틸팅패드 저어널베어링의 패드입구에서 발생하는 선단압력에 대한 자료는 동 베어링의 열유체해석에서 매우 중요하다.

Fig. 7은 회전속도와 부하하중의 증가에 따른 No.

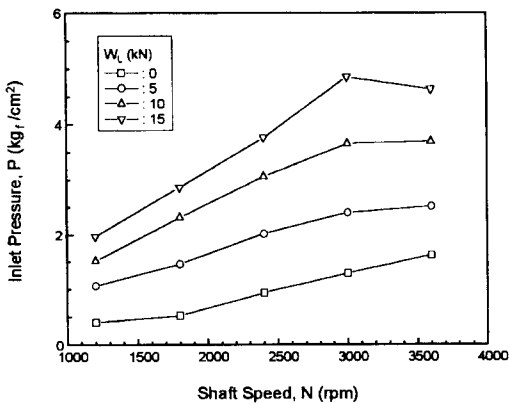


Fig. 7. Variation of inlet pressure of No. 3 pad with shaft speed (Q=120 l/min, Ts=40°C).

3패드입구의 선단압력의 크기를 나타낸 그림이다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 부하하중이 증가할수록, 그리고 저어널의 회전속도가 빠를수록 선단압력은 증가한다. 다시 말하면, 부하하중이 증가되면 유막 두께가 감소하고, 회전속도가 빨라지면 유체의 관성력이 증가되는데 패드입구에서의 유막두께의 감소와 관성력의 증가가 선단압력의 상승 요인이 된다.

Fig. 8과 Fig. 9는 N=3000 rpm에서 부하하중의 변화에 따른 베어링 중앙면의 유막압력과 유막두께의 분포를 나타낸 그림이다. 이들 그림에서 보면, 부하하중의 증가에 따라 특히, No. 3패드에서 선단압력과 유막압력은 현저하게 증가됨을 알 수 있다. 이에 반해 다른 패드에서는 이들의 크기가 거의 무시될 정도로 작

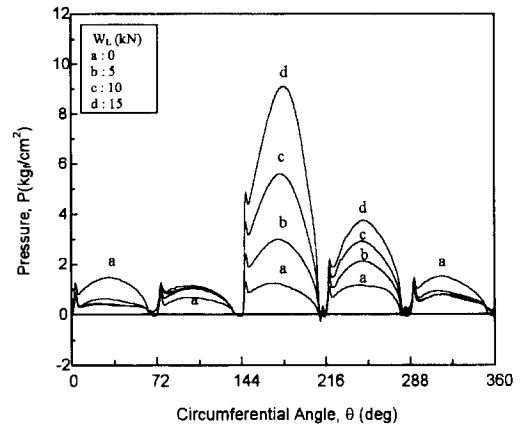


Fig. 8. Circumferential distributions of the film pressure in the mid-plane (N=3000 rpm, Q=120 l/min, Ts=40°C).

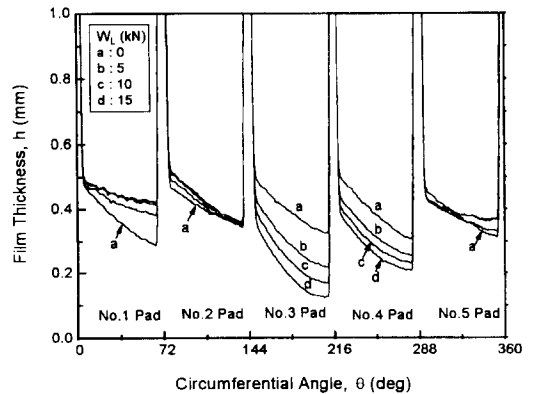


Fig. 9. Circumferential distributions of the film thickness in the mid-plane (N=3000 rpm, Q=120 l/min, Ts=40°C).

다. 따라서 LOP 형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 경우, 거의 대부분의 하중이 No. 3패드 만에 의해 지지됨을 알 수 있다. 그리고, No. 4패드에서도 작은 양이지만 선단압력과 유막압력의 크기가 증가하는 현상을 보이고 있다. 이 같은 이유는, 이론적으로는 동 베어링에서 편심각이 발생하지 않는 것으로 예측되지만, 가공공차나 조립공차 등의 복합적인 요인에 의해 운전 중에 편심각이 발생되어 나타난 현상이다. 그리고, 하중이 증가함에 따라 No. 3패드와 No. 4패드의 유막두께는 점점 줄어들지만, 다른 패드의 유막두께는 하중의 증가와는 상관없이 베어링 간극과 비슷한 두께의 짜기형상을 유지하고 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 각각 $N=1800$ rpm과 $N=3600$ rpm에서 부하하중의 증가에 따른 베어링면의 온도분포(T_p)를 나타낸 그림이다. $N=1800$ rpm에서는 부하하중이 증가함에 따라 No. 3패드의 온도가 크게 증가하는 반면, 다른 패드의 온도는 거의 변하지 않는다. 각 패드에 대하여 온도분포를 살펴보면, 회전방향으로 온도가 상승하는 경향을 보인다. 그러나 패드출구부에 이르면 온도가 약간 떨어지는 경향을 보이는데 이는 베어링 주위로의 열전달 때문이다. $N=3600$ rpm에서는, 부하하중이 증가할 수록 No. 4패드의 입구온도는 No. 3패드의 출구온도가 높음에도 불구하고 No. 1패드와 No. 2패드의 입구온도에 비해 점점 더 낮아진다. 이는 No. 4패드의 입구 혼합구에서는 No. 3패드에서 흘러나오는 가열된 재순환 윤활유의 양이 No. 1패드와 No. 2패드의 그것에 비해 작기 때문에 외부에서 공급되는 찬 윤활유가 많이 유입되기 때문이다. 이러

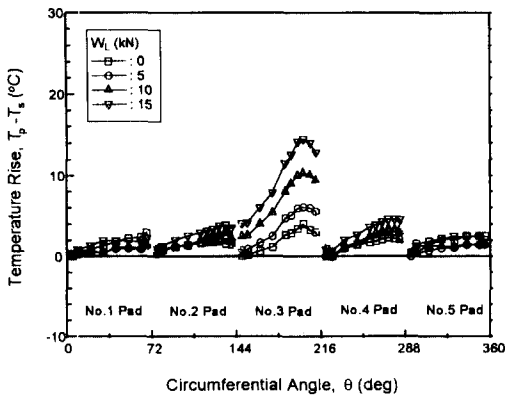


Fig. 10. Circumferential distributions of the bearing surface temperature in the mid-plane ($N=1800$ rpm, $Q=120$ l/min, $T_s=40^\circ\text{C}$).

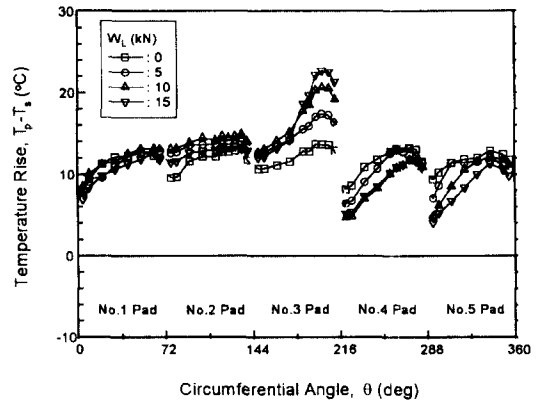


Fig. 11. Circumferential distributions of the bearing surface temperature in the mid-plane ($N=3600$ rpm, $Q=120$ l/min, $T_s=40^\circ\text{C}$).

한 현상으로부터 앞의 패드에서 흘러나오는 윤활유의 양과 외부에서 유입되는 윤활유 양의 혼합비율이 혼합온도에 지배적으로 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. Fig. 9의 유막두께 분포와 이들 온도분포를 비교해 보면, 베어링면의 최대온도는 최소유막두께 부근에서 발생함을 알 수 있다. 즉, LOP 형 5패드 틸팅패드 저어널베어링에서 베어링면의 최대온도는 최소유막두께가 존재하는 No. 3패드에서 발생한다.

Fig. 12는 저어널의 회전속도와 부하하중의 증가에 따른 베어링면의 최대온도(T_{pmax})의 변화를 보여주고 있다. 회전속도가 빠를 수록, 그리고 부하하중이 클 수록 최대온도는 증가한다. 유동이 천이영역을 지나면서부터 회전속도의 증가에 의한 온도상승은 층류유동에 비하여 더욱 증가된다. 그리고 회전속도가 증가

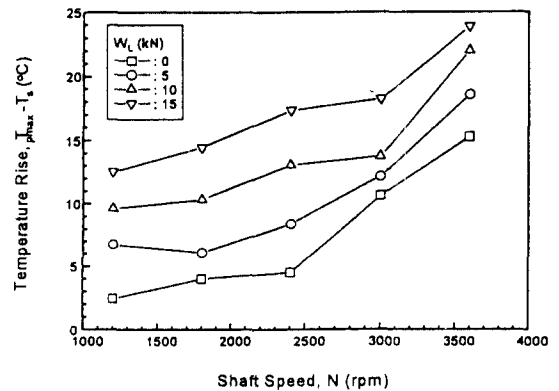


Fig. 12. Variation of the maximum bearing surface temperature with shaft speed ($Q=120$ l/min, $T_s=40^\circ\text{C}$).

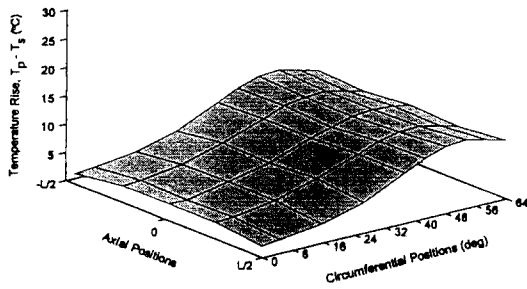


Fig. 13. 3-dimensional temperature distributions in the No. 3 pad ($N=1800$ rpm, $W_L=10$ kN, $Q=120$ l/min, $T_s=40^\circ\text{C}$).

될 수록 최대온도에 대한 부하하중의 영향은 점점 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 회전속도가 커지면 하중에 의한 편심율의 차이가 줄어들기 때문이다.

Fig. 13은 $N=1800$ rpm, $W_L=10$ kN 에 대하여 하중이 가장 많이 작용하고, 온도 상승량도 가장 많은 No. 3패드의 3차원 온도분포를 나타낸 그림이다. 모든 측정점에 대하여 패드면의 온도는 저어널의 회전방향에 따라 서서히 증가하며, 최소유막두께 부근에서 가장 높고, 출구부에서는 주위와의 열전달 때문에 약간 떨어지는 경향을 보인다. 그리고 축방향에 따른 패드의 온도분포를 살펴보면, 패드 입구부에서는 중앙부의 온도가 가장자리(-L/2과 L/2 지점)의 온도보다 높지만, 패드 출구부로 갈 수록 가장자리의 온도가 중앙부의 온도보다 높아진다. 이는 출구부 부근에서는 중앙부의 가열된 윤활유가 축방향 유동에 의해 더욱 더 가열되기 때문이다.

5. 결 론

LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링에 대한 정량적인 운전특성을 실험적으로 관찰하고, 열유체 윤활 해석에 필요한 온도 및 압력 경계조건 등을 제시하기 위하여 동 베어링에 대한 정적특성 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링은 거의 모든 하중이 No.3패드 만에 의해서 지지된다.
2. 베어링면의 최대온도는 최소유막두께 부근에서 발생하며, 회전속도가 증가할 수록 최대온도에 대한 부하하중의 영향은 점차 줄어든다.
3. 패드의 입구에서 선단압력이 발생하며, 특히 하중을 많이 받는 No. 3패드입구에서 가장 큰 선단압력

이 발생한다. 이 선단압력은 부하하중이 증가할 수록, 저어널의 회전속도가 빠를 수록 선단압력은 커진다. 다시 말하면, 부하하중이 증가되면 유막두께가 감소하고, 회전속도가 빨라지면 유체의 관성력이 증가되는데 패드입구에서의 유막두께의 감소와 관성력의 증가가 선단압력의 상승 요인이 된다.

4. 앞의 패드에서 흘러나오는 윤활유의 양과 외부에서 유입되는 윤활유 양의 혼합비율이 혼합온도에 지배적으로 영향을 미친다.

5. 패드입구부에서는 중앙부의 온도가 가장자리의 온도보다 높지만, 패드출구부로 갈 수록 가장자리의 온도가 중앙부의 온도보다 높아진다. 이는 출구부 부근에서는 중앙부의 가열된 윤활유가 축방향 유동에 의해 더욱 더 가열되기 때문이다

6. 본 논문에서 얻어진 실험결과는 대형 고속 LOP형 5패드 틸팅패드 저어널베어링의 정확한 운전성능을 예측하는데 필요한 정량적인 참고자료로서 매우 유용할 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. Booser, E.R., Missana, A. and Ryan, F.D., "Performance of Large Steam Turbine Journal Bearing," Trans. ASLE, Vol. 13, pp. 262-268, 1970.
2. Gardner, W.W. and Ulschmid, J.G., "Turbulence Effects in Two Journal Bearing Application," Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 96, pp. 15-23, 1974.
3. Kim, K.W., Tanaka, M. and Hori, Y., "A Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped Tilting-Pad Thrust Bearing," Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 105, pp. 406-413, 1983.
4. Hopf, G. and Schular, D., "Investigation on Large Turbine Bearing Working Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow," Trans. ASME, J. of Tribol., Vol. 111, pp. 628-634, 1989.
5. Taniguchi, S., Makino, T., Takeshita, K. and Ichimura, T., "A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting Pad Bearings in Laminar and Turbulent Flow Regimes with Mixing," Trans. ASME, J. of Tribol., Vol. 112, pp.542-550, 1990.
6. Ha, H.C. and Kim, K.W., "Experimental Investigation on Thermohydrodynamic Performance of Large Tilting-Pad Journal Bearing Including the Inlet Pressure

- Effect," JSME International Journal, Series C, Vol. 38, pp. 160-166, 1995.
7. Ha, H.C., Kim, H.J., and Kim, K.W., "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing," Trans. ASME, J. of Tribol., Vol. 117, pp. 160-165, 1995.