

패드 선단압력 발생을 고려한 틸팅-패드 저어널 베어링의
성능에 관한 실험적 연구

김승철* . 김경웅**

(* 현대자동차 마복리연구소, ** 한국과학기술원)

1. 서 론

안정성과 진동억제 특성이 요구되는 터어빈이나 모터등의 고속 회전기계에서는 틸팅-패드 저어널 베어링이 많이 사용되고 있다. 이는 틸팅-패드 저어널 베어링에서는 패드가 피봇이나 로울러로 지지되어 있으므로 윤활유막에서 발생하는 압력의 합력중심이 항상 이 지지점을 지나게 되어 베어링의 안정특성이 향상되기 때문이다.

틸팅-패드 저어널 베어링은 추력 베어링과 같이 불연속적인 윤활면을 갖는다. 그러므로 베어링의 입구부 선단에서 공급되는 윤활유의 충동로 인한 압력격변이 일어나는데 이때 패드 입구부에서 발생하는 압력을 선단압력이라 한다. 이러한 선단압력으로 인한 베어링의 성능변화에 관한 연구는 주로 추력 베어링에 대하여 이론 및 실험적으로 수행 되어져 왔으며 그 결과들은 선단압력이 베어링의 성능에 미치는 영향을 무시할 수 없음을 보여주고 있다.(1-4) 그러나 아직도 선단압력의 영향이 제대로 파악되고 있지 못하며, 특히 틸팅-패드 저어널 베어링에서 선단압력의 영향을 조사한 연구는 많이 부족한 실정 이다.(5-7)

그러므로 본 연구에서는 유한폭 틸팅-패드 저어널 베어링을 모델화한 실험장치를 설계 제작하여 선단압력을 포함한 유막내의 압력분포 및 유막두께를 연속적으로 측정함으로써 틸팅-패드 저어널 베어링의 성능에 미치는 선단압력의 영향을 실험적으로 조사하기로 한다.

2. 실험

2-1 실험 장치

Fig.1에 실험에 사용한 톨링-패드 제어널 베어링의 실험장치에 대한 개략도를 나타내었다. 제어널은 직경 196mm, 폭 104mm 이고 축의 직경은 45mm 이다. 축과 제어널은 회전중 윤활유막의 squeeze영향을 줄이기 위하여 연삭가공을 하여 동심도 및 표면조도를 높였다. 물을 윤활제로 사용하는 경우를 위하여 제어널의 재질은 SUS 304, 패드는 황동으로 하였다. 패드의 원주각이 36도이고 패드의 윤활면의 반경은 98.15mm로 하여 제어널과의 기하학적 접촉을 150 μ m로 하였다. 패드는 하중지지점에서 롤링(Rolling), 피칭(Pitching), 요잉(Yawing)운동을 할 수 있도록 설계하였다. 그리고 하중지지점의 위치를 조절할 수 있도록 설계하여 하중지지위치를 패드 길이 방향으로 선단에서 40-60%의 곳에 임의로 위치할 수 있도록 하였으며 패드 폭 방향으로로는 50%의 곳에 위치시켰다. 하중지지점의 윗쪽은 하중막대에 고정되고, 아랫쪽은 패드와 연결되어 지지점을 통하여 제어널과 패드 틈새의 유막에 하중이 가해지도록 하였으며, 하중은 추를 사용하여 정하중을 가하였다. 유조의 재질은 투명 아크릴을 사용하여 윤활상태를 볼 수 있게 하였다.

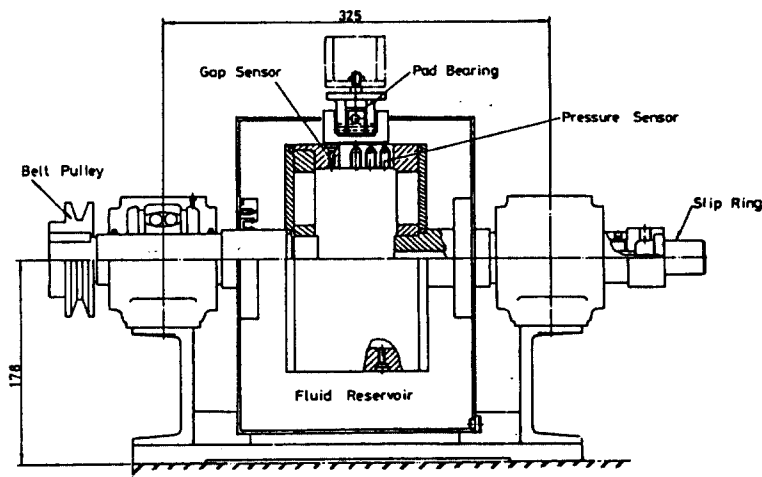


Fig. 1 Front view of test apparatus

2-2 실험 내용

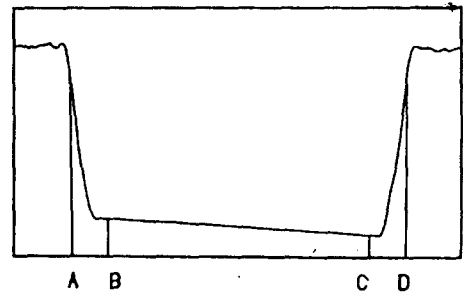
패드와 저어널 틱새 유막의 압력분포 및 유막두께는 저어널에 부착된 압력센서와 간극변환기를 통하여 원주방향으로 연속적으로 측정한다. 압력은 패드의 폭 방향으로 서로 대칭이므로 3곳($\bar{I}_p=0.5, 0.3, 0.1$)에서 패드 원주방향으로 연속적인 압력분포를 측정한다. 이로써 선단압력과 최고압력 위치를 관찰한다.

유막두께는 축길이 방향으로 2곳에 설치된 간극변환기를 사용하여 패드 원주방향의 연속적인 유막두께를 측정함으로써 패드의 기울기와 최소 및 최대유막두께를 관찰한다.

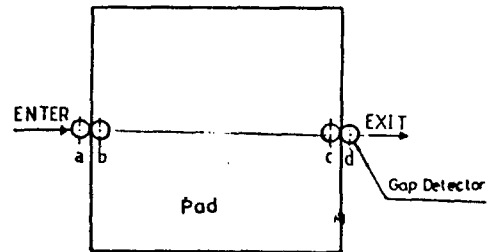
3. 실험결과 및 고찰

Fig.2는 저어널과 패드 틱새의 유막 두께를 측정한 출력신호와 패드와의 관계를 나타낸 것이다. 그림 (a)에서 A,B,C,D는 각각 그림 (b)의 a,b,c,d에 대응된다. 따라서 그림 (a)의 A와 B사이, C와 D사이의 길이는 간극변환기의 직경과 같다. 그러므로 A와 B사이의 가운데에서 C와 D사이의 가운데까지의 거리가 실제 패드의 원주방향 길이이다.

Fig.3에서 (a),(b)는 패드의 선단에서 원주방향으로 40%, 폭방향으로 50%인 곳에서 하중을 가하며 측정한 베어



(a) The signal of gap sensor



(b) Gap detector and pad

Fig. 2 An example of gap signal

링내의 연속적인 압력분포와 유막두께를 보여준다. 두 그림에서와 같이 패드 원주방향으로 선단과 중심 사이에서 하중을 가하여도 유막내부에 압력이 발생하며 쪼개형의 유막이 형성된다. 이는 패드의 선단부에 압력이 발생하여 패드 선단이 들리어지게 하여 유막형상비를 증가시키기 때문이다.

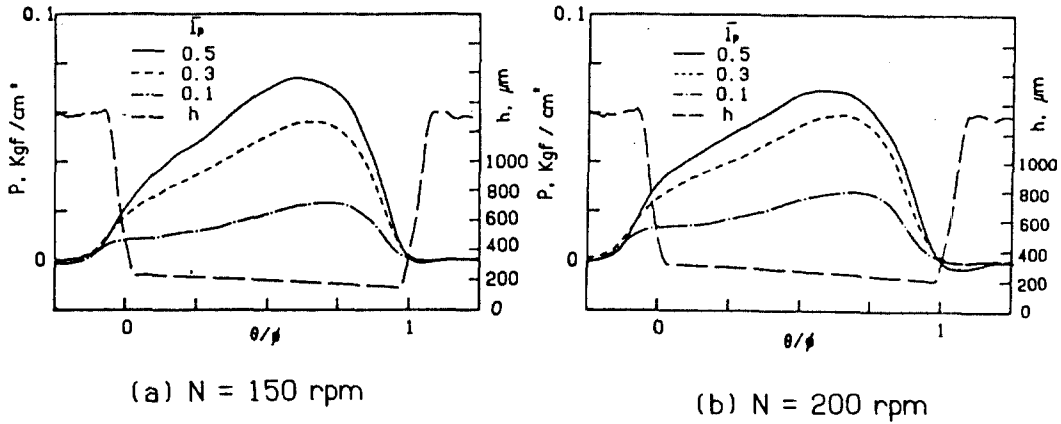


Fig. 3 Film shape and pressure distributions, $P_m=0.025 \text{ Kg/cm}^2$

Fig.4는 동일한 속도와 하중 상태에서 하중지지점이 변함에 따른 베어링내의 압력분포와 유막두께를 보여준다. 그림에서 (a), (b), (c)는 각각 패드 폭방향으로 한쪽에서 10%, 30%, 50%의 곳에서 측정한 압력분포를 하중지지위치에 따라 비교한 것이다. 그림에서 하중지지점이 패드의 선단쪽으로 이동할수록 선단압력이 증가하며 최고 압력 위치는 선단부쪽으로 이동하는 것을 알 수 있다. 또한 하중지지점이 선단부쪽으로 이동할수록 유막 형상비가 감소되나, $\bar{\theta}_p=0.6$ 과 $\bar{\theta}_p=0.5$ 인 경우의 유막형상비의 차이에 비하여 $\bar{\theta}_p=0.5$ 와 $\bar{\theta}_p=0.4$ 인 경우의 유막형상비의 차이는 그다지 크지 않다. 이것은 $\bar{\theta}_p=0.6$ 과 $\bar{\theta}_p=0.5$ 인 경우의 선단압력의 차이는 별로 크지 않은 것에 비하여 $\bar{\theta}_p=0.5$ 와 $\bar{\theta}_p=0.4$ 인 경우의 선단압력의 차이가 크게 되므로 하중지지점이 선단쪽으로 이동함에 따른 유막형상비의 감소가 억제되기

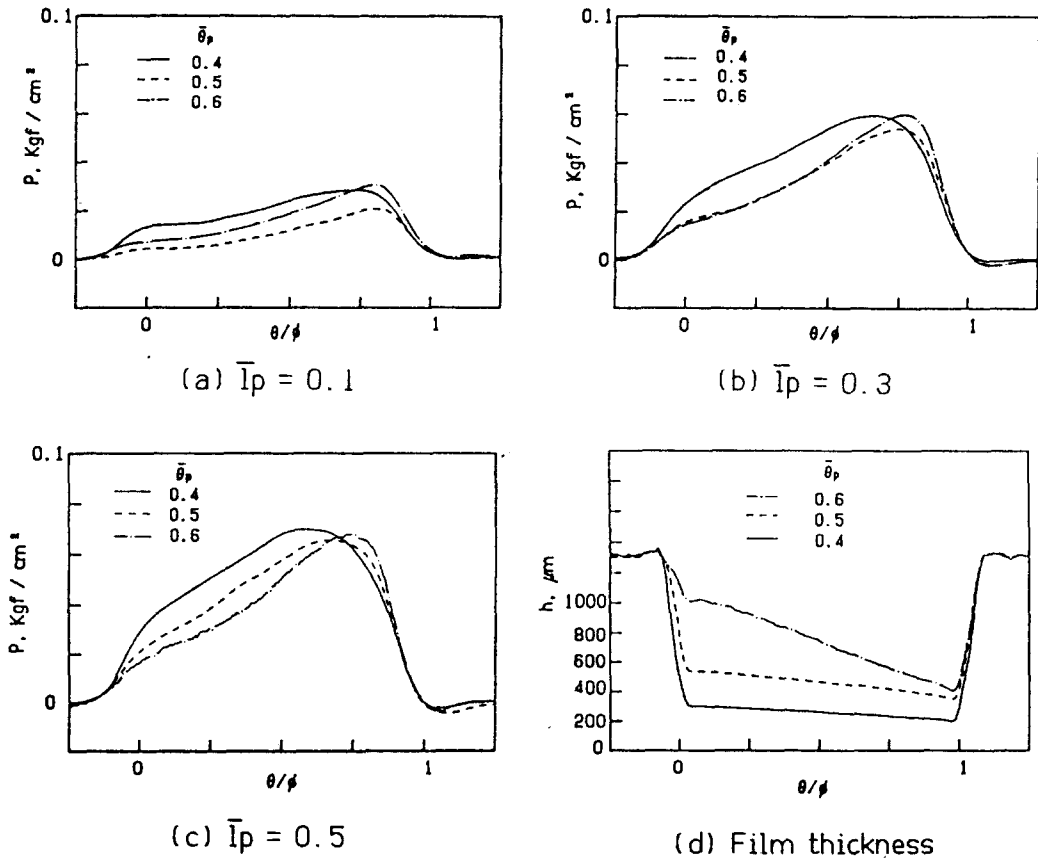
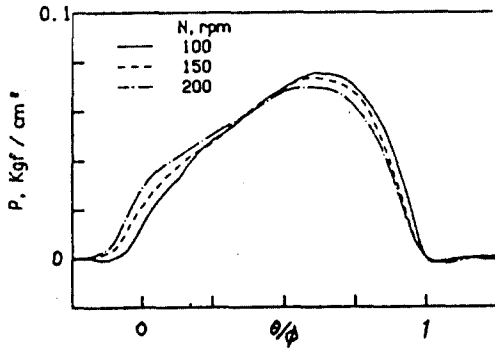


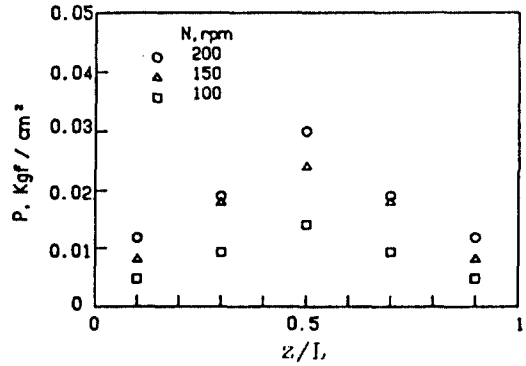
Fig. 4 Pressure distributions and film thickness
 $P_m = 0.025 \text{ Kg/cm}^2$, $N = 200 \text{ rpm}$

때문이라고 해석할 수 있다.

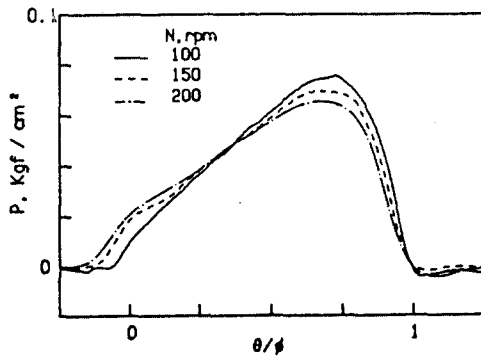
Fig.5는 동일한 하중을 각각 다른 위치에서 지지할 때 속도파 변함에 따른 패드 길이방향의 압력분포를 보여준다. (a), (b), (c) 각 그림에서 저어닐의 회전속도가 증가하면 선단압력은 커지고 최고압력은 작아진다. 이는 일정한 하중하에서 저어닐의 회전속도가 증가하면 패드 선단에 공급되는 유체의 속도가 커짐으로 선단압력이 증가하기 때문에 압력의 적분값이 일정치를 유지하도록 최고압력이 작아지는 것으로 생각된다.



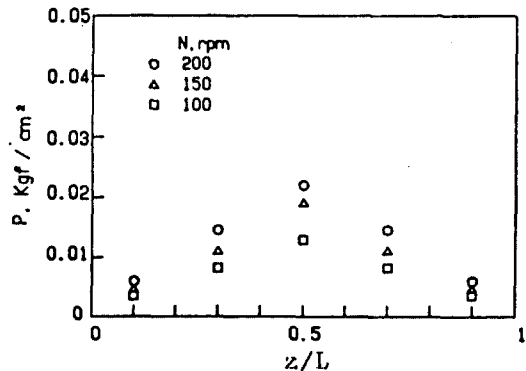
(a) $\bar{\theta}_p = 0.4$



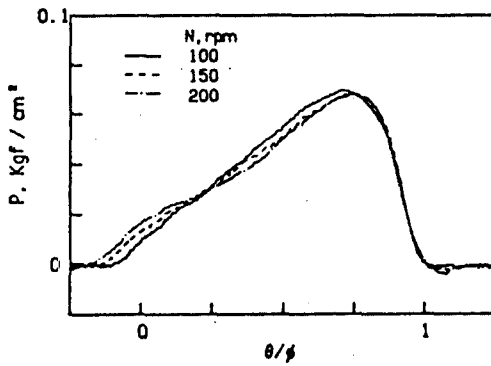
(a) $\bar{\theta}_p = 0.4$



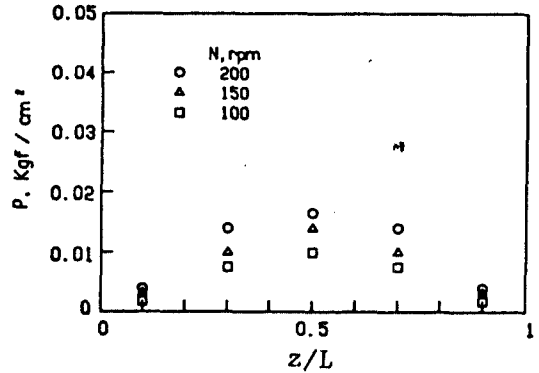
(b) $\bar{\theta}_p = 0.5$



(b) $\bar{\theta}_p = 0.5$



(c) $\bar{\theta}_p = 0.6$



(c) $\bar{\theta}_p = 0.6$

Fig. 5 Pressure distributions $\bar{I}_p = 0.5$, $P_m = 0.025 \text{ Kg/cm}^2$

Fig. 6 Ram-pressure distributions

Fig.6의 각 그림은 동일한 하중과 지지위치에서의 패드 폭방향의 선단압력을 나타낸다. 그림에서와 같이 선단압력은 패드 중심부 쪽일수록 커지며 또한 저어널의 회전속도가 증가하면 커진다. 패드 중심부로 갈수록 선단에서의 압력구배가 커져 윤활유의 유막 입구속도가 작아진다. 따라서 공급유의 속도차가 커지게 되어 선단압력은 증가한다.

Fig.7은 윤활유의 점성계수는 동일하고 N/Pm 이 일정한 값이 되는 2가지 경우에 대하여 하중지지위치 변화에 따른 최소유막두께의 변화를 나타낸다. 그림에서와 같이 회전속도가 증가하면 최소유막두께를 최대로 하는 하중지지 위치는 패드 선단쪽으로 이동한다. 이는 선단압력이 발생하지 않을 때에는 최소유막두께를 최대로 하는 하중지지 위치는 운전조건과 관계없이 일정하나 선단압력이 발생하면 최소유막두께를 최대로 하는 하중지지 위치는 선단압력이 발생하지 않는 경우에 비하여 패드 선단쪽으로 이동되며, 회전속도가 증가할수록 그 효과가 커지기 때문이다(4). 따라서 저어널의 회전속도가 증가할수록 하중지지 위치는 선단쪽으로 이동하여야 베어링의 성능이 향상됨을 알 수 있다.

Fig.8은 윤활유의 점도를 달리하여 하중지지 위치에 따른 최소유막두께의 크기를 나타낸다. 그림에서 최소유막두께를 최대로 하는 하중지지 위치는 점성계수가 큰 윤활유보다는 점성계수가 작은 윤활유를 사용한 경우가 보다 선단쪽에 있으며, 이는 점성계수가 작을수록 선단압력 발생이 최소유막두께를 최대로 하는 최적 하중지지 위치에 미치는 영향이 더 큼을 의미한다.

Fig.9는 하중지지 위치에 따른 유막형상비를 나타낸다. 그림에서와 같이 동일한 속도하에서는 하중지지 위치가 패드 후미부로 이동함에 따라 유막형상비가 증가한다. 그리고 저어널의 회전속도가 증가하면 유막형상비도 증가한다. 이는 저어널의 회전속도가 증가하면 선단압력이 커지면서 패드의 선단부가 더 들리워지게 하기 때문이다. 일반적으로 최대 부하능력을 지지

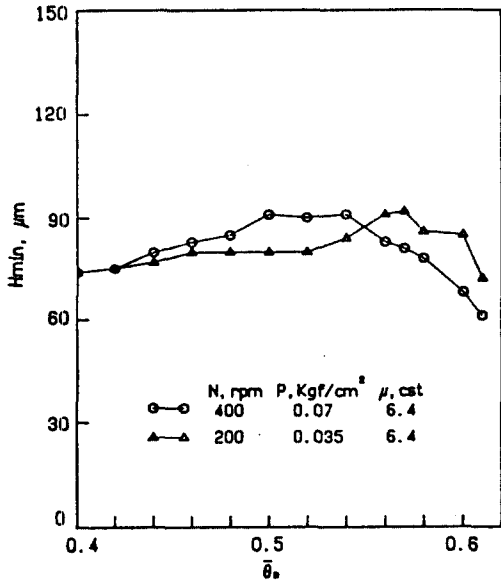


Fig. 7 Minimum film thickness vs. pivot position

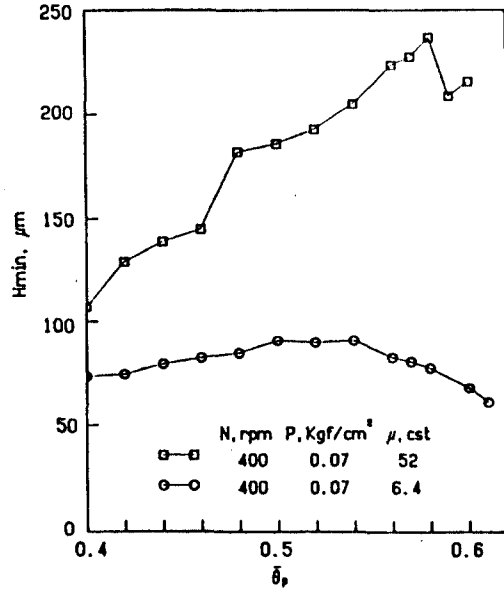


Fig. 8 Minimum film thickness vs. pivot position

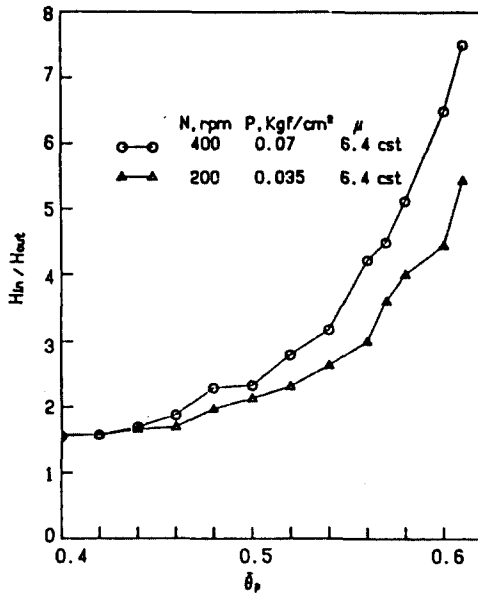


Fig. 9 Circumferential film ratio vs. pivot position

하는 유막 형상비는 2-3 정도이며, 따라서 Fig.7에서 고찰한 바와 같이 저어널의 회전속도가 증가하면 하중지지위치를 선단쪽으로 이동시켜야 적합한 유막형상비가 되어 부하능력을 증가시킬 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 유한폭 틸팅-패드 저어널 베어링에서 저어널의 회전속도, 하중 및 하중지지위치의 변화에 따른 유막압력 및 유막두께의 연속적인 분포를 측정하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 선단압력의 영향으로 패드 선단과 중심부 사이에서 하중을 가하여도 췌기형의 유막이 형성되며 그로 인하여 유막압력이 발생한다.

2. 하중이 일정한 조건에서 저어널의 회전속도가 증가하면 유막내부의 최고압력은 감소하고 선단압력은 증가한다.

3. 저어널의 회전속도가 증가함에 따라 최소 유막두께를 최대한으로 하는 하중지지위치는 선단쪽으로 이동한다.

4. 하중지지위치가 패드 중심에서 후미부쪽으로 이동함에 따라 유막형상비는 증가하며, 저어널의 회전속도가 증가하면 유막 형상비도 증가한다.

위에서와 같이 틸팅-패드 저어널 베어링에서 패드의 선단압력이 베어링 성능에 미치는 영향이 매우 중요하며, 이러한 베어링을 설계할 때 이를 충분히 고려하여야 한다.

참 고 문 헌

[1] N. Tipei, "Flow Characteristics and Pressure Head Build-Up at the Inlet of Narrow Passages", Trans. ASME, Series F, J. of Lub. Tech., Vol. 100, 1978, pp. 47-55

[2] Mori, A., Iwamoto, M. and Mori, H., "Performance Analysis of a

Plane Inclined Slider Pad Relative to Fluid Inertia Forces(2nd Report)", JSLE, Vol.28, No. 9, pp.677-684, 1983.

[3] 박홍규, 김경웅, "피봇식 추력 베어링의 선단압력과 THD 성능에 관한 실험적 연구", J. of KSLE, Vol. 2, No. 1, 1986.

[4] 김종수, 김경웅, "패드와 선단압력을 고려한 부재끝 모양의 피봇식 추력베어링의 성능해석", 대한기계학회논문집, 제12권, 제5호, pp.1063-1070, 1988.

[5] 김종수, 김경웅, "선단압력을 고려한 틸팅-패드 저어널 베어링의 정특성 및 동특성해석", 한국윤활학회 초록집, 제8회, pp.57-66, 1988

[6] A. Mori and H. Mori, "Inlet Boundary Condition for Submerged Multi-PAD Bearings Relative to Fluid Inertia Forces", the 18th Leeds-Lyon Sympo. on Tribology.

[7] Yonchul Rhim and John A. Tichy, "Entry Flow of Lubricant into a Slider Bearing -Analysis and Experiment", STLE. Tribology Trans. Vol. 31, 3, 1987, pp. 350-358