

유압 피스톤 펌프의 슬리퍼 정압베어링에 관한 윤활특성 연구

A Study on Lubrication Characteristic of Slipper Hydrostatic Bearing in Hydraulic Piston Pump

정재연 · 백일현 · 조인성 · 송규근 · 오석형 · 정석훈

J. Y. Jung, I. S. Cho, I. H. Baek, K. K. Song, S. H. Oh and S. H. Jung

Key Words : Hydraulic Piston Pump(유압피스톤펌프), Hydrostatic Bearing(정압베어링), Slipper(슬리퍼), Load Capacity(부하용량), Leakage Flow Rate(누설유량)

Abstract: The leakage generated from the clearance between the cylinder bore and the piston is one of the most serious problems in the hydraulic piston pump, and it even results in terrible decrease of the volume efficiency at a great velocity and high pressure. In this paper, the lubrication characteristic of the hydrostatic slipper bearing equipped in the hydraulic piston pump has been worked out by experimentation with three model bearings of different shape. Preparatory to this, not only the three models of piston-slipper were designed, but the corresponding experimental apparatus were also manufactured. As a result, it was verified that, according to the supply pressure, the hydrostatic bearing part of the slipper is severely affected by the pocket pressure, land pressure, oil film thickness, and leakage flow.

1. 서 론

유압 피스톤 펌프에 있어서, 고성능·고출력화에 대한 끊임없는 요구로 더욱 가혹한 조건하에서도 더욱 신뢰성 있는 운전을 가능하도록 하기 위한 많은 연구가 진행 되어왔다. 특히, 고속·고압화에 따른 상대 운동부분의 마찰과 누설은 서로 상반되는 결과를 가져오며, 펌프의 성능에 큰 영향을 미치기 때문에 많은 연구자들의 주목을 받았고 중요시 되어 왔다.

그 중에서 슬리퍼와 사판 사이는 축의 회전 운동과 피스톤의 왕복운동과의 변환구조로 되어 있는 접동부이며, 이 부분의 운동은 사판과 상대 미끄럼 속도의 변화와, 실린더 내의 압력 변화등의 영향을 받고 시간적으로 복잡한 변동을 한다.

이 분야에 대한 연구로는 A. Crook¹⁾ 등이 유체정

역학적인 슬리퍼에 대해서 발표하였다.

또한, N. Iboshi와 A. Yamaguchi²⁾는 유체 동적인 거동과 유막두께에 대한 이론 및 실험적인 연구, 小林俊一³⁾ 등은 슬리퍼 베어링부에서의 유한요소법(FEM)을 이용한 응력분포와 변형에 대한 연구, 矢部實⁴⁾ 등은 slipper 정압베어링의 작동특성에 대한 연구, C. J. Hooke⁵⁾ 등은 슬리퍼 정압 베어링의 형상과 실제 구동조건에 근접하여 성능 특성에 관한 실험적인 연구, M. Harris⁶⁾ 등은 슬리퍼 정압 베어링의 거동에 관한 이론과 실험적인 연구를 수행하였다.

유압 피스톤 펌프의 슬리퍼 정압베어링의 구동은 일반적인 정압베어링과 그 작동 원리가 다소 차이 점이 있지만, 기동시의 부하용량과 마찰 모멘트, 그리고 누설유량 등이 매우 중요한 인자가 된다. 이는 펌프의 효율 및 성능에 직접적인 영향을 미친다.

본 논문에서는 슬리퍼 정압베어링의 특성 파악을 위해, 일반적인 슬리퍼와 설계이론이 명확히 규명되지 않은 복잡한 형상의 슬리퍼 등 3가지의 슬리퍼 정압베어링을 설계 및 제작하였다.

또한, 실험을 통하여 모델링된 사판과 슬리퍼 정압베어링간의 압력, 회전수, 유막두께등 주요 윤활 특성을 파악하고자 하는 것이 본 연구의 목적이다.

접수일 : 2007년 6월 30일

정재연(책임저자) : 전북대학교 기계항공시스템공학부, 공학연구원 공업기술연구소

E-mail : jungjy@moak.chonbuk.ac.kr, Tel : 063-270-2372

백일현 : 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

조인성, 송규근 : 전북대학교 기계항공시스템공학부

오석형 : 군산대학교 기계공학과

정석훈 : 벽성대학 자동차과

2. 이론적 고찰

유압피스톤 펌프에 있어 주요 윤활부중의 하나인 사판과 슬리퍼의 상대운동에 기인한 마찰을 줄이기 위한 윤활작용으로써 Fig. 1과 같이 토출압력 P_c 를 피스톤 내부 구멍을 통해 유도하게 된다.

이 때 오리피스를 통과한 포켓압력 P_0 가 슬리퍼의 포켓 부분으로 유도되어 발생하는 유압력에 의하여 부하를 지지하게 된다.

이 경우, 슬리퍼와 사판 사이에서는 유도된 포켓압력과 슬리퍼 외부간 압력차로 인하여 필연적인 오일 누설이 발생하게 되고, 누설유량과 랜드부의 압력은 공급압력, 포켓압력, 랜드부 형상 등의 인자에 의해 변하기 때문에 다양한 종류의 랜드부 형상을 가지는 정압베어링을 설계되고 있으며, 본 논문에서는 Fig.1(b)와 같은 3종류의 정압베어링 모델을 선정하였다.

Fig. 1의 모델 A, B, C 세가지 형태에 있어서 내측반경 r_0 와 외측반경(모델 A는 r_1 , 모델 B와 C는 r_5)은 동일하게 하였다. Fig.1(b)에서 모델 C의 경우, 두 번째와 세 번째 포켓을 연결시켜주는 직경 s 의 슬롯(slot)이 가공되어 Fig.1(c)와 같이 압력분포에 변동이 발생한다.

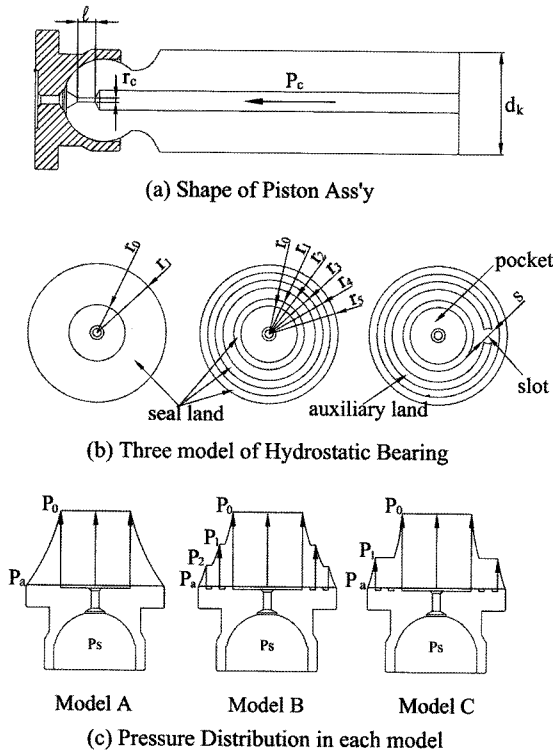


Fig. 1 Three model of slipper hydrostatic bearings and pocket pressure distribution

형상이 간단한 모델 A를 대상으로, 정압베어링의 랜드부에 발생하는 압력분포는 다음과 같이 계산할 수 있다.

피스톤 내부의 오리피스를 통한 유입되는 유량과 사판과 슬리퍼 사이를 통한 유출되는 유량은 동일 ($Q_{in} = Q_{out}$)하고, 랜드부의 내측과 외측의 압력차에 의해서 랜드부를 통과하는 누설유량이 각각의 랜드부에 있어 동일하다고 가정한다.

먼저, 피스톤 내부의 오리피스를 통해서 포켓 내로 유입되는 유량 Q_{in} 은 Hagen-Poiseuille의 식에서 다음과 같이 구해진다.

$$Q_{in} = \frac{1}{C_m} \frac{\pi r_c^4}{8\mu} \frac{P_c - P_0}{l} \quad (1)$$

여기서, C_m 은 모세관 교축의 길이가 그리 길지 않은 경우의 Poiseuille 유량계수이다.

$$C_m = 1 + 0.036 Re \frac{2r_c}{l}$$

또한, 압력차에 의해 랜드부를 통과하여 정압베어링 외부로 유출되는 유량은 다음과 같다.

$$Q_{out} \frac{dr}{r} = - \frac{\pi h^3}{6\mu} dp \quad (2)$$

(2)식을 $r = r_0$ ($p = p_0$)에서, $r = r_1$ ($p = 0$)까지 적분하면,

$$Q_{out} = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln(r_1/r_0)} p_0 \quad (3)$$

(3)식을 (2)식에 대입하고, $r = r_0$ ($p = p_0$)에서, $r = r$ ($p = p$)까지 적분해서, 정리하면,

$$p = p_r \frac{\ln(r_1/r)}{\ln(r_1/r_0)} \quad (4)$$

3. 실험장치 및 방법

일반적으로 사판식 유압피스톤펌프의 경우, 실린더 보어와 피스톤 사이에서 발생된 토출압력에 의한 추력은 슬리퍼 정압베어링이 사판의 캠면을 따라 원주방향으로 회전을 하면서 지지하게 된다.

따라서, 슬리퍼 정압베어링은 사판 면을 따라서 자전운동과 구동축에 대한 공전운동이 동시에 이루어지기 때문에, 실제 구동조건에서 사판과 접동하는 슬리퍼 랜드부의 압력 분포와 유막두께 등을 측정하기는 매우 어렵다.

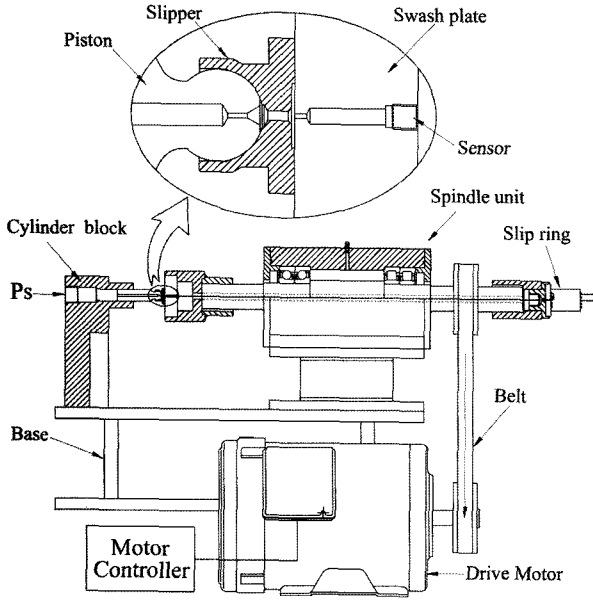


Fig. 2 Drawing of experimental apparatus

본 연구에서는 상기 항목의 측정이 가능하도록 Fig. 2와 같이 모델링 실험장치를 제작하였다. 본 실험장치에서 슬리퍼 베어링은 축중심에 위치하여, 자전운동 및 토출압력에 의한 영향을 파악할 수 있으며, 향후 공전운동이 미치는 결과에 대해서도 추가로 연구할 계획이다.

실험장치의 구조를 살펴보면, 실린더 블록은 한 개의 실린더 보어만 가공하여 고정시켜 피스톤을 삽입하였으며, 사판을 전기모터와 연결된 스핀들 유닛에 의해 회전된다.

포켓부 및 랜드부의 압력은 사판을 지면과 수직인 방향으로 1mm단위씩 이동시키면서 측정하였으며, 누설유량은 슬리퍼의 랜드부를 통해 유출된 작동유를 집적하여 계측하였다.

Fig. 3은 전체 시험회로도도를 보여준다. 테스트 유닛에 설정된 작동유 온도와 압력으로 공급하기 위한 유압시스템은 최대압력 350kgf/cm^2 , 토출용적 70cc/rev 급 유압피스톤펌프를 사용하였으며, 공급 유량의 온도를 제어하기 위하여 열교환기를 설치하였다. 또한, 펌프의 토출압력을 제어하기 위해 압력제어밸브를 장착하였다.

Fig. 2와 Fig. 3에서 실험장치의 작동원리를 살펴보면, 가변모터에 의해 구동된 피스톤 펌프는 압력 제어밸브와 열교환기에 의해 제어된 온도와 압력으로 테스트 유닛의 실린더 블록, 피스톤, 슬리퍼 정압베어링의 순서로 VG 46에 상당하는 압력유를 공급하게 된다. 또한, 테스트 유닛의 전기모터는 풀리, 벨트 및 스핀들 유닛의 순서로 구동력을 전달하여

사판을 회전시킨다. 이때, 사판 후면에 압력센서 및 갭 센서를 설치하고, 슬리퍼와 사판간의 압력 및 유막을 측정하였으며, 측정된 데이터는 슬립링을 통해 레코더 및 PC로 전송되는 방식으로 되어 있다.

Table 1에서 각 모델의 피스톤과 슬리퍼의 설계 제원을 보여준다.

Table 1 Dimension of each models

제 원(cm)	모 델	A	B	C
Diameter of piston	d_k	1.84	1.84	1.84
Inner radius of land	r_0	0.65	0.65	0.65
Radius of land (1)	r_1	1.3	0.8	0.8
Radius of land (2)	r_2	-	0.9	0.9
Radius of land (3)	r_3	-	1.05	1.05
Radius of land (4)	r_4	-	1.15	1.15
Outer radius of land	r_5	-	1.3	1.3
Radius of capillary tube	r_c	0.04	0.04	0.04
Length of capillary tube	l	0.322	0.322	0.322
Diameter of slot	s	-	-	0.3

3. 실험결과 및 고찰

3.1 공급 압력에 의한 영향

Fig. 4~6는 온도 40°C 에서 공급압력의 변화에 따라 슬리퍼 정압베어링의 중심에서 원주바깥방향으로 포켓과 랜드부의 압력을 측정된 결과이다.

각 모델에 대한 그래프에서 공급압력의 증가는 포켓압력의 증가를 가져오고, 포켓 압력 또한 원환상의 포켓과 랜드부의 압력 분포에 직접적으로 영향을 미침을 확인할 수 있다.

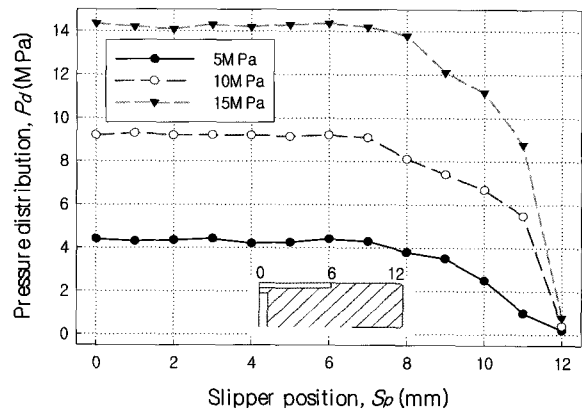


Fig. 4 Pressure distribution on the slipper (Model A)

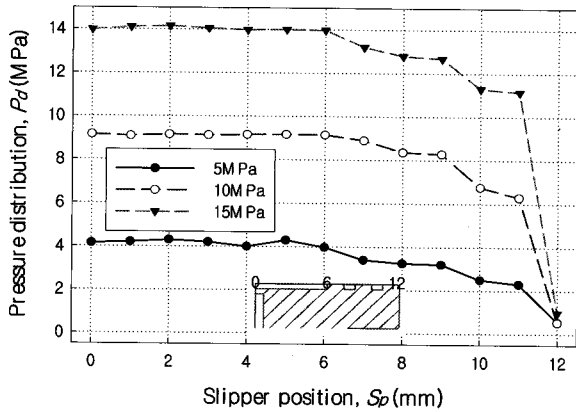


Fig. 5 Pressure distribution on the slipper(Model B)

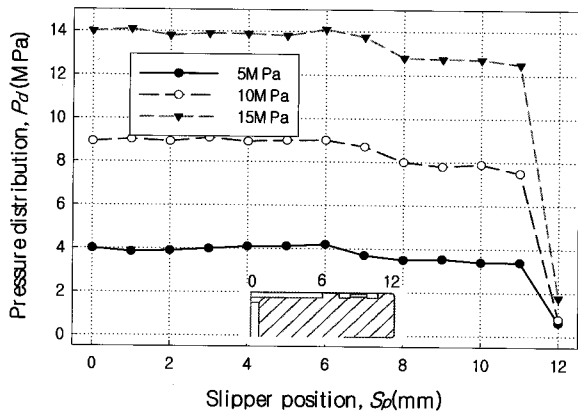


Fig. 6 Pressure distribution on the slipper(Model C)

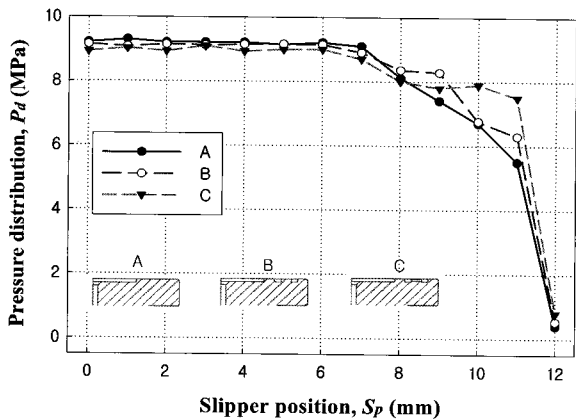


Fig. 7 Comparison of pressure distribution of the each model (10MPa)

또한, 포켓 내부(0~6.5mm)에서는 거의 일정한 압력을 유지하며, 원환상의 포켓과 랜드부를 지나면서 압력이 하강하고, 정압베어링의 외주부에 이르렀을 때 대기압에 근접한 압력분포를 보여주고 있다.

Fig. 7은 각 모델에 대하여 공급압력 10MPa에서 슬리퍼 저면의 압력분포 형상을 비교한 그래프이다.

모델 A의 경우에 있어서, 포켓부에서의 약간의

압력 차이는 존재 하지만, 압력 분포 형상이 대략 비슷한 경향을 보임을 알 수 있으며, 긴 랜드부를 통과하면서 하강하는 압력 특성을 보여주고 있다.

모델 B는 중앙에 위치한 포켓부의 압력분포는 일정하지만, 각 랜드 사이의 포켓을 통과하면서 계단식의 압력 강하현상을 보여주고 있다.

모델 C의 경우에는 포켓부를 지나 원환상의 포켓부 2개가 압력 손실이 일어나지 않을 정도로 큰 연결구로 연결 되어 있어, 공급압력에 따라서도 거의 같은 압력 분포를 형성하고 있음을 알 수 있다.

3.2 작동유 온도에 의한 영향

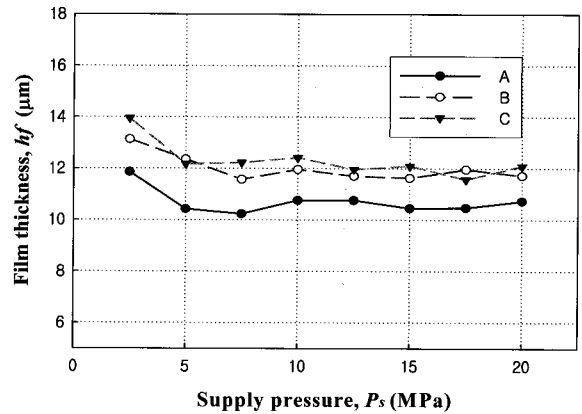


Fig. 8 Comparison of film thickness (40°C)

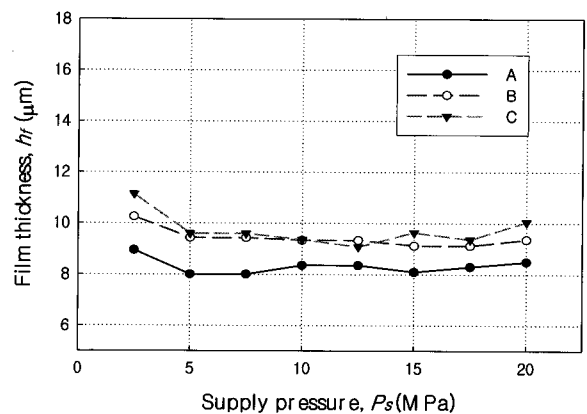


Fig. 9 Comparison of film thickness (50°C)

Fig. 8~Fig. 9는 각각의 모델에 대하여 온도 변화에 따른 유막두께 변화를 비교한 그래프이다.

Fig. 8과 같이 온도 40°C인 경우, 모델 A는 평균 10.5 μm, 모델 B의 경우 약 11.8 μm, 모델 C의 경우 약 12.1 μm의 유막두께를 보여준다. Fig. 9에서 온도 50°C의 경우, 20MPa에서 모델 A는 약 8.2 μm, 모델 B의 경우 약 9.3 μm, 모델 C의 경우 약 9.5 μm의 유

막두께를 가진다.

이상의 결과를 통하여, 3가지 모델에 있어 온도와 압력 증가에 따른 유막두께의 감소를 확인 할 수 있었다. 전체적인 경향을 살펴보면 유막두께는 C>B>A의 순서로 감소하지만, 모델 B, C의 차이는 극히 미미함을 확인할 수 있었다.

3.3 누설유량에 대한 영향

Fig. 10과 Fig. 11은 공급압력 증가에 따른 누설 유량 변화를 작동유의 온도 변화에 대하여 측정된 결과 그래프이다.

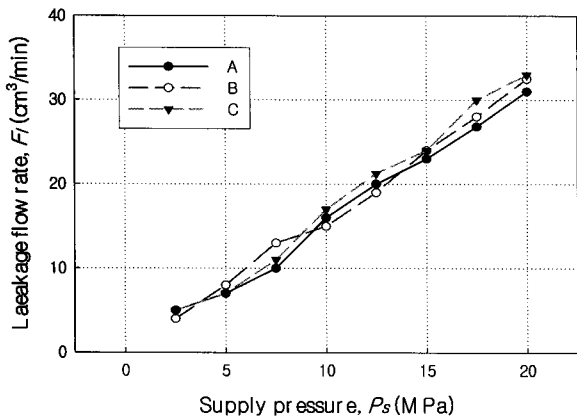


Fig. 10 Leakage flow rate variation by supply pressure (40°C)

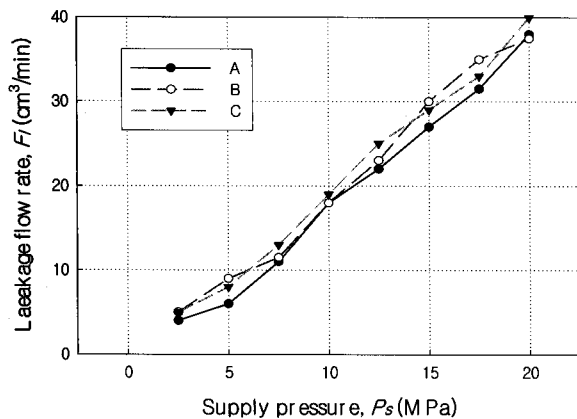


Fig. 11 Leakage flow rate variation by supply pressure (50°C)

그래프를 통해 알 수 있듯이, 3가지 모델에 있어 공급압력의 증가는 누설의 증가를 가져오는데, 이것은 공급압력이 증가할수록 포켓부의 압력과 대기 압력과의 압력 차이가 증가하여, 누설유량의 증가를 가져오기 때문이다.

또한 온도가 증가할수록 누설유량의 증가를 가져

옴을 확인 할 수 있는데, 이것은 온도 증가에 따른 오일의 점도 저하로 사판과 슬리퍼 사이를 빠져나가는 오일의 점성 저항이 작아지기 때문이다. 누설 유량 변화는 각 모델이 미소하지만 C>B>A의 순서로 누설유량이 감소하는 경향을 보이고 있으며, 실제 조건에서 작동유의 온도 상승에 대한 대응 요소가 필요한 부분임을 확인할 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 유압 피스톤 펌프의 중요 윤활부인 사판과 슬리퍼 사이의 윤활특성을 파악하고자 하였으며, 세 가지 모델에 대한 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 포켓압력은 공급압력의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하는 특성을 보였다. 또한 포켓과 랜드부의 압력특성은 슬리퍼 저면의 형상에 따라 압력 분포 형상이 변하게 됨을 알 수 있었고, 전체적인 압력 분포 크기는 모델 A>B>C 순으로 나타났다.
- 2) 온도의 증가는 점도 저하에 따른 유막두께의 감소를 가져오고, 압력의 증가는 피스톤 추력의 증가로 이어져, 사판과 슬리퍼 사이의 유막두께를 감소시키게 됨을 확인하였다. 전체적인 유막두께 크기는 모델 C>B>A 순으로 나타났다.
- 3) 공급압력의 증가에 의해, 포켓 및 대기 압력차가 증가하여 누설유량이 증가하였다. 또한 온도의 증가에 의한 점성 저항의 감소로 누설유량이 증가함을 확인하였다. 또한 누설유량의 크기는 C>B>A 순으로 나타났다.

참고 문헌

- 1) A. Crook, M.J. Fischer, "An investigation into the dynamic behaviour of hydrostatic slipper bearings." Brit. Hydromech. Res. Ass. Reseach Report R.R. 1023, 1960.
- 2) N. Iboshi and A. Yamaguchi, "Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors (2st report, Experiment)", Bulletin of the JSME, Vol. 26, No. 219, pp. 1583~1589, 1983.
- 3) 小林俊一, 池谷光榮, "斜板式 アキシアル ピストン モーター内のピストン球面・スリッパ軸受部の

- 彈性靜壓潤滑 (第 2報, 流量測定)”, 油壓と空氣壓, 第 21卷, 第 7号, pp. 711~718, 1990.
- 4) 矢部 實, 久保愛三, “斜板式油壓ポンプ・モータのスリッパ軸受の作動特性に関する基礎的研究 (第 2報, 軸受面形狀の變化を考慮した解析)”, 日本機械工學會論文集(C編), 63卷 608号, pp. 1357~1362, 1997.
- 5) C. J. Hooke, Bsc, PhD and K. Y. Li, BSc, “The lubrication of overclamped slippers in axial piston pumps-centrally loaded behaviour”, Proc Instn Mech Engrs, Vol. 202 No. C4, pp. 287~293, 1988.
- 6) R. M. Harris, K. A. Edge and D. D. Tilley, “Predicting the behavior of slipper pads in swash plate-type axial piston pumps”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, pp. 41~47, 1996.