

사판식 피스톤 펌프의 피스톤 회전 반경에 따른 윤활 특성

The Lubrication Characteristics According to the Rotating Radius of Piston in a Swash-Plate Type Piston Pump

조인성¹, 정재연^{1,✉}
Ihn Sung Cho¹ and Jae Youn Jung^{1,✉}

¹ 전북대학교 기계시스템공학부 (Division of Mechanical System Engineering, Chonbuk National Univ.)
✉ Corresponding author: jungjy@jbnu.ac.kr, Tel: +82-63-270-2372

Manuscript received: 2013.3.12 / Revised: 2013.4.8 / Accepted: 2013.5.15

Hydraulic systems are used to transform mechanical energy and fluid energy into each other. Its applications are very wide over the whole industries such as automobiles, public works, rockets, machine tools, construction heavy equipments, airplaces and so on. They are hydraulic pumps that transform energy in the systems. In this study, with basic operation principles as a start point, I tried to understand how the rotating radius of a piston affects the lubrication characteristics in more practical conditions, a swash-plate with tilt angle zero capable of rotating motion and other devices was used. In this paper, a slipper was located on 45mm eccentricity from the center of a swash-plate. As a result, through this experiment, it was found that the rotating radius of a piston affects load capacity, leakage flow and lubrication characteristics and it is one of the important parts for improving the pump efficiency.

Key Words: Swash Plate Type Piston Pump (사판식 피스톤 펌프), Lubrication Characteristics (윤활 특성), Rotating Radius (회전반경), Slipper (슬리퍼)

기호설명

d_k = Diameter of the piston
 l = Length of the capillary tube
 P_o = Pocket pressure
 P_c = Cylinder pressure
 P_s = Supply pressure
 $r_0(d_0)$ = Inner radius(diameter) of the slipper land
 $r_1(d_1)$ = Outer radius(diameter) of the slipper land
 r_c = Radius of the capillary tube
 $R_p(d_p)$ = Rotating radius(diameter) of the piston
 R_s = Rotation speed of the swash plate
 S_p = Slipper position
 ω_c = Angular velocity of the shaft
 γ = Tilting angle of the swash plate

1. 서론

유압 펌프는 기계적 에너지를 유체 에너지로 변환시켜주는 에너지 변환장치로서, 주요 상대 운동부의 윤활 특성은 유압 펌프의 성능과 효율에 직접적으로 영향을 미치기 때문에 매우 중요하게 생각되어 많은 실험과 이론 연구가 진행되어 왔다.

Sharma는 패드(pad) 두께에 따른 공급 압력 변동에 대한 응력분포와 유한요소법(FEM)을 이용한 변형 해석과 간극으로부터의 누설유량 측정은 물론 슬리퍼 정압 베어링의 포켓 형상에 따른 성능 특성에 관하여 연구하였으며,¹ Harris는 액셀 피스톤 펌프·모터에 이용되는 슬리퍼 정압 베어링의 거동에 관한 이론과 실험적인 연구를 병행하였으

며,² Koc등은 액셀 피스톤 펌프·모터에 이용되는 슬리퍼 정압 베어링의 형상과 실제 구동조건에 근접하여 성능 특성에 관한 실험적인 연구 및 슬리퍼 베어링의 거동과 최소 유막 두께, 압력손실 등에 대하여 실험적으로 측정하고 슬리퍼 베어링의 설계 절차를 마련하였다.^{3,4}

Jung 등은 슬리퍼 정압 베어링의 포켓 형상에 따른 윤활특성에 관해서 실험적 연구를 행하였으며,⁵ Cho는 사판식 피스톤 펌프에서 슬리퍼 정압 베어링의 형상에 따른 윤활특성에 대해서 이론적으로 접근하였고,⁶ Kim은 사축식 피스톤 펌프에서 압력맥동의 저감 방안에 대해서 연구하였다.⁷ Park은 사판식 피스톤 펌프 슬리퍼 정압 베어링에서 이론적 해석을 통하여 유동특성을 파악하였다.⁸

따라서 본 논문에서는 사판식 유압 피스톤 펌프의 주요 상대 운동부 중에서 슬리퍼와 사판 사이의 윤활적 특성을 파악하고자 한다. 이상대운동 부분에 있어서는 여러 가지 다양한 조건에 따른 마찰과 거동해석 등 여러 특성에 대한 연구는 활발히 이루어지고 있으나 구조적 특징에 의한 제한으로 실제 기동시의 거동과 윤활적 특성에 대한 연구는 많지 않다. 따라서 본 연구에서는 보다 실제적인 조건에 접근하여 해석을 수행하기 위해 동적인 상태에서도 측정이 가능하도록 사판과 슬리퍼를 모델링하여 실험을 수행하였으며, 기초적인 연구로서 사판의 각도를 0°로 설정하고 회전이 가능하도록 하였다. 또한, 피스톤 펌프의 실제 운전조건과 근접하게 수행하기 위하여 슬리퍼와 사판의 접동부 위치를 실제와 같이 편심을 주어 실시하였으며, 편심의 위치에 따른 특성을 파악하기 위하여 편심 거리를 기준 위치에서 변경시켜 실험하여 비교 분석하였다. 측정의 항목으로는 동적인 상태에서의 상대 운동부의 누설 유량, 포켓(pocket)부와 랜드(land)부의 압력 분포를 피스톤의 회전 반경의 변화에 따라서 측정하고 분석하고자 한다.

2. 실험장치 및 측정 방법

Fig. 1은 본 연구의 대상이 되는 사판식 피스톤 펌프의 개략적인 모습과 피스톤 및 슬리퍼의 형상을 보여주고 있으며,^{5,6} Table 1은 피스톤과 슬리퍼의 기본 제원을 나타내고 있다.

사판식 피스톤 펌프에 있어 주요 윤활부 중의 하나인 사판(swash plate)과 슬리퍼 사이의 상대운동으로 생기는 마찰을 줄이기 위한 윤활작용으로

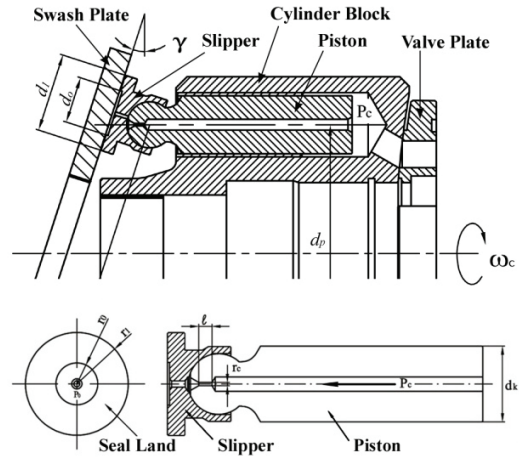


Fig. 1 Configuration of the piston and slipper

Table 1 Shape of the piston and slipper

Items	Values
Diameter of piston d_k [cm]	1.84
Inner radius of land r_0 [cm]	0.65
Outer radius of land r_1 [cm]	1.3
Radius of capillary tube r_c [cm]	0.04
Length of capillary tube l [cm]	0.322

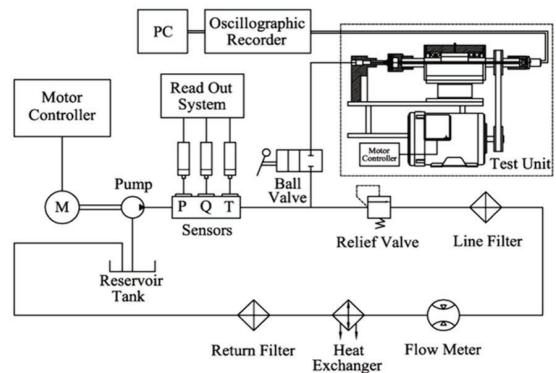


Fig. 2 Hydraulic circuit for the test

써 Fig. 1과 같이 토출압력 P_c 를 피스톤 내부 구멍을 통해 유도하게 된다. 이때 교축을 통과한 압력 P_0 가 슬리퍼의 포켓 부분으로 유도되는데, 이때 발생하는 유막력에 의하여 부하를 지지하게 된다.

Fig. 2는 실험에서 구성한 유압 회로도를 보여주고 있다. 테스트 유닛으로의 압력유 공급은 7.5cc/rev급 펌프를 사용하였다. 펌프의 구동은 AC servo motor를 사용하였으며, 이를 vector inverter를 사용하여 0~1800rpm까지 무단 변속 시킬 수 있도록

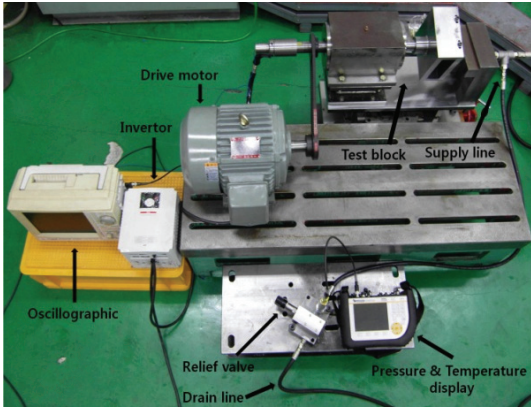


Fig. 3 Photograph of the test apparatus

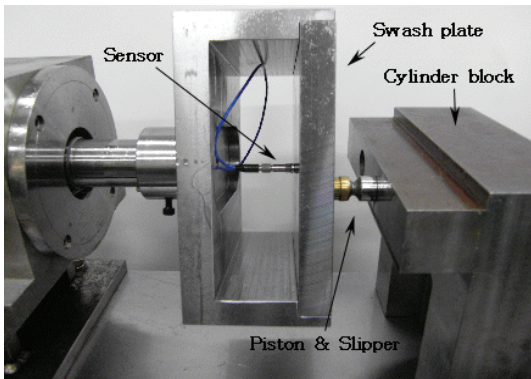


Fig. 4 Photograph of the test block

록 하였다. 펌프와 모터는 절연 커플링으로 연결하고 펌프의 토출 측에는 압력, 유량, 온도를 측정할 수 있는 Hydro-turbine을 부착하였으며, 토출 압력을 제어하기 위하여 릴리프 밸브를 장착하였고 테스트 유닛으로 압력유 공급을 위한 shut-off valve를 장착하였다. 회로 내 작동유의 청결을 위해 토출과 흡입 라인에 필터를 장착하였고, 작동유의 온도를 일정하게 유지시키기 위하여 열 교환기를 설치하였다.

Fig. 3은 Test unit을 보여주고 있으며, Fig. 4는 Test block을 보여준다. Supply line을 통해 작동유를 공급하고 공급압력은 매니폴드에 릴리프 밸브를 설치하여 조절하였고 온도과 압력을 동시에 측정할 수 있는 센서를 설치하여 확인하였다. 사판은 전기 모터로 회전시켰고 인버터로 회전 속도를 조절하였다. Test unit으로 부터의 압력 측정 신호는 Slip ring을 거쳐 Oscillographic으로 저장하여 PC에서 분석하였다.

Table 2 Testing conditions of the test apparatus

Items	Values
Rotation speed(rpm)	150~900
Supply flow rate(l/min)	7.5
Oil temperature (°C)	20~40
Rotating radius of piston (mm)	45
Supply pressure (MPa)	3~21

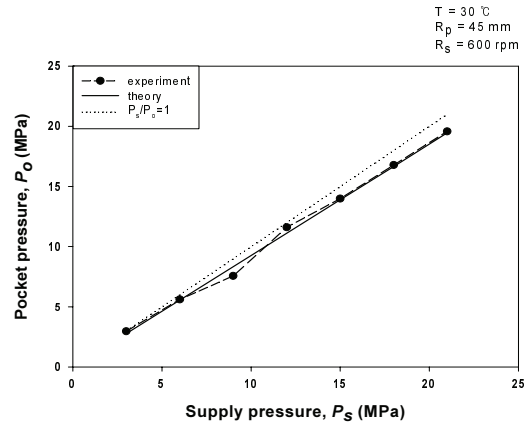


Fig. 5 Pocket pressure variation for the supply pressure

3. 결과 및 고찰

Table 2는 본 연구에서 실시한 실험 항목 및 조건을 보여주고 있으며, Fig. 5는 사판의 경사각 0°, 공급 압력 9MPa, 온도 30°C, 사판의 회전수 600rpm, 피스톤의 편심거리 45mm를 기준 조건으로 사판이 회전하지 않는 정지된 상태에서 공급압력의 증가에 대한 슬리퍼 정압 베어링 부의 포켓 압력 특성을 보여준다.

공급압력이 증가함에 따라 포켓압력이 선형적으로 증가하는 경향을 보였고, 공급압력이 증가할수록 포켓압력이 공급압력에 비해 더 작아지는 경향을 보였다. 이는 슬리퍼와 사판의 간극을 통한 누설량이 증가하기 때문이다.

Fig. 6은 사판의 경사각 0°, 공급 압력 9MPa, 온도 30°C, 사판의 회전수 600rpm, 피스톤의 편심거리 45mm를 기준 조건으로 사판의 회전수 증가에 대한 포켓압력 특성을 보여준다. Fig. 6에서, x 축은 슬리퍼에서 포켓 및 랜드의 위치를 나타내고 있으며, 0은 슬리퍼 중심 위치를 나타내고 있다. 입구 측 랜드부에서 압력이 변동성을 보이는 것은 회전하는 사판의 센싱부가 슬리퍼의 정압 베어링 부로 진입할 때 순간적인 불평형 상태가 발생하고 이로

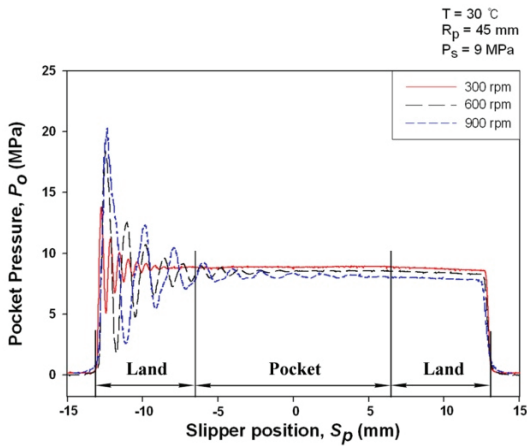


Fig. 6 Pocket pressure variation for rotation speed

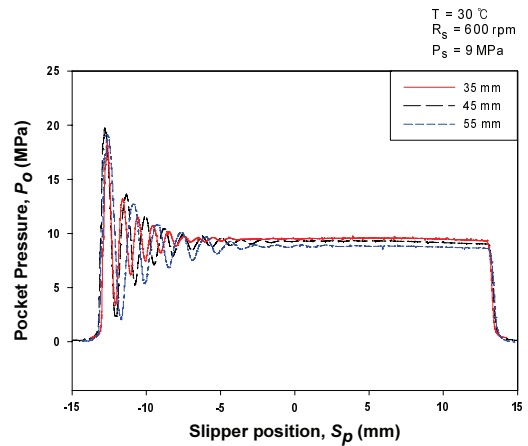


Fig. 8 Pocket pressure variation for rotating radius of the piston

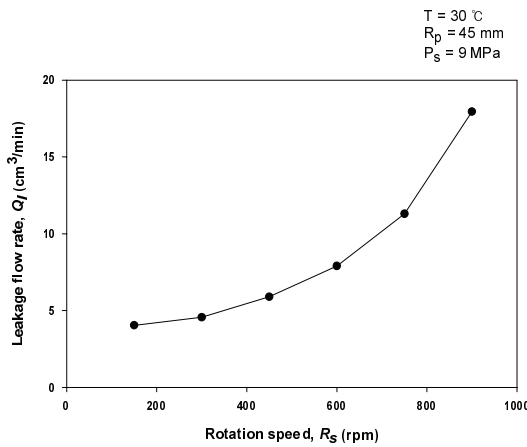


Fig. 7 Leakage flow rate variation for rotation speed

인한 변동성이 나타나는 것으로 여겨지며, 입구와 출구 측에서 슬리퍼 외경을 벗어난 영역에서도 완만하게 압력이 측정되고 있는 것은 압력 측정 센싱부의 직경이 1.5mm이기 때문에 센싱 홀의 영향으로 보여진다. 또한 출구측 랜드부에서 압력이 거의 감소하지 않고 있음을 확인할 수 있었으며, 이는 동압 효과에 의하여 압력이 상승한 영향으로 보여지며, 랜드 끝부분에서 급격하게 떨어지는 것은 chamfer가 있기 때문이다.

사판의 회전수가 증가할수록 포켓압력이 낮아지는 것을 확인하였다. 이는 사판의 회전속도가 빨라질수록 동압 효과와 원심력의 증가에 의해서 사판과 슬리퍼 사이의 간극이 증가하여 누설유량이 증가하기 때문에 포켓압력이 감소하는 것으로 보여진다.

Fig. 7은 Fig. 6과 동일한 조건에서 사판의 회전 속도에 대한 누설 유량을 보여 준다. 회전속도가 증가할수록 누설유량이 급격하게 증가하고 있음을 보여주고 있다.

이는 회전속도가 증가할수록 슬리퍼의 회전 선속도가 증가하여 상대 슬라이딩 부의 동압 효과 유막 두께가 증가하고 사판의 회전으로 인한 작동유에 작용하는 원심력이 증가하기 때문에 누설유량이 증가하게 된다.

Fig. 8은 피스톤의 편심거리를 35, 45, 55mm로 변화시켰을 경우에 피스톤의 편심거리에 따른 슬리퍼 정압 베어링의 포켓압력 특성을 보여주고 있으며, Fig. 6과 유사한 경향을 나타내고 있다. 피스톤의 편심거리가 증가할수록 포켓압력이 감소하고 있음을 알 수 있다.

이는 피스톤의 편심거리가 증가할수록 사판의 회전 선속도가 증가하여 Fig. 6에서와 같이 상대 슬라이딩 부의 동압 효과에 의해서 유막 두께가 증가하고 사판의 회전으로 인한 작동유에 작용하는 원심력이 증가하기 때문에 누설유량이 증가하는 현상을 가져 오게 된다. 따라서 같은 조건에서 슬리퍼 정압 베어링에서의 포켓압력이 감소하는 결과를 초래하는 것으로 여겨진다. 이는 슬리퍼 정압 베어링의 부하용량과도 관련이 있으며, 동일한 조건에서 피스톤의 회전반경이 커질수록 슬리퍼 정압 베어링의 부하용량이 작아질 수 있다는 것을 예측할 수 있다.

Fig. 9는 피스톤의 Fig. 8과 같은 조건에서 피스톤의 편심거리에 따른 누설유량을 보여주고 있다.

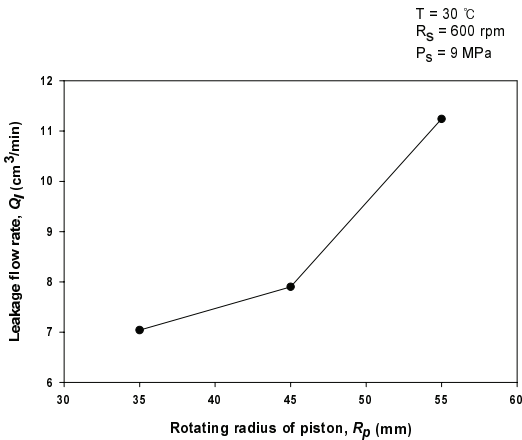


Fig. 9 Leakage flow rate variation for rotating radius of the piston

피스톤의 편심거리가 증가할수록 누설유량이 급격하게 증가하는 경향을 보이고 있음을 확인할 수 있으며, 이는 피스톤의 편심거리가 증가할수록 사판의 회전 선속도가 증가하여 사판과 슬리퍼 간의 상대운동에 따른 동압 효과에 의해서 유막 두께가 증가하고 사판의 회전으로 인한 작동유에 작용하는 원심력이 증가하기 때문에 누설유량이 증가하는 현상을 가져 오는 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구는 유압 피스톤 펌프에 있어 중요 윤활부의 하나인 슬리퍼와 사판 사이의 윤활 특성에 대해서 피스톤의 회전반경의 변화에 따른 특성 변화를 파악하고자 하였으며, 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 포켓부와 랜드부의 압력 특성은 피스톤의 회전반경의 영향을 받았으며, 피스톤의 회전반경이 커질수록 슬리퍼 정압 베어링의 포켓압력이 작아지고, 이로 인해 정압 베어링의 부하용량도 작아질 수 있음을 확인하였다.

2. 사판과 슬리퍼 간의 누설 특성은 피스톤의 회전반경이 증가할수록 누설유량이 증가하는 경향을 보였다. 이는 사판과 슬리퍼 간의 상대속도의 변화에 따른 동압 효과에 의해 유막 두께가 커지기 때문이며, 이러한 요소들은 동적인 상태에서 펌프의 효율과 직접적으로 연관이 되기 때문에 피스톤 펌프의 최적 설계를 위한 기초적인 설계 자료로 활용될 수 있을 것으로 여겨진다.

본 실험에서는 사판의 경사각을 0으로 설정하여 실험장치를 설계 제작하여 실험하였다. 그러나 실제로는 사판의 경사가 존재하며, 피스톤의 스트로크가 있기 때문에 이에 따른 변동성이 존재하리라 여겨진다. 따라서 향후의 연구에서는 사판의 경사를 조정할 수 있도록 실험장치를 구성하여 좀더 실제에 근접한 조건에서 슬리퍼 부의 압력, 유막 두께 및 누설량 등을 측정하여 분석하는 실험을 진행할 계획이다.

참고문헌

- Sharma, S. C., Jain, S. C., and Bharuka, D. K., "Influence of recess shape on the performance of a capillary compensated circular thrust pad hydrostatic bearing," *Tribology International*, Vol. 35, No 6, pp. 347-356, 2002.
- Harris, R. M., Edge, K. A., and Tilley, D. D., "Predicting the behavior of slipper pads in swash plate-type axial piston pumps," *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 118, No. 1, pp. 41-47, 1996.
- Koc, E., Hooke, C. J., and Li, K. Y., "Slipper balance in axial piston pumps and motors," *Transaction of the ASME*, Vol. 114, No. 4, pp. 766-772, 1992.
- Koc, E. and Hooke, C. J., "Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings," *Tribology International*, Vol. 30, No. 11, pp. 815-823, 1977.
- Jung, J. Y. et al., "A study on lubrication characteristic of slipper hydrostatic bearing in hydraulic piston pump," *Trans. of the KFPS*, Vol. 4, No. 3, pp. 1-6, 2007.
- Cho, I. S., "Theoretical Analysis of the Slipper Hydrostatic Bearing Shape in the Swash Plate Type Axial Piston Pump," *Journal of the KSFC*, Vol. 10, No. 1, pp. 14-20, 2013.
- Kim, K. H., Choi, M. J., Lee, K. W., and Jang, J. S., "A Study on the Reduction in Pressure Ripples for a Bent-Axis Piston Pump by a Phase Interference," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 21, No. 9, pp. 103-110, 2004.
- Park, T. J. and Yoo, J. C., "Flow Analysis in a Slipper Bearing for Swash Plate Type Axial Piston Pump," *Journal of the KSTLE*, Vol. 24, No. 6, pp. 343-348, 2008.