

# 저속에서 피스톤 슈 내부 보조 링의 윤활 효과 분석

## Investigation of the Tribological Effects of the Auxiliary Inner Ring for Piston Shoes at Low Speeds

이성렬<sup>1</sup> · 김종혁<sup>1</sup> · 홍예선<sup>2\*</sup> · 김병곤<sup>3</sup> · 문진삼<sup>3</sup> · 문준혁<sup>3</sup>

S. L. Lee, J. H. Kim, Y. S. Hong, B. K. Kim, J. S. Moon and J. H. Moon

Received: 03 May. 2015, Revised: 29 May. 2015, Accepted: 01 Jun. 2015

**Key Words** : Swash plate type piston pumps(사판식 피스톤 펌프), Piston shoe(피스톤 슈), Hydrostatic bearing(정압 베어링), Low-speed performance(저속 성능), Electro-hydrostatic actuators(전기 정유압 구동장치)

**Abstract:** In order to design a swash plate type pump for electro-hydrostatic actuators the performance of the hydrostatic piston shoe bearings in the low speed range needs to be examined, since the pump operates frequently at low speeds, compensating for position control errors as a control element. As a common practice, piston shoes are equipped with inner rings as an auxiliary element to enhance their tribological performance. In this paper, the effects of the inner rings of the piston shoes on the frictional loss and leakage flow rate were investigated, where three piston shoe models, with different inner ring shapes and different inlet orifice sizes, were integrated. The test results showed that a large inner ring and small inlet orifice were advantageous for reducing both the frictional loss and leakage flow rate; this could also be confirmed by computational analyses.

### 기호 설명

$B$  = Balance ratio

$\gamma$  = Inclination angle of swash plate, deg

$d_p$  = Piston diameter, mm

$d_o$  = Inlet orifice diameter, mm

$d_r$  = Recess diameter, mm

$d_s$  = Piston shoe diameter, mm

$F_f$  = Friction force on piston, N

$F_l$  = Lift force on piston shoe, N

$F_n$  = Normal load on piston shoe, N

$F_p$  = Force caused by cylinder pressure, N

$h_g$  = gap height, mm

$M_r$  = Righting moment, Nm

$p_c$  = Cylinder pressure, bar

$p_r$  = Recess pressure, bar

$Q_{in}$  = Inlet flow rate, lpm

$Q_{out}$  = Outlet flow rate, lpm

$R_r = d_r/d_s$  = Recess ratio

### 1. 서 론

EHA(electro-hydrostatic actuator)에 사용되는 펌프는 명령 신호에 따라서 구동 실린더의 위치제어 오차를 보상하기 위해 방향 전환과 더불어 가속, 정속 회전, 감속을 불규칙하게 반복해야 하므로 펌프 요소의 윤활에 불리한 조건에서 주로 작동하게 된다.

특히 항공기의 조종면이나 선박의 조타 장치에 사용되는 EHA와 같이 항로 오차의 보정을 위해 작은 크기와 낮은 속도 성분의 명령 신호로 작동하는 경우

\* Corresponding author: yshong@kau.ac.kr

1 Dept. of Aerospace & Mechanical Eng., Graduate School, Korea Aerospace University, Goyang-city, Gyeonggi-do 412-791, Korea

2 School of Aerospace & Mechanical Eng., Korea Aerospace University, Goyang-city, Gyeonggi-do 412-791, Korea

3 Yoowon Industries LTD., Busan 604-030, Korea

Copyright © 2015, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

유압 펌프는 주로 혼합 윤활 영역 내에서 회전할 수 있다.

이런 이유로 EHA용 펌프로써 사판식 피스톤 펌프를 사용하여 높은 효율을 추구하려면 고속보다는 저속 혼합 윤활 영역에서 피스톤, 밸브 플레이트, 피스톤 슈와 같은 요소들의 마찰과 누설 손실을 낮추는 설계가 이루어져야 한다.

저속 혼합 윤활 영역에서 피스톤이나 밸브 플레이트의 마찰 특성을 연구한 사례는 있으나[1,2,3], 피스톤 슈에 대한 연구 사례는 대부분 경사판의 각도가 영이고 유체 윤활이 이루어지는 작동 조건을 전제로 하였다 [4,5,6,7,8,9].

경사판 위의 피스톤 슈의 미세하고 복잡한 거동을 혼합 윤활 영역에서 규명하려면 피스톤과 실린더, 피스톤과 볼 조인트 사이의 마찰 특성에 대한 정확한 정보가 추가로 요구되고, 경사판과 모서리가 접촉하는 피스톤 슈 자체의 부양력을 정확히 계산하거나 측정하는 것은 물리적으로 매우 어려운 과제이다.

이에 비하면 피스톤 슈나 볼 조인트 자체의 경계 윤활 마찰력을 실험적으로 측정하는 것은 비교적 단순하나, 이러한 연구 사례들도 실험 장치의 제작이 어려우므로 매우 적은 편이다 [10,11,12].

본 논문에서는 선박 조타용 EHA에 사용될 사판식 피스톤 펌프를 설계하는 과정의 일환으로서 유체 윤활이 형성되지 못하는 저속영역에서 피스톤 슈 내부 보조 링이 피스톤 슈 정압 베어링의 마찰과 누설 손실에 미치는 영향을 분석하고 측정하였다.

## 2. 피스톤 슈 실험 모델의 사양과 기본 특성

사판식 피스톤 펌프에 사용되는 원통형의 피스톤 슈는 Fig. 1에서와 같이 3 자유도 볼 조인트에 의해 피스톤과 연결된다. 원형의 리세스와 랜드로 구성되는 피스톤 슈 정압 베어링의 부양력은 입구 오리피스로 공급된 오일이 랜드와 경사판 사이의 틈새를 빠져 나가면서 형성되는 리세스 압력과 틈새 압력에 의해 발생된다.

피스톤 마찰력을 무시하면, 피스톤 슈의 평형계수 B는 다음과 같이 정의된다[10].

$$B = \frac{F_l}{F_n} = \frac{1}{2} \frac{d_s^2}{d_p^2} \frac{(R_r^2 - 1) \cos \gamma}{\ln(Rr)} \frac{p_r}{p_c} \quad (1)$$

윗 식에서 리세스 압력  $p_r$ 은 실린더 압력  $p_c$ 과 미

세한 차이로 작기 때문에 일반적으로  $p_r \approx p_c$  으로 가정할 수 있다.

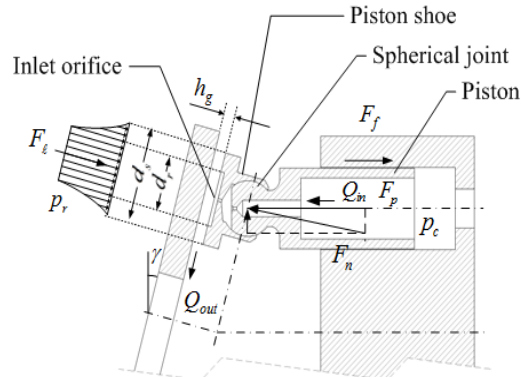


Fig. 1 Basic structure of hydrostatic piston shoe bearing

주어진 피스톤 직경  $d_p$ 을 기준으로 하여 피스톤 슈의 기본적인 설계 변수는 슈 외경  $d_s$ , 리세스 직경  $d_r$ , 입구 오리피스 직경  $d_o$  이다. 본 연구를 위해 선행 연구를 통해 설계한 피스톤 슈 실험 모델의 기본 사양은 Table 1과 같다.

Table 1 Specifications of the piston shoe for performance test

Items	Dimension
Shoe diameter( $d_s$ )	29 mm
Recess diameter ( $d_r$ )	21.1 mm
Recess ratio( $R_r$ )	0.786
Balance ratio( $B$ )	0.96
Piston diameter( $d_p$ )	25 mm

피스톤 슈 정압 베어링의 윤활 성능을 보완하기 위해 일반적으로 사용되는 내부 보조 링의 형상이 저속 영역에서 피스톤 슈의 마찰과 누설에 미치는 영향을 분석하기 위해 본 논문에서는 Fig. 2에서와 같이 3 종류의 실험 모델을 선정하였다. 모델 A는 내부 보조 링이 전혀 없고, 모델 B와 모델 C는 내부 보조 링의 면적을 순차적으로 증가시킨 것이다. 보조 링 면적의 선정 근거에 대해서는 특별히 참고할 수 있는 객관적 기준이 없으므로 시행착오적인 시도가 불가피하였다. 그리고 각 모델마다 입구 오리피스 크기를 Table 2와 같이 3단계로 변화시켰다. 일반적으로 피스톤 슈 정압 베어링의 평형계수 B는 1보다 작게 설계되어 저속 영역에서는 피스톤 슈가 경사판과 가볍게 접촉하여 누설이 발생되지 않도록 하고 고속 회전

할 때 비로소 추가적으로 발생하는 동적인 부양력에 의해 경사판과의 틈새가 형성된다. 따라서 고속 영역에서는 입구 오리피스의 크기가 부양 틈새에 큰 영향을 미치지만 저속 영역에서는 부양 틈새가 없는 상태에서 누설 유량과 마찰에 영향을 준다. 여기서 피스톤 슈의 누설 유량은 피스톤 슈가 경사판에서 기울어질 때만 가능한데 이 기울기각을 이론적으로 계산할 수 없으므로 입구 오리피스의 적절한 크기를 이론적으로 선정할 수 있는 기준이 없다. 따라서 입구 오리피스의 크기도 실험에 근거하여 시행착오에 의해 선정할 수밖에 없다.



(a) Model A (b) Model B (c) Model C

Fig. 2 Piston shoe models with different internal auxiliary rings

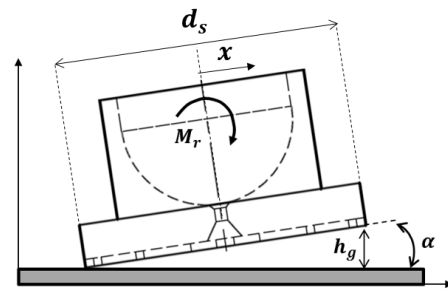
Table 2 Piston shoe test models

Test models	Auxiliary inner ring area(mm <sup>2</sup> )	Inlet orifice diameter(mm)
A1	0	1.0
A2	0	1.4
A3	0	1.8
B1	158.715	1.0
B2	158.715	1.4
B3	158.715	1.8
C1	218.256	1.0
C2	218.256	1.4
C3	218.256	1.8

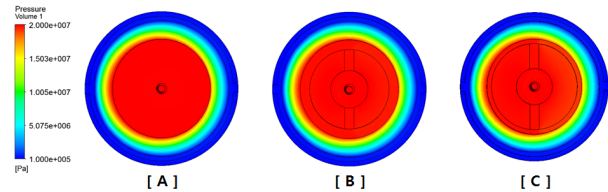
전산유동해석 프로그램(CFX)을 이용하여 내부 보조 링의 형상에 따라서 저속에서 피스톤 슈가 기울어졌을 때 피스톤 슈의 바닥면에 형성되는 압력의 분포가 기본적으로 어떻게 달라지는지를 모델 A2, B2, C2에 대해 비교하면 Fig. 3과 같다. Fig.3(a)과 같이 표현된 모델에서 기울기 각  $\alpha$ 는 0.002rad (0.115°)로 가정하였고, 최소 틈새는 영으로 설정하였다. 그림에서  $M_r$ 은 피스톤 슈 밑면의 압력 구배가 피스톤 슈를 수직으로 복원시키려는 모멘트를 나타낸다.

Fig.3(b)는 각 모델의 밑면에 형성되는 압력 분포

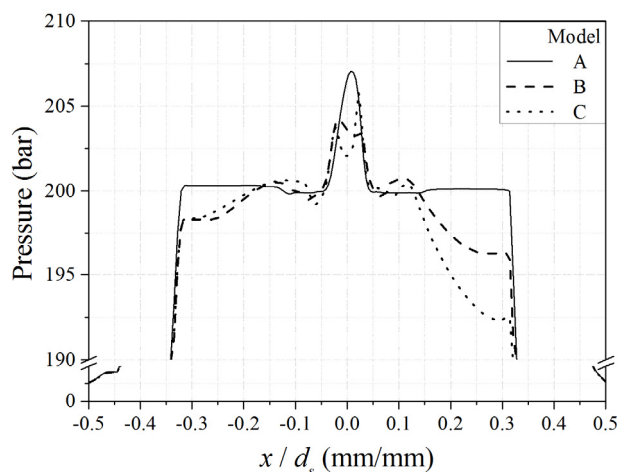
를 계산한 결과이다. 서로의 차이가 매우 미세하므로 맞섬면에 대해 압력 분포를 확대하여 비교하면 Fig.3(c)와 같다. 모델 A2의 틈새 압력은 틈새의 변화에 큰 영향을 받지 않고 균일하게 분포되는 반면에, 내부 링이 있는 모델들은 반경 방향으로 틈새가 증가하면서 생기는 압력 구배가 반대 방향의 압력 구배보다 강하게 감소하였다. 이 현상은 모델 C2에서 가장 강하게 나타났다. 이로 인해 각 모델에서 발생하는 부양력, 복원 모멘트, 누설 유량을 계산한 결과는 Table 3과 같은 차이를 보였다.



(a) Computation model



(b) Computed pressure fields on piston shoe's bottom surface



(c) Pressure distribution on the sagittal plane

Fig. 3 Pressure fields of piston shoe models with different internal auxiliary rings, computed by CFX

Table 3 Summarized computation results

	A2	B2	C2
Lift force(N)	9915.75	9812.53	9753.51
Righting moment(Nm)	2.973	3.134	3.560
Leakage flow rate(l/min)	3.288	3.228	3.168

틈새가 많이 벌어진 영역에서 리세스 압력이 다른 모델보다 더 높은 모델 A2의 부양력과 누설 유량이 가장 크고 피스톤 슈를 경사판에 대해 수직 방향으로 복원시키려는 모멘트는 A2 모델이 가장 작았다. 반면에 내부 링의 면적이 가장 큰 C2 모델은 부양력과 누설 유량이 가장 작은 대신 복원 모멘트는 가장 크게 나타났다. 모델 A1, A3, B1, B3, C1, C3의 비교를 통해 입구 오리피스의 크기가 A, B, C 세 모델들의 누설 유량, 부양력, 복원 모멘트에 대한 상대적인 우열에 미치는 영향은 없는 것으로 확인되었다.

### 3. 실험 방법과 결과

실험에 사용된 피스톤 슈는 일반적인 소재를 사용하여 제작되어 초기 표면 조도는  $Ra=0.02\mu m$ 로 설정하였다. 경사판의 표면은 기본적으로 질화 처리를 통해  $Hv=883.2$  수준으로 경화된 상태이며 평균 표면 조도는  $0.175\mu m$ 이었다.

본 논문에서 피스톤 슈 정압 베어링의 마찰력과 누설 유량을 측정하기 위해 제작한 실험장치의 기본적인 구성은 Fig. 4와 같다. 하나의 피스톤으로 구성된 실린더 블록은 타이밍 벨트로 연결된 7 kW 서보 모터에 의해 회전하며, 로터리 조인트를 통해서 실린더 챔버로 오일이 흡입, 송출된다. 실린더 블록의 회전각에 따라 실린더 챔버에 저압(10bar)의 오일을 공급하거나, 송출 오일에 고압(100bar)의 부하 압력을 인가하여 밸브 플레이트와 동일한 동작이 이루어지도록 솔레노이드 밸브를 사용하였다. 실린더 블록의 회전축에 대해  $15^\circ$ 로 기울어진 경사판에 피스톤이 가하는 수직 부하를 마찰 없이 지지하면서 피스톤 슈의 미세한 마찰력을 비회전형 토크 센서에 전달하기 위해 정압 베어링을 사용하였다. 누설 유량은 누설 오일의 누적된 무게를 전자 저울로 측정하여 그 증가율에 오일의 밀도를 반영함으로써 간접적으로 확인하였다. 실험에 사용된 오일은 윤활 및 마모방지용 일반 유압 작동유(RANDO HD ISO 46)이다.

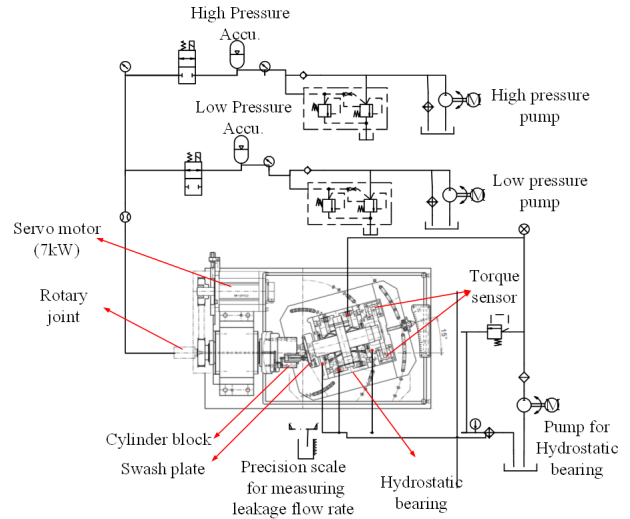


Fig. 4 Experimental apparatus for measuring piston shoe friction torque

Fig. 5는 10rpm에서 100rpm까지 실린더 블록의 회전 속도를 서서히 변화시켜가며 피스톤 슈에서 누설된 유량과 피스톤 슈의 공전 중심에 대한 마찰 토크를 측정한 결과이다.

Fig.5(a)의 평균 마찰 토크 측정 결과에서 A2, B2, C2 모델을 비교해 보면 내부 보조 링의 면적이 클수록 평균 마찰 토크가 감소하여 모델 C2의 마찰 토크가 내부 링이 없는 A2 모델보다 작게 나타났다. 이것은 앞의 CFX 결과에서 확인한 바와 같이 내부 보조 링의 면적이 클수록 기울어진 피스톤 슈가 경사판과 평행을 이루도록 복원시키려는 모멘트가 더 강하게 발생하여 결과적으로 피스톤 슈의 부양력을 증가시키기 때문이다. 그리고 어느 모델이든 입구 오리피스의 크기가 크면 마찰 토크가 증가하였다. 예를 들면, A3 (또는 B3, C3)의 마찰 토크가 A1(또는 B1, C1)의 마찰 토크보다 크게 나타났다. 이것은 입구 오리피스의 크기가 클수록 누설 유량이 증가하여 피스톤 슈의 기울기 각이 증가하면 피스톤 슈의 부양력이 감소하기 때문인 것으로 추정할 수 있다.

실험 장치에서 피스톤 슈 기울기각을 측정할 수 없어 전산유동해석에서 피스톤 슈의 기울기각을 임의로 지정하였다. 해석결과와 측정된 누설유량의 절대적인 수치는 상이하나 누설 유량의 경향은 Fig.5(b)에서 보는 바와 같이 내부 보조 링의 면적이 클수록 평균 누설 유량이 감소하였다. 즉, 모델 C2의 누설 유량이 내부 링이 없는 A2 모델보다 작게 나타났다. 이것은 앞의 CFX 결과에서 확인한 바와 같이 내부 보조 링의 면적이 클수록 기울어진 피스톤 슈가 경사판과 평행을 이루도록 복원시키려는 모멘트가 더 강하게 발생

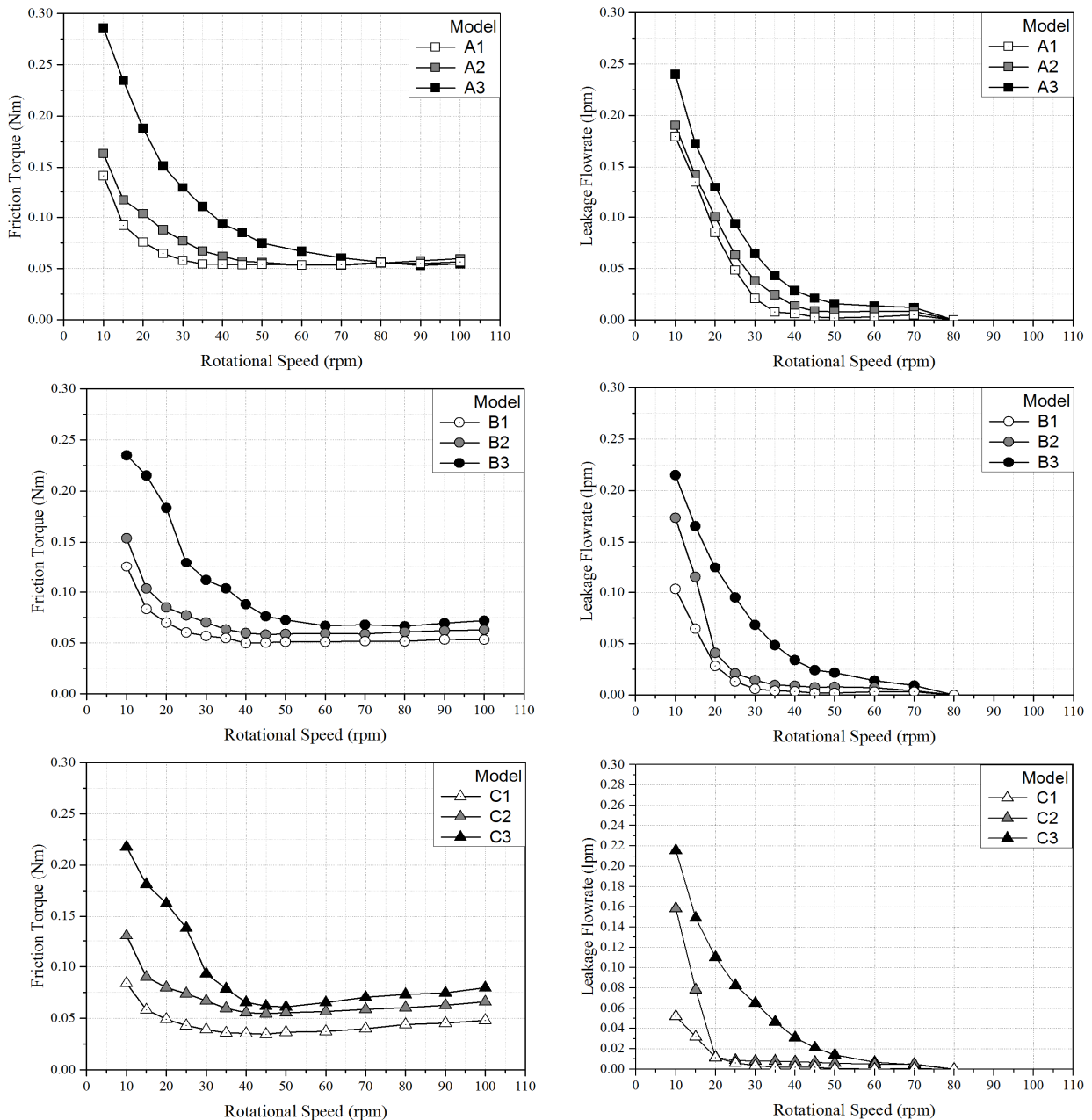
하여 결과적으로 피스톤 슈의 틈새를 감소시키기 때문이다. 그리고 어느 모델이든 입구 오리피스스의 크기가 크면 누설 유량도 증가하였다. 예를 들면, A3(또는 B3, C3)의 누설 유량이 A1(또는 B1, C1)의 누설 유량보다 크게 나타났다. 이것은 입구 오리피스스의 크기가 클수록 리세스 압력이 증가하기 때문이다.

따라서 저속 회전에 유리한 펌프의 피스톤 슈를 설계할 때 내부 보조 링의 효과를 적극 활용하면서 입구 오리피스를 작게 할수록 피스톤 슈의 마찰력과 누설 유량이 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 입구 오

리피스를 크게 하여 누설 유량이 많게 하는 것이 마찰력을 줄일 수 있을 것이라는 예측과는 정반대로 대치되는 결과이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 사판식 피스톤 펌프의 피스톤 슈 내부에 형성되는 보조 링이 저속 영역에서 피스톤 슈의 누설 유량과 마찰력을 줄이는 효과가 있음을 확인하였다. 그리고 입구 오리피스를 작게 할수록 피스톤



(a) Mean friction torque

(b) Mean leakage flow rate

Fig. 5 Measured mean friction torque & mean leakage flow rates when the rotational speed was changed from 10rpm to 100 rpm

슈의 마찰력과 누설 유량이 감소하는 것을 확인하였다. 이 현상은 입구 오리피스를 크게 하여 누설 유량이 많게 하는 것이 마찰력을 줄일 수 있을 것이라는 일반적인 예측에서 벗어난 것이다.

### 후 기

본 연구는 동남권 광역경제권 선도산업 R&D 사업단의 지원을 받은 “조타용 전동유압펌프 효율 향상을 위한 제어시스템 개발“ 과제(과제 번호 A0022-00201)의 일환으로 수행된 것임.

### References

- 1) Lee, S.Y., Kim, B., Kim, S.D., Kim, G. & Hong, Y.S., “Effect of Si doping on the wear properties of CrN coatings synthesized by unbalanced magnetron sputtering”, *Thin Solid Films*, vol. 506-507, pp. 192-196, 2006
- 2) Hong, Y.S. & Lee, S.Y., “A comparative study of Cr-X-N(X=Zr,Si) coatings for the improvement of the low-speed torque efficiency of a hydraulic piston pump”, *Metals and Materials Int.* Vol. 14, No. 1, pp. 33-40, 2008
- 3) Murrenhoff, H., Piepenstock, U. and Torsten Kohmascher, T., “Analyzing losses in hydrostatic drives”, *Proc. of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power*, pp. 103-108, 2008
- 4) Hooke, C.J., Kakoullis, Y.P., “The lubrication of slippers on axial piston pumps”, 5th international fluid power symposium, pp. 13-26, 1978
- 5) Koc, E, Hooke, C.J., “Investigation into the effects of orifice size, offset and overclamp ratio on the lubrication of slipper bearings”, *Tribology International*, vol. 29, No. 4, pp. 299-305, 1996
- 6) Bergada, J.M., Watton, J., Haynes, J.M., “The hydrostatic/hydrodynamic behavior of an axial piston pump slipper with multiple lands”, *Meccanica*, vol. 45, pp. 585-602, 2010
- 7) Johnson, R.E., Manring, N.D., “Translating circular trust bearings”, *J. Fluid Mech.*, vol.530, pp. 197-212, 2005
- 8) Schenk, A., Ivantysynova, M., “An Investigation of the impact of elastohydrodynamic deformation on power loss in the slipper swashplate interface”, *Proc. 8th JFPS Int. Symposium on Fluid Power*, pp. 228-234, 2011
- 9) Wieczorek, U., “Ein Simulationsmodell zur Beschreibung der Spaltstroemung in Axialkolbenmaschinen der Schraegscheibenbauart”, *Fortschritt-Berichte VDI-Verlag, Series 7, No. 443*, 2003
- 10) Böinghoff, O., “Untersuchen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen”, *VDI-Forschungsheft, VDI-Verlag*, vol. 584, 1977
- 11) Hong, Y.S. & Kwon, Y.C., “Investigation of the power losses from hydrostatic piston shoe bearings for swash plate type axial piston pumps under mixed friction conditions”, *Int. J. Precision Engineering & Manufacturing*, vol. 15, No. 11, pp. 2327-2333, 2014
- 12) Hong, Y.S., Kim, J.H. & Lee, S.L., “Performance Improvement of a swash plate type piston pump in the low-speed range by DLC-coating”, *J. Korean Soc. Fluid Power Construction Equipments*, vol. 11, No. 4, pp. 25-31, 2014