韓國精密工學會 2002年度 春季學術大會論文集 pp.181~186 KSPE 02S039

구면 정압베어링의 마찰토크 측정장치 개발

함영복*, 최영호, 박경민, 윤소남, 김광영 (한국기계연구원 첨단산업기술연구부)

Development of Friction Torque Measurement Device for Spherical Hydrostatic Bearing

Y.B. Ham*, Y.H. Choi, K.M. Park, S.N. Ryun, K.Y. Kim (KIMM Advanced Industrial Technology Dept.)

ABSTRACT

Lately, as going on increasing in the demand of high power density(power/weight) , it is necessary for hydraulic axial piston pump/motor to operate more high pressure and speed. But in these condition, there are some trouble like as friction loss. To reduce this friction loss, hydrostatic bearing is used for axial piston pump/motor frequently.

In general, it is difficult to measure accurate friction torque of spherical hydrostatic bearing in the use of the existing devices. So, we have developed the measurement device using the reaction torque sensor to obtain the pure friction torque, fitted in the casing.

In this report, we intend to make an introduction about this measurement device for friction torque of the spherical wear part and clarify the effect of friction characteristics on supply pressure and rotational speed with three types of pocket size by using this measurement device.

Key Words : spherical hydrostatic bearing(구면 정압베어링), friction torque(마찰 토크), axial piston pump/motor(액셜 피스톤 펌프/모터), piston ball(피스톤 구), orifice(오리피스), pocket pressure(포켓압력),

1. 서론

최근 유압 장비에 있어 고효율, 저소음, 경량화 및 저가격 등에 대한 요구가 증가함에 따라 이러한 조건을 충족시키며 더욱 신뢰성 있는 운전에 대한 연구가 끊임없이 진행되고 있다. 구조의 간소화, 가공방법의 고능력화, 저렴한 재료의 이용은 물론, 마찰· 마모에 비롯되는 동력손실의 최소화 등이 그것이다. 특히 피스톤 펌프/모터는 구동시 상대운동이 발생하는 많은 습동부가 있으며, 그 주요부분은 피스톤 슈우(piston shoe)와 슈우 플레이트(shoe plate)사이, 밸브판(valve plate)과 실린더 블록(cylinder block)사이, 피스톤(piston)과 실린더 보어(cylinder bore)사이 등으로 이 미소간극 습동부에서의 윤활 상태와 마찰 특성이 전체적인 성능을 좌우할 만큼 큰 비중을 차지하게 된다.

많은 연구자들이 앞서 언급한 유압 피스톤 펌프/모터의 상대운동부에 대한 거동해석 및 마찰 특성에 대해 연구를 수행하였으며[1,2,3,4], 그 중에서 피스톤 구면부에 대한 연구도 많이 행해졌다.[1,3,4,5] 피스톤 구면부는 공급압력에 의한 축 방향 하중과 슈우 부분의 회전 운동 등 여러 변동 하중과 마찰로 인한 손실이 많이 발생하는 부분으로 대개 정압베어링을 이용하여 윤활 시키고 있다. 특히, 사판식 액셜 피스톤 모터에 작용하는 구면 베어링부의 마찰 특성에 대해서 스트레인 게이지(strain gauge)를 이용한 실험적 연구[1] 는 물론, 다양한 피스톤 형상의 따라 구면부의 마찰계수와 온도상승, 접촉 응력 해석[2], 피스톤

펌프/모터에 사용되는 구면베어링의 특성[3], 액셜 피스톤 모터-펌프의 피스톤 구면부 정압 윤활 특성[4] 등의 연구가 수행되었다. 특히 유압 모터 구면 정압베어링의 마찰 특성[5]연구에서는 사축식 로드형 구면 정압베어링의 점성 마찰토크를 측정하였으나, 회전형 토크센서가 시험기 바깥쪽에 위치함으로써 축의 롤러 베어링의 마찰력을 함께 포함됨으로써 순수한 구면 정압베어링의 마찰력을 측정하지 못하였다.

이에 본 연구에서는 유압 피스톤 펌프/모터에 적용되는 구면 정압베어링부에 있어 보다 정확한 마찰토크를 측정할 수 있도록 비회전형 토크센서를 시험기 내부에 장착하여 순수 마찰토크를 측정할 수 있는 시험장치를 제작·개발하였다. 이 측정장치를 이용하여 구면부에 작용하는 축 방향 하중과 포켓의 크기, 회전속도 등 다양한 조건에서 마찰토크를 측정, 비교, 분석함으로써 포켓 크기에 대한 최적설계 이론을 뒷받침할 수 있는 기초적 자료를 제공할 뿐만 아니라, 정압베어링의 습동부 마찰특성을 정밀하게 측정할 수 있는 측정장치를 개발하고자 한다.

2. 기초이론

2.1 정압베어링의 기본 변수

Fig. 1 과 같이 구면 정압베어링에 작용하는 기본적인 변수[6]에 대해 알아보면, 먼저 오리피스를 길이와 직경의 비가 매우 작은 오리피스로 가정하면 오리피스를 통해 유입되는 q_0는

$$q_o = C_f A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_r)}{\rho}} \tag{1}$$

이고, 여기서 C_f는 오리피스 유량계수로 층류 $Re = 10^6$일 때 대략 0.55 값을 가지며, A_o는 오리피스 단면적이고, 본 실험에서는 직경 $1mm$의 오리피스를 사용하였다. ρ는 윤활유 밀도이며, 유막 두께 h_0는 리세스부와 피스톤 구 부분의 틈새이고, 이 틈새로 누설되는 유량 q는

$$q = \frac{\pi h_0^3}{\mu\, 6\log_e(\tan\frac{\theta_2}{2} / \tan\frac{\theta_1}{2})} P_r \tag{2}$$

이 된다. 여기서 μ는 작동유의 점성계수이다.

따라서, 오리피스를 통해 공급되는 유입유량 식(1)은 h_0만큼 부상된 구면부를 통해 유출되는 누설유량 식(2)와 연속 방정식에 의해 같으므로 두 식을 이차방정식으로 풀면 포켓 압력 P_r을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_r = \frac{1/2P_s}{1 - \left[\frac{\pi h_0^3}{6\mu\log_e(\tan\frac{\theta_2}{2}/\tan\frac{\theta_1}{2})}\right]^2 \frac{\rho}{2(C_f A_o)^2}} \tag{3}$$

일반적으로 압력비 $\beta = P_r/P_s$는 구면 정압베어링의 설계에 있어서 중요하며, 보통 0.5의 값을 가진다. 한편, 구면 정압베어링의 축방향으로 지지하는 트러스트 하중 T은

$$T = \frac{\pi\sin^2\theta_2}{8} \frac{[1-(\sin\theta_1/\sin\theta_2)^2]}{\log_e(\sin\theta_2/\sin\theta_1)} D^2 P_r \tag{4}$$

여기서, D는 구의 직경이다.

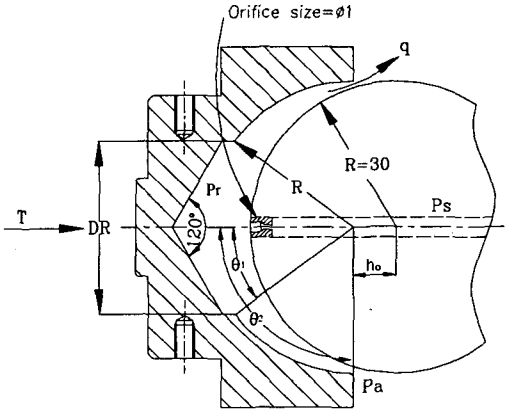

Fig. 1 Configuration of spherical hydrostatic bearing

최적 점성(optimum viscosity) μ_{otp}는

$$\mu_{otp} = \frac{P_s h_0^2}{ND^2}\sqrt{\frac{\overline{Q}}{\overline{H_f}}} \tag{5}$$

가 되며, 여기서, $\overline{Q}$는

$$\overline{Q} = \frac{\beta\pi}{6\log_e(\tan\frac{\theta_2}{2}/\tan\frac{\theta_1}{2})} \tag{6}$$

이고, N은 전기모터의 회전수(rev/s)이고, h_0^2은

$$h_0^2 = \frac{\mu ND^2}{P_s}\sqrt{\frac{\overline{H_f}}{\overline{Q}}} \tag{7}$$

이며, 여기서 $\overline{H_f}$는 다음과 같다.

$$\overline{H_f} = \frac{\pi^3}{12}[5(\cos\theta_1 - \cos\theta_2) + \cos 2\theta_2\cos\theta_2 - \cos\theta_1\cos\theta_1] \tag{8}$$

따라서, 마찰동력 H_f은

$$H_f = \frac{\mu N^2 D^4 \overline{H_f}}{h_0} \tag{9}$$

가 된다. 펌프 동력 H_p은

$$H_p = \frac{(P_r - P_s)q}{\eta} \tag{10}$$

따라서 전체 동력 H_t은

$$H_t = H_p + H_f \tag{11}$$

가 된다.

2.2 펌프 소비동력을 최소화하는 구면 정압베어링의 포켓부 최적설계

고압의 윤활유를 정압베어링에 공급하여 정압베어링 내에서 윤활을 하고 소비되는 과정에 대해 펌프소비동력은 Fig. 1에서와 같은 형상에 대해서 포켓으로부터 누설되는 유량과 포켓 압력이 대기압으로 변하는 압력차의 곱으로 하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.[5]

$$H_P = \frac{q(P_r - P_a)}{\eta} \tag{12}$$

여기서 q는 연속방정식을 이용하여 포켓으로부터 베어링 틈새를 통과해서 베어링 외부로 흐르는 윤활유 유량이고, η는 정압베어링에서의 펌프 동력효율이다.

Fig. 1에 나타낸 구면 정압베어링에 대해서 H.YABE[7]의 설계방법과 같은 방법으로 단위 하중당 펌프소비동력 H_P를 베어링 형상에 비례하는 펌프 동력계수 C_{NP}로 정의하면

$$C_{NP} = \frac{K_B}{\bar{A}_e^{\,2}} \tag{13}$$

여기서 K_B는 베어링 형상계수이고, $\bar{A}_e$는 유효베어링 면적비이다. 여기서,

$$\overline{A_e} = \frac{\pi R^2(\tan^2\theta_2 - \tan^2\theta_1)}{\tan^2\theta_2 - \tan^2\theta_1 + 2\log(\tan\theta_2/\tan\theta_1)} \tag{14}$$

$$K_B = \frac{\pi}{3\{\tan^2\theta_2 - \tan^2\theta_1 + 2\log(\tan\theta_2/\tan\theta_1)\}} \tag{15}$$

펌프동력 H_P를 최소로 하는 최적포켓의 크기는 C_{HP}를 $\phi = \frac{\tan\theta_1}{\tan\theta_2}$로 편미분하여, 즉 $\frac{\partial C_{NP}}{\partial \varphi} = 0$를 만족하는 φ값을 구하면 된다. 조건을 만족하는 방정식은

$$\varphi^2 \log\varphi + \frac{1}{\varphi}(1-\varphi^2) - \frac{1}{\varphi}(1-\varphi^2)\,\varphi^2 \tan^2\theta_2 = 0 \tag{16}$$

가 된다. 이것을 Fig. 1의 형상을 갖는 리세스부 포켓의 구면 정압베어링에 대하여 위의 방정식을 풀기 위해 θ_2=89°로 결정하면 φ=0.017442를 얻을 수 있고, θ_1=44.97°를 얻을 수 있다. 이것을 그래프로 나타내면 Fig. 2와 같다.

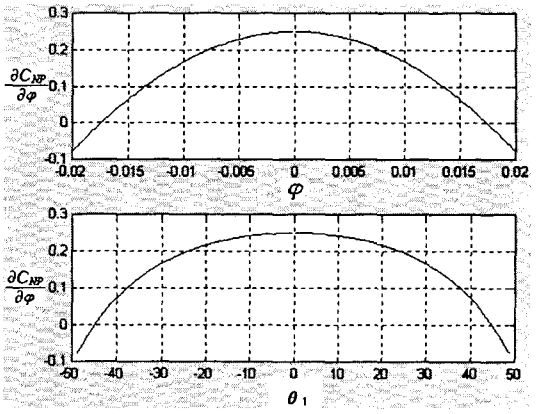

Fig. 2 Pocket size data for minimum power loss

이 결과로부터 $R = 30(mm)$로 정하고, 포켓부에 대해 최적 설계한 치수를 계산하면

$$R_1 = R\sin\theta_2 = 30 \times \sin 89^\circ = 29.97 \fallingdotseq 30(mm)$$

$$DR_2 = 2R\sin\theta_1 = 2 \times 30 \times \sin 44.97 \fallingdotseq 42.40(mm)$$

가 된다. 이 계산결과를 이론 계산에 의한 최적 포켓 치수로 한 모델명 DR_2로 정의하고 이 치수보다 작은 크기로 설계된 DR_1과 크게 설계된 DR_3을 Table 1과 같이 정의하였다.

Table 1 Model definition of hydrostatic bearing

No.	Dimension(mm)	Remark
DR_1	38.0	Under balance design
DR_2	42.4	Minimum power loss design
DR_3	45.0	Over balance design

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험장치

본 연구를 통해 설계된 구면 정압 베어링의 마찰토크 측정장치의 조립도를 Fig. 3에 나타내었다. 먼저 장치의 구성을 살펴보면 ①은 구동축, ②는 포켓장치, ③은 구면베어링의 구, ④는 공급압 유로, ⑤는 유압유 공급포트, ⑥은 구면부에 걸리는 마찰토크를 토크센서로 전달하는 가이드 핀, ⑦은 피스톤에 작용하는 힘을 구면부로 전달하는 강구, ⑧은 비회전형 토크 센서, ⑨는 피스톤, ⑩은 토크센서 고정나사, ⑪은 커버, ⑫는 피스톤 측으로 유압유를 공급하는 포트, ⑬오리피스 등으로 구성되어 있다.

일반적으로 구면 정압베어링은 공급압력과 구동축의 회전수에 따라 다른 마찰력을 가지게 되는데, 기존의 마찰토크 측정방법은 회전형 토크센서를 외부 구동축에 연결시킴으로써 축 베어링부의 마찰토크가 더해지는 단점을 가지고 있다. 반면, 이번에 개발한 측정장치를 이용한 측정방법은 시험기 내부에 비회전형 토크센서(reaction type)를 연결하여 순수한 구면에 작용하는 마찰토크를 가이드 핀을 통해 비회전형 토크센서에 전달하도록 하였고, 또한 부하를 전달하는 피스톤과의 마찰을 줄이기 위해 강구를 이용한 점접촉(spot contact)을 이루도록 하였다.

마찰토크의 측정은 먼저 유압 유니트로부터 공급압력(P_s)을 피스톤 측과 포켓부 유압유 공급 포트로 공급하게 되면, 공급압력으로 인한 부하력이 구면부 쪽으로 피스톤부에 작용하여 부하력 전달장치인 강구를 밀게 된다. 한편 포켓부 유압유 공급포트로 공급된 유압유는 오리피스을 통과한 후 포켓압력(P_r)로 포켓장치로 유입되고, 이 압력에 의해 생성된 부상력에 의해 구면 정압베어링은 일정한 유막두께를 형성하며, 부하균형을 이루게 된다. 고정된 피스톤 구에 작용하는 마찰토크는 가이드핀을 통해 비회전형 토크센서에 의해 측정되어진다.

한편, 회전에 따른 마찰토크 측정을 위해 인버터로 구동되는 전기모터로 구동축을 회전시키고 함께 연결된 포켓을 포함한 리세스부가 구면부와 접촉하여 함께 회전하게 된다.

Fig. 4는 실제 실험장치의 사진이며, Fig. 5는 본 실험장치의 블록 다이아 그램을 나타낸다. 유압 파워 팩ⓐ에서 공급되는 압력을 측정하기 위해 압력센서ⓑ를 취부하였고, 마찰토크를 측정하기 위해 비회전형 토크센서ⓒ가 설치되어 있다.

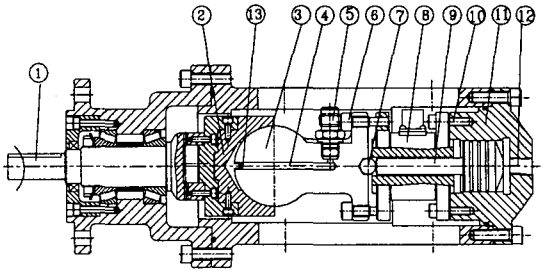

Fig. 3 Schematic of measurement device

구면 정압베어링으로부터의 누설유량을 측정하기 위해 아크릴 케이스ⓓ를 제작하여 설치하고 메스 실린더를 이용하여 측정하였다. 시험기의 구동을 위하여 전기모터ⓔ와 전기모터의 회전속도를 조절하기 위해 인버터ⓕ를 설치하였다. 시험기에서 발생되는 마찰토크와 공급압력은 오실로스코프ⓖ에서 기록되어진다. 누설유량을 측정하기 위하여 메스실린더ⓗ로 흐르는 유량을 측정할 수 있다..

시험에 사용된 장치의 사양은 Table 2 와 같다.

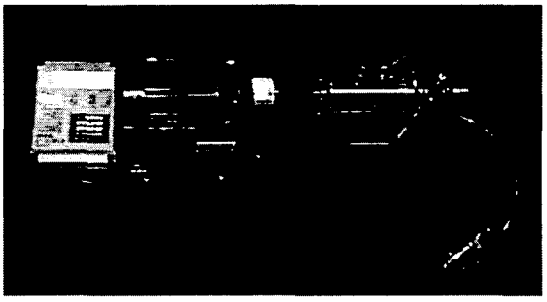

Fig. 4 Picture of friction torque measurement device

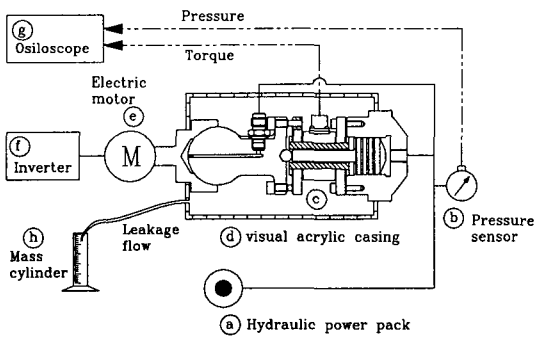

Fig 5 Block diagram of experimental device

Table 2 Specifications of experimental device

Spec. / Item	Maker	Type	Model	Remark
Power Pack	신기 기연	Gear pump	-	Max.pres. 210kgf/cm^2
Torque sensor	Setech	Flange	YDN -500kg	500 kgf-cm
Pressure sensor	Sensys	Strain -Guage	PMSA0200 KAA	0~700 kgf/cm^2
Thermo couple	Autonics	PT100 ohm	PT 100	Analog Output
Data Acqusition	Lecroy	Digital Osilloscope	9314AM	4 Channel
Electric motor	LG	3Phase	KM102HKI K	2HP(1.5kw)
Inverter	Hyundai	Transistor inverter	HV-5.5 LF	3Phase

3.2 실험방법

Table 3의 조건으로 DR_1, DR_2, DR_3모델을 각각 동일조건으로 회전수를 0~1200rpm으로 가변시키고, 공급압력을 0~150 kgf/cm^2 까지 증가시키면서 각각 경우에 따라 누설량과 마찰토크를 측정하였다. 유압 유니트의 냉각 팬을 가동함으로써 작동유의 온도상승을 방지하며, 매 측정시 5분간 시운전후 20초간 마찰토크와 누설유량을 측정한다.

Table 3 Test condition

Parameter	Range
Supply pressure [kgf/cm^2]	0~150
Oil temperature[°C]	20~25
Operating oil	ISO VG 32
Rotating speed[rpm]	0~1200

4. 마찰토크 측정 실험 결과

4.1 공급 압력 50kgf/cm^{2}에서의 마찰특성

Fig. 6의 실험결과에서와 같이 공급 압력 50kgf/cm^{2}에서 DR_2의 마찰토크가 가장 작으며, DR_1과의 현저한 값의 차이를 보인다. Fig. 7과 같이 일정한 공급압력에 대해 회전수를 증가시키면서 누설유량을 측정한 결과 포켓의 사이즈가 큰 DR_3이 가장 높게 나타나고 있으며, 구동 회전수가 증가하더라도 누설유량은 거의 일정하다고 볼 수 있다.

4.2 공급 압력 100kgf/cm^{2}에서의 마찰특성

Fig. 8은 공급 압력 100kgf/cm^{2}에서의 마찰토크를

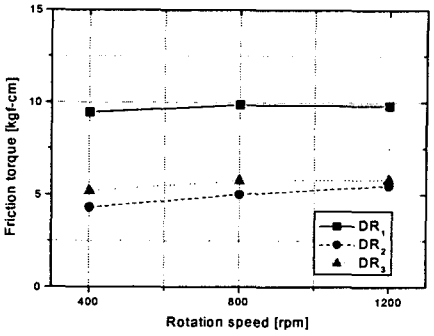

Fig. 6 Friction torque graph
(supply pressure=50kgf/cm^2)

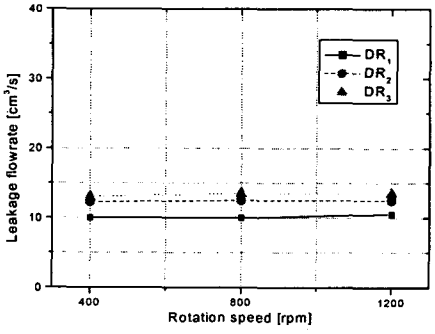

Fig. 7 Leakage flow rate graph
(supply pressure=50kgf/cm^2)

나타낸다. DR_1이 높은 값을 나타내며, DR_2가 동력손실 최소화 개념으로 설계되어 가장 작은 값을 나타낸다. DR_2와 DR_3은 구동 회전수에 증가함에 따라 일정한 값을 나타낸다.

Fig. 9는 Fig. 7과 비교하여 공급 압력이 증가함에 따라 누설유량도 높아짐을 알 수 있으며, 포켓의 크기에 따라 누설유량이 많아지며, 회전수가 증가하더라도 거의 일정한 누설유량을 가진다.

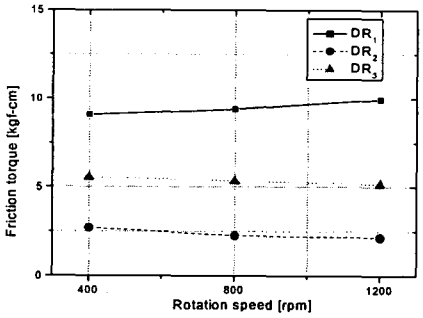

Fig. 8 Friction torque graph
(supply pressure=100kgf/cm^2)

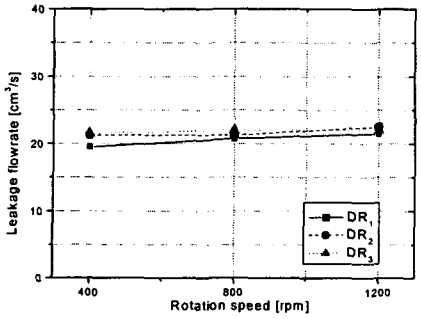

Fig.9 Leakage flow rate graph
(supply pressure=100kgf/cm^2)

4.2 공급 압력 150kgf/cm^{2}에서의 마찰특성

Fig. 10에서 DR_2가 가장 낮은 마찰토크 값을 가지며, DR_1과 DR_3 또한 마찰토크 값이 감소하였다. 이는 공급 압력이 저압일 때보다 고압, 고속 회전시 정압베어링의 효과는 커짐을 알 수가 있다.

Fig. 7과 Fig. 9 그리고 Fig. 11에서 알 수가 있듯이 누설유량은 회전수에 따라 큰 변화가 없으며, 공급 압력에 따라 크게 변화한다. 이는 고속회전을 하더라도 유막의 두께는 동일함을 알 수가 있다.

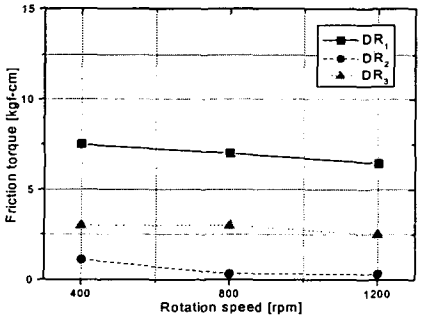

Fig. 10 Friction torque value
(supply pressure=150kgf/cm^2)

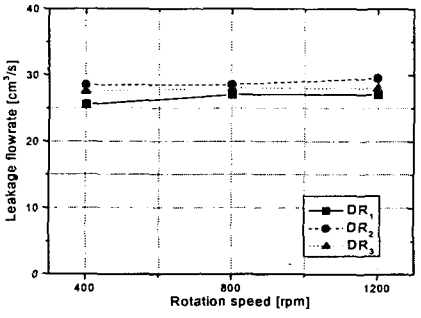

Fig. 11 Leakage flow rate graph
(supply pressure=150kgf/cm^2)

5. 결론

(1) 구면 정압베어링의 순수한 마찰토크를 측정하기 위해 하우징 내부에 비회전형 토크센서(reaction type torque sensor)를 내장한 측정 장치를 제작하였다.

(2) 구면 정압베어링에서 마찰토크는 공급 압력에 따라 크게 변하고 구동 회전수에 따라서는 크게 변하지 않음을 확인할 수 있다.

(3) 구면 정압베어링으로부터의 누설유량은 공급 압력에 따라 크게 변하며, 구동 회전수의 변화에 따라서는 거의 변화하지 않음을 확인할 수 있다.

(4) DR_1과 DR_3보다 DR_2가 구면 정압베어링의 설계시 펌프소비동력을 최소화하는 설계이론을 이용하 이용할 수 있음을 확인하였다.

(5) 이상의 측정결과를 분석한 결과, 비회전형 토크센서와 강구를 내장한 측정장치가 순수 구면 정압베어링의 마찰토크를 측정하는 데 적절함을 알 수 있다.

참고문헌

1. 方 義, 池谷光營, "斜板式アキシアルピストンモータに用いられる球斷手部の摩擦特性" 油壓と空氣壓, 弟23券 弟2号, pp.57~62
2. 光谷營二, "油壓モータの潤滑特性" 油壓と空氣壓, 弟14券 弟7号, pp.29~37
3. 山口 惇, "ピストンポンプ, 同モータに用いられる球面軸受の特性"油壓と空氣壓, 弟1券 弟1号 pp.10~18
4. 박경민, 김종기, 오석형, 송규근, 정재연 "액셜 피스톤 펌프·모터의 피스톤 구면부 정압 윤활특성" 한국윤활공학회 추계학술대회 논문집, pp.186~193, 2001
5. 함영복, 최영호, 김성동, "유압모터 구면 정압베어링의 마찰특성에 관한 연구" 한국정밀공학회지 추계학술대회 논문집, pp.647~650, 2001
6. W.B. ROWE "Hydrostatic and hybrid bearing design" pp.187~194, 1984
7. H. YABE, "Design Method of Hydrostatic Bearing(Incompressible Fluid)", 潤滑, 17-7, 1972