

사판식 유압 피스톤 펌프의 슬리퍼 정압베어링면 형상에 관한 이론해석 Theoretical Analysis of the Slipper Hydrostatic Bearing Shape in the Swash Plate Type Axial Piston Pump

조인성^{1*}

I. S. Cho

Received: 04 Jan. 2013, Revised: 25 Feb. 2013, Accepted: 25 Feb. 2013

Key Words : Slipper(슬리퍼), Land(랜드), Hydrostatic bearing(정압베어링), Pocket pressure(포켓압력), Load capacity(부하용량), Leakage flow rate(누설유량), Film thickness(유막두께)

Abstract: In the high rotational speed and pressure state, the leakage flow rate of the axial piston pump is one of the serious problems and make great reasons to decrease the volume efficiency. In this study, tribology characteristics is clarified for the hydrostatic slipper bearing in the swash plate type axial piston pump, by means of theoretical analysis for the different shape of the hydrostatic slipper bearing. It was analyzed by Mathcad software and used equal conditions at 0° swash plate angle in each model. The results show that performance characteristics of the swash plate type axial piston pump are significantly influenced by the shape of the hydrostatic slipper bearing.

기호 설명

BDC : Bottom dead center
 C_m : Poiseuille's coefficient of flow rate
 d_a : Outer diameter of slipper
 d_i : Inner diameter of slipper
 d_k : Diameter of piston
 $F_b(F_{gn})$: Normal force effected on slipper
 F_{gt} : Centrifugal force center of slipper
 F_{kA} : Crosswind force in front of piston
 F_{kB} : Crosswind force in rear of piston
 F_{kb} : Acceleration force
 F_{kf} : Centrifugal force from center of piston

F_{kq} : Crosswind force acting on slipper
 F_p : Force loaded by P_c on piston head
 h : Fluid film thickness
 l : Length of capillary tube
 l_A : Length of contact
 N_f : Power loss by friction
 N_i : Input power
 N_p : Power loss by leakage
 N_{pfl} : Power loss rate
 P_0 : Pocket pressure in each model
 $P_{1,2}$: Annular pocket pressure in each model
 P_a : Atmospheric pressure
 $P_c(P_s)$: Pressure in the cylinder
 Q_{in} : Inlet flow rate through orifice
 Q_l : Leakage flow rate
 Q_{out} : Outlet flow rate through slipper land
 $r_{0,1,2,3,4,5}$: Radius of each slipper land
 r_c : Radius of capillary tube
 s : Diameter of slot
 TDC : Top dead center

* Corresponding author: cis0206@jbnu.ac.kr
 1 Division of Mechanical System Engineering, Chonbuk National University, Jeonbuk, 561-756, Korea
 Copyright © 2013, 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.

- γ : Tilting angle of swash plate
- μ : Viscosity of oil
- ν : Kinematic viscosity of oil
- ρ : Density of oil
- ω_c : Angular velocity of shaft

1. 서론

유압 피스톤 펌프에 있어서, 고성능·고출력화에 대한 끊임없는 요구로 보다 가혹한 조건하에서도 더욱 신뢰성 있는 운전이 가능하도록 하기 위한 많은 연구가 진행되어왔다. 특히, 피스톤 펌프에 있어서 고속·고압화에 따른 상대 운동부분의 마찰과 누설은 서로 상반되는 결과를 가져오며, 펌프의 성능에 큰 영향을 미치기 때문에 많은 연구자들의 주목을 받았고 중요시 되어 왔다. 이 중에서 사판식 피스톤 펌프에 있어 사판과 슬리퍼(slipper) 부분에 대한 연구는 1958년에 시작하여¹⁾ 슬리퍼와 피스톤 사이에서의 마찰은 물론 슬리퍼의 마찰력과 관성력으로 인한 경사모멘트에 대한 연구²⁾와 시동손실과 같은 실제적인 작용조건에 대한 유체 동적인 거동과 유막두께에 대한 이론적인 해석³⁾, 패드(pad) 두께에 따른 공급 압력 변동에 대한 응력분포와 유한요소법(FEM)을 이용한 변형 해석과 간극으로부터의 누설유량 측정은 물론 슬리퍼 정압베어링의 포켓 형상에 따른 성능특성⁴⁾, 슬리퍼 정압베어링의 포켓 형상에 따른 윤활특성에 관한 실험적 연구⁵⁾ 등이 진행되어 왔다.

사판식 피스톤 펌프의 슬리퍼 정압베어링의 구동은 일반적인 정압베어링과 그 작동원리가 다소 차이점이 있지만, 여기에서도 기동시의 부하용량과 마찰 모멘트, 그리고 누설유량 등이 매우 중요하다. 이것들은 펌프의 효율에 직접적인 영향을 미치게 되며, 곧 이의 적절한 설계가 펌프 성능을 좌우하게 된다.

따라서 본 연구에서는 가장 일반적인 형태인, 하나의 포켓(pocket)을 갖는 슬리퍼 정압베어링에 대한 연구를 기초로 하여, 실제 많이 쓰이고 있지만 설계수준과 작동특성에 관해 명확히 규명되지 않은 여러 개의 랜드 부분을 갖는 슬리퍼 정압베어링에 대해, 사판각 $\gamma = 0^\circ$ 으로 가정하였을 때 슬리퍼 정압베어링의 형상에 따른 이론적인 고찰을 통해 상대적인 윤활특성을 파악하고자 하였으며 이를 통해 각각의 모델에 대해서 상대적인 비교 검토함으로써 설계에 대한 이론적인 접근과 성능향상을 도모하고자 하였다.

2. 이론적 고찰

Fig. 1은 사판식 피스톤 펌프의 개략적인 모습을 보여주고 있다. 사판식 피스톤 펌프에 있어 주요 윤활부중의 하나인 사판(swash plate)과 슬리퍼 사이는 접동으로 생기는 마찰을 줄이기 위한 윤활작용으로써 Fig. 2와 같이 토출압력 P_c 를 피스톤 내부 구멍을 통해 유도하게 된다.

이때 교축 통과 압력 P_0 가 슬리퍼의 포켓부분으로 유도되는데, 이때 발생하는 유막력에 의하여 부하를 지지하게 된다. 슬리퍼와 사판 사이에서는 유도된 포켓압력과 외부와의 압력차로 인하여 오일 누설이 발생하게 되고 누설유량과 유막두께는 공급되는 압력의 변동 및 그에 따른 포켓의 압력차, 피스톤 구면부 또는 슬리퍼 부분의 설계된 정압 베어링의 구조, 온도에 따른 작동유의 점도 변화, 사용 회전수 등에 따라 복잡하게 변하게 된다.

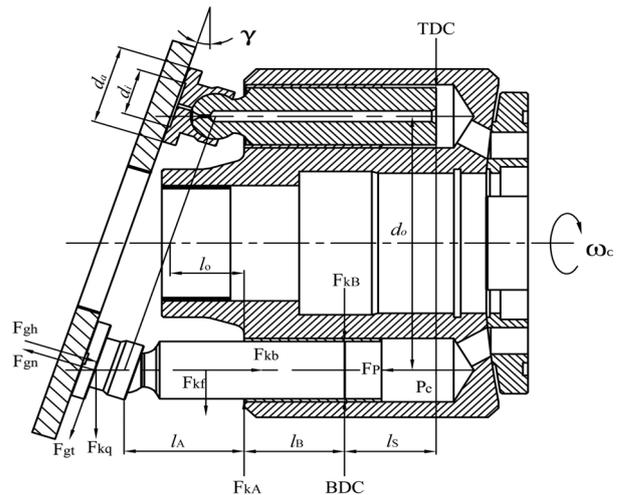


Fig. 1 Schematic diagram of the swash plate type axial piston pump

Fig. 2는 피스톤 구면부와 슬리퍼 정압베어링의 형상을, Table 1은 피스톤과 슬리퍼 정압베어링의 기본 제원을 나타내고 있다.

모델 A, B, C 세 가지 형태에 있어서 내측반경 r_0 와 외측반경(모델 A의 r_1 값은 모델 B, C의 r_5 값과 동일)값은 동일하게 하였고, B와 C의 내부 실랜드(seal land)의 제원도 동일하며, C의 경우에 있어서만 하나의 슬롯(slot)을 구성하였다.

슬리퍼는 포켓 반경 r_0 내의 압력 P_0 와 각각의 환상의 포켓부 압력인 P_1 과 P_2 및 랜드부의 압력으로

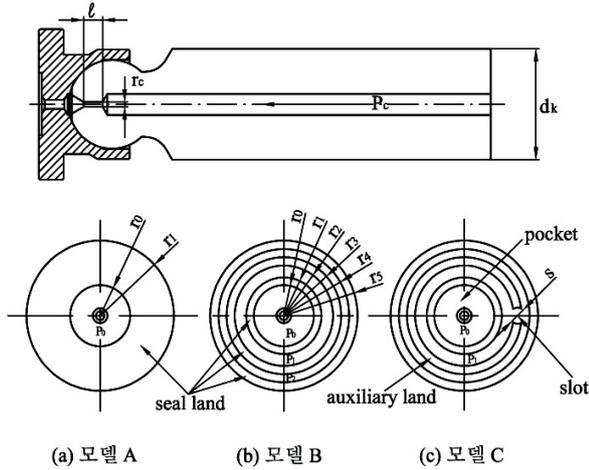


Fig. 2 Configuration of piston ball & various type slipper hydrostatic bearings

부하를 지지하는데 부하용량 F_b 와 랜드부 간극으로부터 유출되는 유량 Q 는 포켓 압력 P_0 에 따라 좌우된다. 모델 A처럼 단순한 형태는 외측과 내측반경의 비(r_1/r_0)가 1.5~2일 때 최적으로 알려져 있으며, 공급압력 P_c 에 의해 발생하는 피스톤 추력 F_p 는 부하용량 F_b 와 같거나 약간 크게($F_b/F_p \approx 0.95 \sim 0.99$) 설계되며, F_p 보다 F_b 가 작은 경우 부족분은 기동시의 동압효과나, 슬리퍼와 사판과의 직접적인 접촉으로 지지하게 된다.

Table 1 Dimension of each models

Dimension	Model	A	B	C
Diameter of piston	$d_k [cm]$	1.84	1.84	1.84
Inner radius of land	$r_0 [cm]$	0.65	0.65	0.65
Radius of land(1)	$r_1 [cm]$	1.3	0.8	0.8
Radius of land(2)	$r_2 [cm]$	-	0.9	0.9
Radius of land(3)	$r_3 [cm]$	-	1.05	1.05
Radius of land(4)	$r_4 [cm]$	-	1.15	1.15
Outer radius of land(5)	$r_5 [cm]$	-	1.3	1.3
Radius of capillary tube	$r_c [cm]$	0.04	0.04	0.04
Length of capillary tube	$l [cm]$	0.322	0.322	0.322
Diameter of slot	$s [cm]$	-	-	0.3

3. 이론 해석 방법

Fig. 3은 모델 A처럼 단순한 형태의 슬리퍼 정압베

어링의 경우에 있어 공급압력 P_s 에 의해 피스톤에 작용하는 추력 F_p 가 슬리퍼의 포켓 및 랜드부에 형성되는 반력 즉, 부하용량 F_b 와 일정한 유막두께 h 를 유지하며 힘의 평형을 이루고 있을 때의 압력분포의 개략적인 모습을 보여주고 있다.

여기서 각각의 모델 A, B와 C의 형태에 대해서도 다음과 같은 조건, 1) 피스톤 내부의 구멍을 통해 들어오는 유입유량과 사판과 슬리퍼 사이를 통해 유출되는 유량 ($Q_{in} = Q_{out}$)이 동일, 2) 일정 유막두께 h 를 가지며 피스톤 추력과 부하용량($F_p = F_b$)이 같은 밸런스 상태를 유지, 3) 랜드부의 내측과 외측의 압력차에 의해서 랜드부를 통과하는 누설유량이 각각의 랜드부에 있어 동일하다고 가정하면, 부하용량을 계산할 수 있다. 여기서 공급되는 압유가 모세관 교축을 통해 포켓 내로 유입되는 유량 Q_{in} 은 Hagen-Poiseuille의 식을 적용할 수 있다.

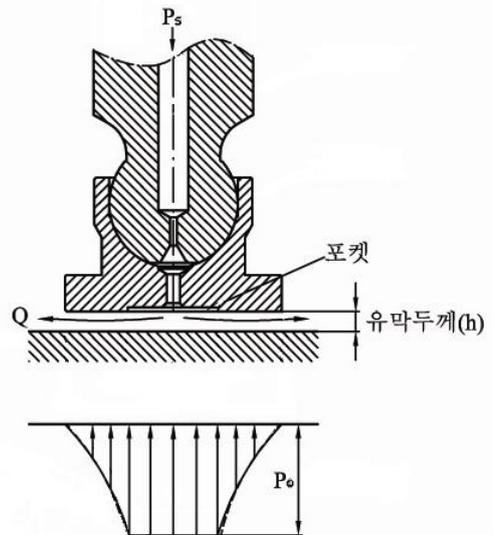


Fig. 3 Pressure distribution of pocket and land in force balance state

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

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 각각의 랜드부를 통과하여 유

출되는 유량은 모델 A의 경우,

$$Q_{out} = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln(r_1/r_0)} P_0 \quad (2)$$

피스톤 추력,

$$F_p = \frac{\pi d_k^2 P_s}{4} \quad (3)$$

부하용량은 다음과 같다.

$$F_b = \pi r_0^2 P_0 + \int_{r_0}^{r_1} 2\pi r P_r dr \quad (4)$$

여기서 압력분포 $P_r = \frac{\ln(r_1/r)}{\ln(r_1/r_0)} P_0$ 이 된다.

위의 가정으로부터 모델 A에 대해서 $Q_{in} = Q_{out}$, $F_p = F_b$ 라 놓고 풀면, 공급압력에 따른 포켓압력, 유막두께 및 누설유량이 계산되어진다. 각각의 모델에 대하여 정리된 부하용량과 포켓부 압력은 다음과 같다.

$$\text{모델 A, } F_b = \frac{\pi(r_1^2 - r_0^2)}{2\ln(r_1/r_0)} P_0 \quad (5)$$

$$\text{모델 B, } P_1 = 0.5714P_0, P_2 = 0.2531P_0$$

$$F_b = \frac{\pi(r_1^2 - r_0^2)}{2\ln(r_1/r_0)} (P_0 - P_1) + \frac{\pi(r_3^2 - r_2^2)}{2\ln(r_3/r_2)} (P_1 - P_2) + \frac{\pi(r_5^2 - r_4^2)}{2\ln(r_5/r_4)} P_2 \quad (6)$$

$$\text{모델 C, } P_1 = 0.3713P_0$$

$$F_b = \frac{\pi(r_1^2 - r_0^2)}{2\ln(r_1/r_0)} (P_0 - P_1) + \frac{\pi(r_5^2 - r_4^2)}{2\ln(r_5/r_4)} P_1 \quad (7)$$

유막두께 h 와 누설유량 Q_l 또한 모델 A에 대하여 고려해 보면 다음과 같다.

$$h = \sqrt[3]{\frac{3r_c^4}{4C_m l} \left[\frac{2(r_1^2 - r_0^2)}{d_k^2} - \ln(r_1/r_0) \right]} \quad (8)$$

$$Q_l = \frac{\pi r_c^4}{C_m \mu l} \left[1 - \frac{d_k^2 \ln(r_1/r_0)}{2(r_1^2 - r_0^2)} \right] P_0 \quad (9)$$

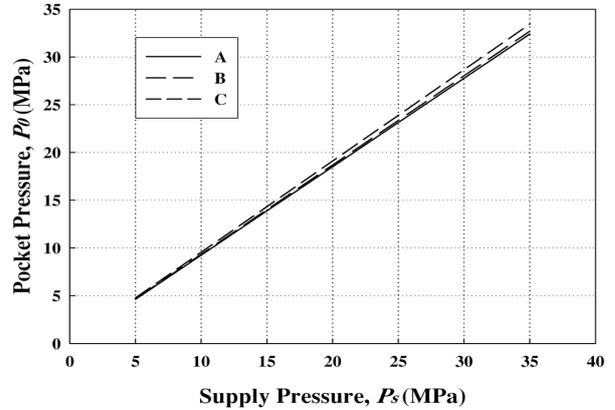


Fig. 4 Pocket pressure variation in force balance state

Fig. 4는 동점도 $\nu = 46cSt$, $F_b = F_p$ 인 상태에서 각각의 모델 A, B, C에 대하여 공급압력에 따른 포켓압력을 나타낸다.

Fig. 4에서 $F_b = F_p$ 일 때 공급압력에 따라 포켓압력이 일정하게 증가함을 알 수 있고, 공급압력이 35MPa일 때 모델 C($h=24\mu m$)가 B($h=32\mu m$)보다 포켓압력이 300kPa 정도 높고, A($h=38\mu m$)보다는 1.4MPa 정도 높으며, 이것은 labyrinth packing에 의해 누설의 방지와 동시에 압력 손실을 막는 효과를 내기 때문이다.

Fig. 5는 세 가지 모델의 압력분포를 나타낸다. 모델 B의 경우 P_1 은 P_0 에 대해 약 43% 작아지고, P_2 는 P_0 에 대해 약 75% 압력이 작아짐을 알 수 있고, 모델 C는 P_1 이 P_0 에 대해 약 63%가 작아짐을 알 수 있다.

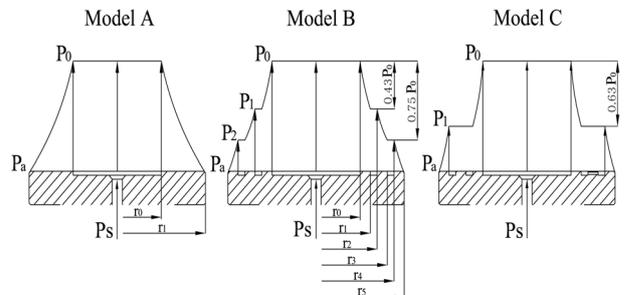


Fig. 5 Pocket pressure distribution by supply pressure in force balance state of each model

3. 이론 해석 결과

이제 동일 조건에서 유막두께를 변화시켰을 때 즉, F_b 와 F_p 가 같지 않을 경우 포켓압력과 누설유량의 변동을 살펴보면 Fig. 6과 같이 변화함을 알 수 있다.

이것은 $F_b = F_p$ 일 때의 Fig. 4와 다른 경향을 보임을 알 수가 있다. 그림에서 알 수 있듯이 유막두께의 증가는 누설유량의 증가를 가져오고, 이로 인해 포켓압력의 저하를 유발시킨다. 누설에 직접적으로 관여하는 압력차가 모델 A와 B보다 모델 C의 경우 P_1 이 랜드부를 통과하는 대기압과의 압력차가 가장 크고, 실랜드(seal land)부의 폭이 모델 A와 B보다 상대적으로 작게 되어 누설은 크고 포켓압력은 가장 작게 나타난다.

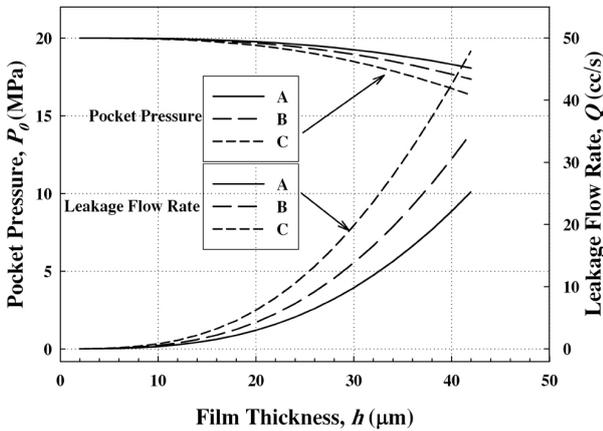


Fig. 6 Pocket pressure and leakage flow rate by film thickness

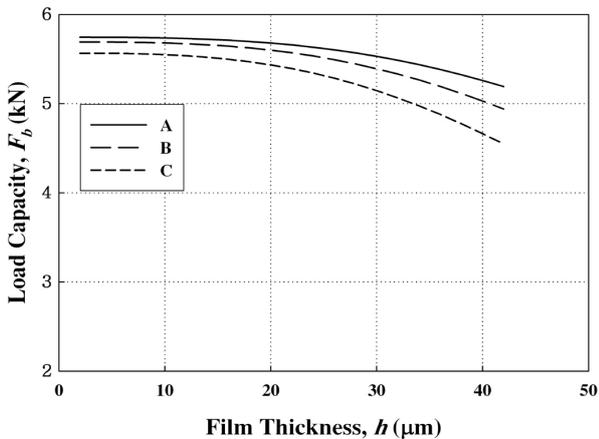


Fig. 7 Load capacity by film thickness

Fig. 7은 Fig. 6과 같이 포켓압력의 감소로 인해 부하용량이 전체적으로 감소함을 볼 수가 있고, 모델 C

가 가장 작음을 알 수 있다. 위의 결과로부터 윤활유막의 두께에 따른 누설 손실과 마찰동력 손실을 예측해 볼 수 있다. 여기서, 누설 손실은 모델 A의 경우 누설유량과 포켓압력과 대기 압력차의 곱으로 다음과 같이 표현되며,

$$N_p = Q_l \times P_0 \quad (10)$$

마찰동력 손실은, 사판각 γ 가 0° 일 때 피스톤의 피치를 r_p 라고 하면, 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$N_f = \frac{\mu}{h} r_p^2 \omega_p^2 \times 2\pi \int_{r_0}^{r_1} r dr \quad (11)$$

모델 B와 C의 경우도 위와 방법으로 구할 수 있으며, Fig. 8은 하나의 슬리퍼에 대하여 회전수 1500rpm, 토출압력 20MPa에서 N_{pf} 는 입력동력(N_i)에 대한 손실동력($N_p + N_f$)의 비율로, 사판과 슬리퍼 사이의 손실 외의 모든 것을 무시하고 유막두께 증가에 따라 상대적으로 계산해 보았다.

Fig. 8로부터, 최소 동력 손실이 일어나는 곳은 모델 A의 경우 $6\mu\text{m}$ 에서 약 0.37%, B는 $8\mu\text{m}$ 에서 0.21%, C는 $6\mu\text{m}$ 에서 0.23%가 일어난다. 유막두께가 $6\mu\text{m}$ 인 경우 B와 C는 거의 같은 값을 보이며, $6\mu\text{m}$ 미만의 경우에는 모델 C가, 그 이상의 유막두께를 갖는 구간에서는 모델 C보다 모델 B가 동력손실이 가장 작음을 알 수 있다. 이는 유막두께의 증가로 labyrinth packing 효과가 모델 A나 B의 경우보다 모델 C에서 더 커서 발생하는 누설 손실이 상대적으로 작아지기 때문으로 판단된다.

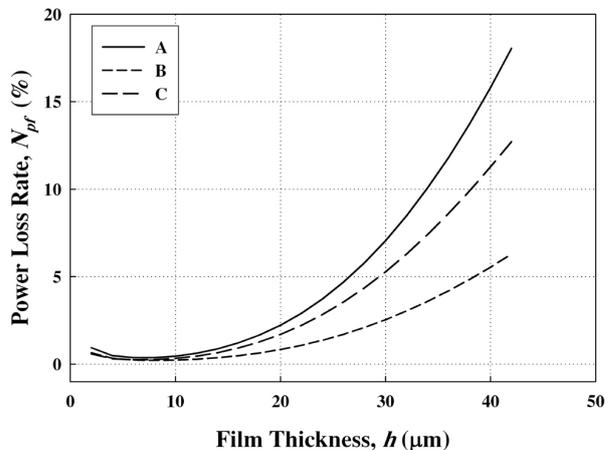


Fig. 8 Power loss rate by film thickness

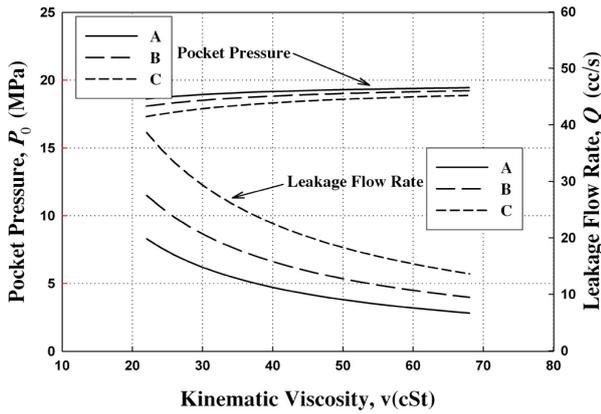


Fig. 9 Pocket pressure and leakage flow rate by kinematic viscosity

Fig. 9는 일정 유막두께, 공급압력 20MPa에서 동점도 증가에 따른 포켓압력과 누설유량의 변화를 보여주고 있으며, 동점도의 증가는 누설 되는 유량의 감소로 이어지고 포켓에서의 약간의 압력 상승을 유발함을 알 수 있다.

Fig. 10은 동점도 증가에 따른 부하용량의 변화를, Fig. 11은 동력손실 비율을 나타낸다. 이는 유막두께가 증가할 때와 반대의 경향을 보이는데, 이것은 동점도가 낮을 경우 즉, 높은 온도 조건에서는 누설손실이 마찰동력손실보다 매우 크게 되고 반대로 동점도가 높게 될 경우 누설 손실 값과 마찰동력 손실 값이 비슷하게 되어 점차 감소하는 경향을 보이게 되며, 비율상으로는 마찰동력 손실이 누설손실에 비해 훨씬 작게 된다. 또한 모델 B의 경우가 가장 작은 손실을 보이는데, 이는 모델 B에 있어서 P_1 의 압력이 분포하는 면적이 모델 C의 경우 P_1 과 P_2 가 존재하는 동일 면적에 비하여 상대적으로 작은 압력상태에서 점성에 의한 마찰손실이 작기 때문으로 판단된다.

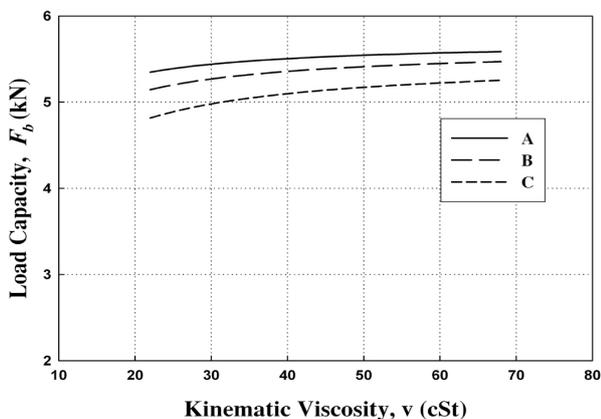


Fig. 10 Load capacity by kinematic viscosity

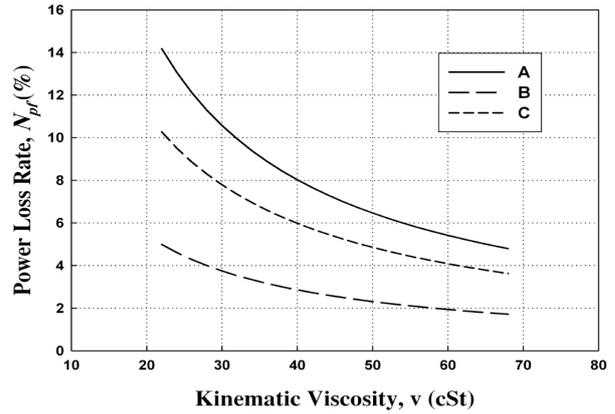


Fig. 11 Power loss rate by kinematic viscosity

5. 결 론

이상과 같이 사판식 유압 피스톤 펌프의 슬리퍼 정압배어링 형상에 따른 이론해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 슬리퍼의 랜드 부분과 환상 포켓부의 압력분포와 부하용량은 슬리퍼 형상에 의존하며, 모델 A가 가장 크게 나타났으며, 압력분포에 의해 계산된 부하용량은 모델 A가 가장 크게 나타났다.
- 2) 슬리퍼의 형상에 따라 누설유량, 유막두께 및 동력손실 등이 좌우됨을 확인할 수 있었으며, 유막두께가 $6\mu m$ 미만의 경우에는 모델 C가, 그 이상의 유막두께를 갖는 구간에서는 모델 B가 동력손실이 가장 작음을 확인하였다.
- 3) 점도와 유막두께의 변화에 따른 누설과 부하용량 측면에서는 모델 A가 누설은 적고, 부하용량은 크게 나와 가장 우수함을 확인할 수 있었다.

따라서 슬리퍼의 형상에 따라 윤활과 성능특성이 결정됨을 확인할 수 있었고, 사용조건 및 요구조건에 따른 최적의 성능을 얻을 수 있는 슬리퍼의 형상을 설계하기 위한 기초 자료로 활용할 수 있을 것으로 여겨진다.

참고 문헌

- 1) D. E. Turnbull and N. A. Shute, "A preliminary investigation of the characteristics of hydrostatic slipper bearing", Brit. Hydromech. Res. Ass. (B.H.R.A) Research Report R.R. 610, 1958

- 2) A. Crook and M. J. Fischer, "An investigation into the dynamic behaviour of hydrostatic slipper bearings", Brit. Hydromech. Res. Ass. (B.H.R.A) Research Report R.R. 1023, 1960
- 3) N. Iboshi and A. Yamaguchi, "Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors (1st report, Theoretical Analysis)", Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 210, pp. 1921~1930, 1982
- 4) S. C. Sharma, S. C. Jain and D. K. Bharuka, "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
- 5) J. Y. Jung 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