

유압 피스톤모터용 Slipper Pad의 정압시험에 관한 연구 A Study on the Hydrostatic Test of Slipper Pad for Hydraulic Piston Motor

함영복(한국기계연구원), 김광영(한국기계연구원), 김형의(한국기계연구원)
Young-Bog Ham(KIMM), Kwang-Yung Kim(KIMM), Hyoung-Eui Kim(KIMM)

ABSTRACT

In case of swash plate type axial piston hydraulic motor, hydrostatic bearing used to achieve the lubrication effect on the mechanical sliding contact areas between the following pairs; slipper-pad and swash plate, piston and cylinder bore, valve plate and cylinder block, etc.

This study discussed the basic characteristic for the hydrostatic slipper-pad bearings with the capillary or orifice restrictor under static load condition.

And, we also development of hydrostatic bearing tester for hydrostatic balancing test of piston & slipper-pad assembly, and some experimental data on supply pressure step response are reported .

Key Words : hydraulic motor(유압모터), hydrostatic bearing (정압베어링), slipper-pad (슬리퍼-패드), piston(피스톤), gap sensor(틈새센서), 누설유량(leak flow)

1. 서 론

유압모터 내부 부품들의 상호적인 운동은 모두 유압 평형을 이루는 상태에서 작동되고, 그동안 슬립부에 대한 유압적 윤활방식의 최적이론해석^(1,2)과 정압 베어링 설계⁽³⁾ 및 특성시험⁽⁴⁾등의 많은 연구가 이루어져 왔다.

내부 슬립부분을 크게 3가지 부분으로 나누어 Slipper Pad와 Swash Plate사이, Valve Plate와 Cylinder Block사이, Piston과 Cylinder Block Bore 사이 이고 이들 모두의 윤활상태의 해석은 정압베어링 설계이론이 핵심 요소기술이며, 정압베어링은 외부 유압원 으로부터의 압력을 이용하여 부하를 지지하는 형식의 베어링으로서 기동시 또는 운전시의 마찰이작고 축심의 편위가 작다는 장점을 지니고 있으며, 진동에 대한 감쇄성이 크고 베어링 수명이 긴것 등과 광범위한 응용범위를 가지고 있다.

여기에서는 일반적인 정압베어링 이론으로부터 가장 단순하고 기초적인 정압베어링 형상으로서 현재 사판식 액셀 피스톤형(swash plate axial piston type)의 유압모터에서 사용되고 있는 슬리퍼-패드(slipper-pad) 베어링에 대한 기초이론을 서술하고, 정압시험을 할수있는 시험장치구성과 시험결과를 얻는 것에 대해서 기술하고자 한다.

2. 정압베어링의 기초특성

먼저 가장 단순한 슬리퍼-패드 베어링 형상으로서 Fig. 1에 나타낸것 처럼 중앙급유형 원판형 정압

베어링과 같이 유체윤활 정압베어링의 경우, 기름의 정압을 가능한한 유효하게 이용하고 부하용량을 크게하기 위해서 급유 돌출부에 포켓(pocket)을 설치하여 구성하는 것이 보통이다.

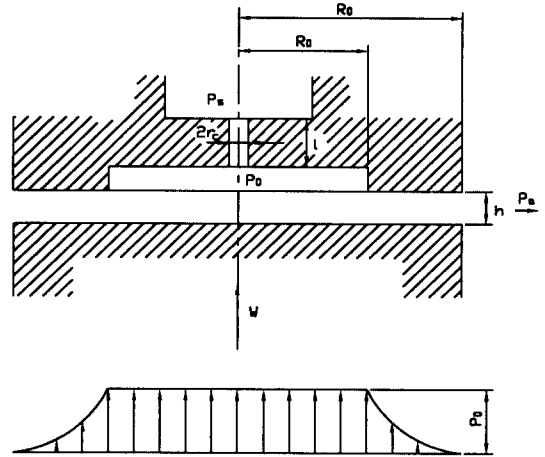


Fig. 1 Circular hydrostatic slipper pad bearing with capillary restrictor

지금 이 포켓의 반경을 R_0 , 포켓의 기름 압력을 p_0 대기압력을 p_a 로 하고 베어링내에서는 정상 점성유동로 가정하면 압력분포는

$$p = (P_0 - P_a) \log(R_i/r) / \log(R_i/R_0) + p_a \quad (R_0 \leq r \leq R_i) \quad (1)$$

$$p = P_0 \quad (r \leq R_0)$$

로 된다. 이것을 베어링면적 전체에 걸쳐서 적분하면 부하용량 W 가 얻어지고

$$W = \frac{\pi(R_1^2 - R_0^2)}{2\log(R_1/R_0)}(P_o - P_a) \quad (2)$$

$$\equiv A_e(P_o - P_a)$$

$$\equiv \bar{A}_e \cdot \pi \cdot R_1^2(P_o - P_a)$$

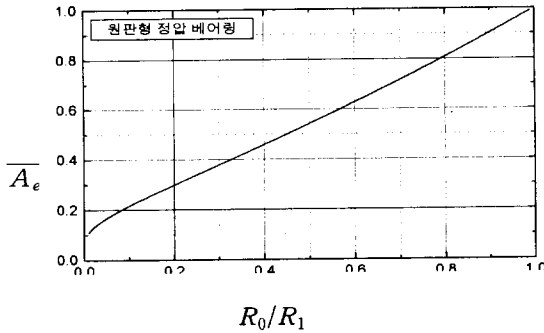
베어링 틈새로부터 유출하는 유량 Q_{out} 는

$$Q_{out} = \frac{\pi h_3(P_o - P_a)}{6\mu \log(R_1/R_0)} \equiv \frac{h_3(P_o - P_a)}{\mu} K_B \quad (3)$$

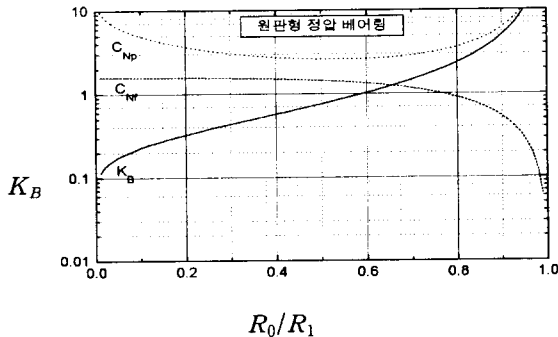
$$K_B = \frac{\pi}{6 \log(R_1/R_0)}$$

로 된다. 여기서 h : 베어링 틈새, μ : 윤활유 점성계수이다.

A_e 는 유효 베어링 면적, K_B 는 유량특성 계수이며 이것들은 베어링 형상만의 함수가 되며 원판형 정압 베어링에 대한 이것들의 특성치, \bar{A}_e , K_B ,를 표시하면 Fig. 2와 같다.



(a) Characteristic of \bar{A}_e



(b) Characteristic of K_B

Fig. 2 Characteristic of hydrostatic pad bearing

정압력 공급형의 정압베어링에서는 베어링 강성을 얻기 위하여 유압원으로부터 공급라인에 교축장치(restrictor)라고 불리는 유체저항기를 설치한다. 모세관에 의해 구성된 저항기인 경우 이것을 흐르는 유량은

$$Q_c = \frac{\pi r_c^4}{8\mu} \cdot \frac{(P_s - P_o)}{l} \equiv \frac{P_s - P_o}{\mu} K_c \quad (4)$$

r_c : 모세관 반경, l : 모세관 길이

식(3), (4)에 의해

$$P_o - P_a = \frac{P_s - P_a}{1 + \frac{K_B}{K_c} h^3} \quad (5)$$

으로되고 따라서, 부하용량은

$$W = \frac{(P_s - P_a) A_e}{1 + \frac{K_B}{K_c} h^3} \quad (6)$$

가되며, 식(5)의 관계를 그림으로 나타낸 것이 Fig. 3이다

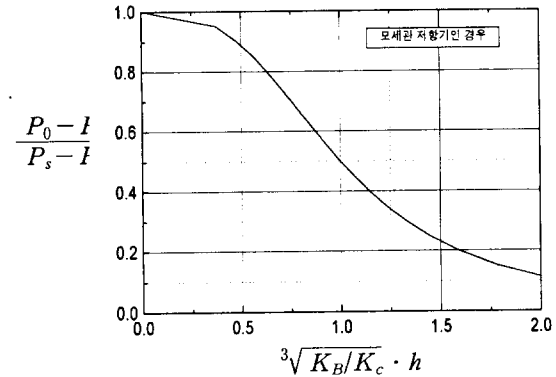


Fig. 3 Characteristic curve of bearing stiffness for capillary restrictor

오리피스 저항기의 경우에는 식(4), (5)와 같이

$$Q_o = C_f \pi r_o^2 \sqrt{\frac{2(P_s - P_o)}{\rho}} \equiv K_o \sqrt{P_s - P_a} \quad (7)$$

$$P_o - P_a = \frac{\mu^2 K_o^2}{2 K_B^2 h^6} \left(\sqrt{1 + \frac{4 K_B^2 h^6}{\mu^2 K_o^2} (P_s - P_a)} - 1 \right) \quad (8)$$

C_f : 오리피스 유량계수

r_o : 오리피스 반경

ρ : 밀도

으로된다.

3. Slipper Pad 시험장치 구성

3.1 시험장치의 개요

유압모터의 내부 습동부품중 상대적으로 중요한 부품인 피스톤과 슬리퍼 패드 조립체의 정압시험을 위한 시험장치 구성의 개념은 Fig. 4와 같다.

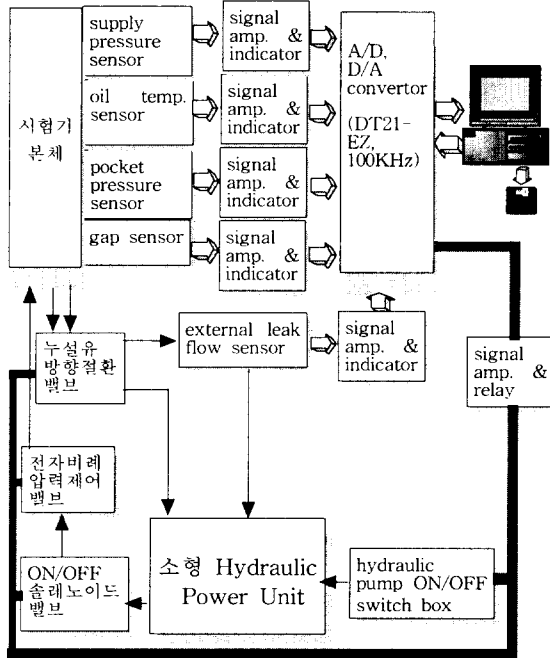


Fig. 4 Block diagram of tester configuration

3.2 시험대상 부품의 사양

피스톤 직경 17.5~30mm의 피스톤 & 슬리퍼 패드 조립체를 시험할 수 있으며 실제 axial piston type 유압식모터에 사용되고 있는 piston & slipper pad 조립체에 대해서 시험하기로 하고 그 사양은 Fig. 5와 같다.

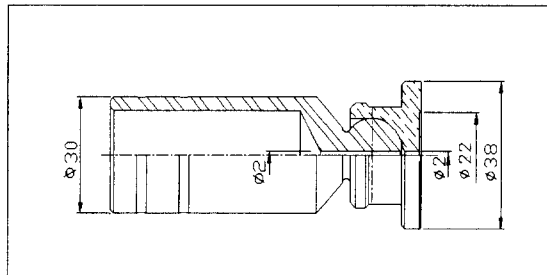


Fig. 5 Tested piston & slipper pad assembly

각 조립체에 대한 지그로써 피스톤 bore, seal cover(아크릴 소재)를 교체하면 각종 size에 관계없이 시험이 가능하다.

3.3 시험기 본체구성

시험기 본체는 Fig. 6과 같이 공급압력센서, 온도센서, 유압공급 포터와 피스톤 누유 취출유로가 설치된 상부덮개와 시편 장착부 그리고 틈새(gap) 센서, 포켓(pocket)압력센서, 슬리퍼패드 누설유로가 설치된 하부 받침대로 구성된다.

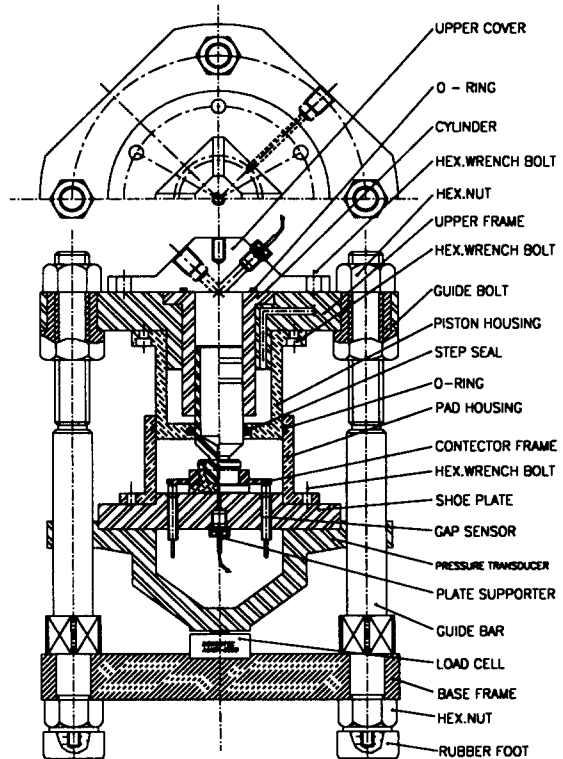


그림 3-14 Test apparatus

상부덮개를 통해 공급된 유압은 피스톤을 밀어 slipper-pad를 하부 받침대로 밀게 되며 이때 유압적으로는 평형을 이루는 상태에서 piston & bore 사이에서 누설이 생기면 피스톤 둘레의 아크릴 커버를 통해 육안으로 누설유량을 감지할 수 있고 이 누유는 상부덮개에 가공된 취출유로를 통해 미소 유량계로 흐르게 된다. 한편 슬리퍼-패드 밀면으로 부터 틈새가 발생하여 누유가 생기면 슬리퍼 패드부

아크릴 커버를 통해 육안으로 감지됨과 동시에 하부 받침에 가공된 취출유로를 통해 미소 유량계로 흐르게 된다. 이와 같이 피스톤부에서의 누유와 패드부에서의 누유를 seal에 의해 구분시키고 육안으로 누유 여부를 확인하기 위해 아크릴로 제작하고 피스톤의 stroke에 따라 상하조정이 가능하게 하였다.

유압적으로 평형을 이룬 상태에서 패드 밑면에 윤활막이 형성되어 일정량으로 부상될때 그 틈새를 측정하기 위해 슬리퍼 패드에 직접 gap sensor를 설치하는 것은 곤란하므로 sensor는 하부 받침에 설치하고 패드에는 감지판(detaction plate)을 설치 하였다. 슬리퍼 패드가 피스톤 볼을 요동 중심으로 하여 틈팅될 가능성에 대비하여 4개의 gap sensor를 설치하고 그 중앙부에 pocket 압력을 측정하기 위한 sensor 취부상태를 Fig. 7에 나타낸다.

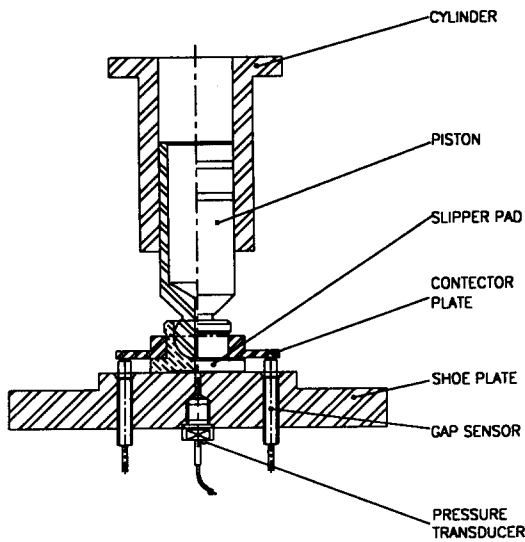


Fig. 7 Sensor mounting apparatus

4. Slipper Pad의 정압시험결과 및 검토

4.1 공급압력 step input에 대한 응답특성

유압모터의 Piston & Slipper-pad조립체(Fig. 5참조)에 대한 정압시험 결과, Fig. 8에서 보는바와 같이 공급압력을 약80bar정도에서 340bar까지 step input을 가했을때 포켓압력은 공급압력과 차이가 없고 부하용량 또한 공급압력에 비례하여 응답하고 있다. 여기서 공급압력(P_s)과 포켓압력(P_o)가 같다는 것은 실제로 슬리퍼 패드 밑면에서 받치는 힘($P_o \cdot A_e$)이

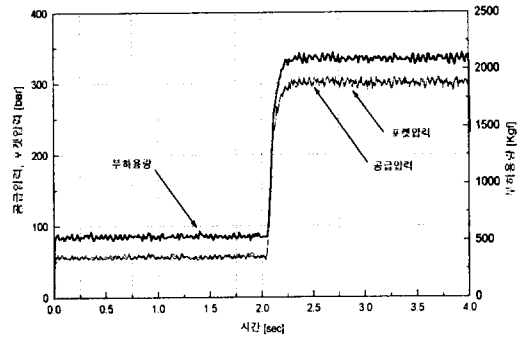


Fig. 8 Supply pressure step input response for pocket pressure, load capacity

피스톤으로 부터의 피스톤 압력($P_s \cdot A_p$)보다 작아서 유막 틈새가 형성되지 않았기 때문이다.

이때의 힘균형 비를 계산하면 피스톤력 F_p 는

$$F_p = P_s \times A_p = \frac{\pi d_p^2}{4} \times P_s$$

이 되고 부상력은

$$F_r = P_o \times A_r = \frac{\pi d_1^2}{4} \times P_o$$

따라서 힘균형비 F_r/F_p 는 $P_s = P_r$ 인 상태이므로

$$\frac{F_r}{F_p} = \frac{d_1^2}{d_p^2} = \frac{22^2}{30^2} = 0.538$$

로 되고 있다. 여기서 $F_r/F_p < 1$ 이면 under balance라 부르고, $F_r/F_p > 1$ 이면 over balance, $F_r/F_p = 1$ 이면 quite balance로 정의 할수있다.

Fig. 9에서 보는바와같이 공급압력의 step input

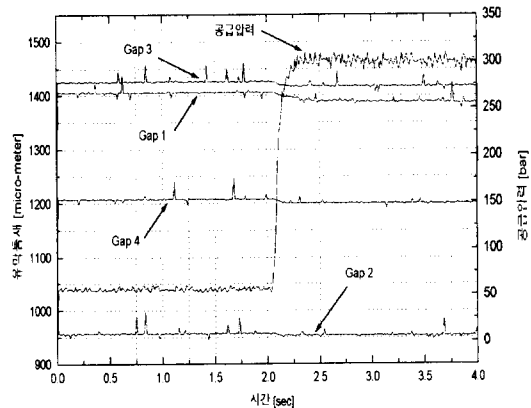


Fig. 9 Supply pressure step input response for fluid film gap

에 대한 slipper-pad의 부상(浮上)량 변화를 나타냈지만 gap의 변화는 증가하지 않았다. 그 이유는 위에서 알아본 바와같이 under balance 상태에 있으므로 부상할수 없었으며 오히려 ($F_p - F_s$)량 만큼의 힘으로 접촉력이 가해지고 있으므로 slipper pad가 탄성변형을 일으키고 있으며 그 양은 최대 10 μm 까지 변화함을 알수있다.

4.2 공급압력 multi step input에 대한 응답특성
Fig. 10 에서 보는바와 같이 공급압력을 단계별로

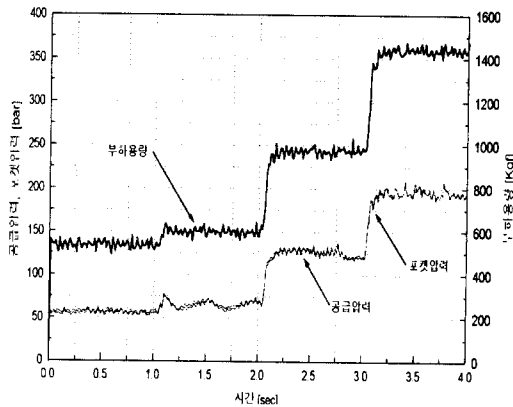


Fig. 10 Supply pressure multi step input response for pocket pressure, load capacity

증가시킬 때 부하용량변화는 역시 공급압력에 비례하여 나타나고 있으며 4.1항의 설명에서와 같이 under balanced pad 이므로 공급압력과 포켓압력의 차이는 없다.

또한 Fig. 11 에서 보는바와 같이 multi step input

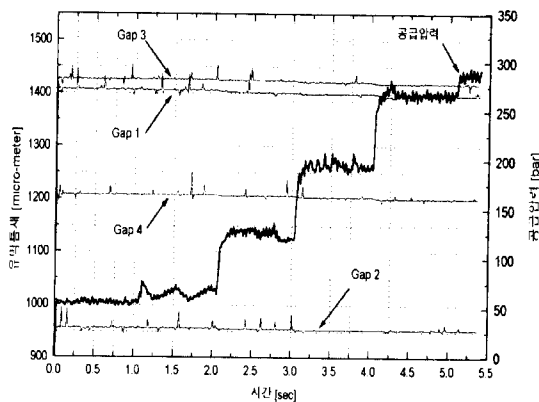


Fig. 8 Supply pressure multi step input response for fluid film gap

을 가할 때 슬리퍼 패드의 부상상태를 나타냈으나, force balance 면에서 under balance 된 상태이므로 슬리퍼 패드를 통한 누설유량도 생기지 않고 gap의 증가도 나타나지 않고있다.

4.3 외부누설유량 측정시험

본 시험에서는 슬리퍼 패드가 부상(浮上)하지 않았으므로 누설유량은 0 이고 piston과 cylinder bore 사이에서의 누설유량은 환상(環狀)틈새를 통한 흐름으로써 압력차에 비례한 유량증가를 보이고 있으나, 사판이 경사된 경우와 같이 piston이 cylinder bore 사이에서 동심원내에 있지않고 편위되는 경우에는 편위되기 전보다 최대 2.5배까지 더많은 누설유량을 나타낼수 있다.

피스톤 주위에 설치된 아크릴 카바를 통해 누설유량을 관측할수 있었으나 그양이 많지않고 압력이 낮은 관계로 Gear Flow Meter에 감지 되지는 않았다.

5. 결론

정압베어링의 기초특성을 제시하고 그특성치들의 실제 실험값을 알아보기위해 유압 피스톤 펌프 또는 모터의 slipper pad에대한 정압시험장치를 구성하였다. 본연구에서 시험대상이었던 slipper pad bearing이 under balance design 이었으므로 유막 틈새의 증가나 포켓압력의 저하, 누설유량의 증가 등은 현저하게 측정되지 않았으나, 향후 over balance design에 대한 시험과 slipper pad가 실제 상황과 같은 운동상태를 시험 하는것도 중요한 비교 시험이 될것이다.

참 고 문 헌

1. T. KAZAMA, A. YAMAGUCHI, Optimum Design of Bearing/Seal Parts for Hydraulic Equipment (1st Report, Basic Equations and Optimum Conditions), 油壓 と 空氣壓, 23-6, 1992
2. T. KAZAMA, A. YAMAGUCHI, Optimum Design of Bearing/Seal Parts for Hydraulic Equipment (2nd Report, Effects of Operating Conditions), 油壓 と 空氣壓, 23-6, 1992
3. H. YABE, Design Method of Hydrostatic Bearing (Incompressible Fluid), 潤滑, 17-7, 1972
4. 益子正巳, 中原綱光, 靜壓案内面の基礎研究, (第2報, 單純 pocket にする實驗結果), 日本機械學會論文集, 38-316, 昭47-12