

# 사판식 액시얼 피스톤 펌프 가변용량 시스템의 운할특성에 관한 연구

## A Study on the Lubrication Characteristics of a Compensator System for Swash Plate Type Axial Piston Pump

김 신\* · 송주현\* · 정재연\* · 이두형\*\*

\*전북대학교 정밀기계공학과

\*\*기아정기 기술연구소

### 1. 서론

최근 유압기기의 고성능·고압화에 따른 유압 피스톤 펌프의 중요성이 날로 증대되어지고 있는 실정에 있다. 이와 함께 피스톤 펌프의 적용 범위는 그의 다양한 장점으로 인해 나날이 증가하고 있다. 피스톤 펌프의 장점으로는 고압·대용량화를 이룰 수 있으며, 출력밀도가 큰 것을 들 수 있다. 더구나 자동차의 현가시스템의 유압공급원으로 중요한 역할을 담당함으로써 빠른 응답성과 정확한 조정성 등이 요구되게 되었다. 그리고 자동차의 현가시스템의 유압공급원으로서도 매우 중요한 역할을 담당하게 되었다. 이를 위해서는 가변 용량 시스템의 해석이 불가피하다. 즉, 가변 용량 시스템의 해석을 통해 피스톤 펌프의 유량과 압력을 원하는 대로 조절함으로써 불필요한 에너지의 낭비를 줄일 수 있게 된다.

피스톤 펌프의 가변용량 시스템에 관한 연구는 주로 Zaki, H.<sup>1)</sup>, Schoenau G. J.<sup>2)</sup>, Zeiger, G.<sup>3),4)</sup> 등 몇가지가 있으나 다른 분야에 비해 그다지 많지 않으며, 더구나 actuator piston의 운할특성에 대해서는 거의 연구가 이루어지지 않았다. 이 부분은 단지 피스톤 펌프의 피스톤과 실린더 사이의 운할상태를 연구한 Renius, K. Th.<sup>5)</sup> 등의 연구에 의존하고 있는 실정이다. 본 연구에서는 가변용량형 사판식 액시얼 피스톤 펌프의 가변용량 시스템에 있어서 actuator piston의 가공정도와 실린더사이의 간극의 변화에 따른 응답성 및 누설유량에 끼치는 영향을

살펴 보았다.

가변용량형 사판식 액시얼 피스톤 펌프는 사판의 각도를 조절함으로써 유량을 조절하게 된다. 사판의 각도조절은 actuator piston에 의해 행해지며, 가변용량부의 어느 설정압력에 도달하면, 이 actuator piston이 사판을 밀어 사판의 각도를 변화시키게 된다. 지배방정식으로는 spool과 사판의 운동방정식과 각 chamber의 누설 유량이 있다. 이들 방정식을 풀으로써 각 부분의 운동을 해석할 수 있게 된다. 여기에서 해석이 어려운 부분은 각 계수들의 결정이며 simulation을 할 때는 이러한 계수들을 이론적으로 결정을 하게 되고, 실험을 통해 검증하도록 한다. 즉, 각 운동부의 감쇠계수와 각 오리피스를 통한 유량계수, 그리고 감쇠계수 등은 실험을 통해 검토한다.

실험을 통한 측정에서는 각 chamber의 압력은 각 chamber에 연결된 압력센서 3개에 의해 행해지며, 사판의 각도는 angle 센서에 의해 측정하게 된다. 그리고 actuator piston과 블럭 사이의 간극을 조절하여 누설계수를 변화시키며, 그 영향을 살펴보았다.

### 2. 기초이론

#### 2.1 가변용량 시스템의 구조

가변용량 시스템은 사판식 액시얼 피스톤 펌프에서 사판의 각도를 조절함으로써 유량을 조

절하고 토출압력을 설정압력 이하로 유지시키는 기구이며, 그 구조는 Fig. 1과 같다.

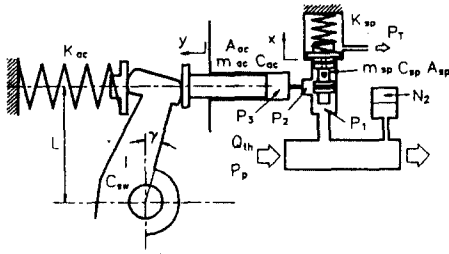


Fig. 1 Pressure compensator system

여기에서 펌프의 토출압이 spool spring에 의해 설정된 어느 설정압력 이상이 되면 spool을 밀어주어 유로가 열리게 된다. 그리고 압유가 actuator piston을 밀어주어 결국 사판의 각도를 변화시켜 펌프의 토출 유량을 변화 시킨다. Actuator piston과 return spring의 힘이 중심선 상에서 작용한다고 하면 여기에서 spool의 운동 방정식은 식(1)과 같고 사판의 운동방정식은 식(2)와 같다.

$$m_{sp}\ddot{x} + C_{sp}\dot{x} + K_{sp}x = A_{sp}(P_1 - P_r) - K_{sp}x_0 \quad (1)$$

$$\left( I + m_{ac} \frac{L^2}{\cos^2 \gamma} \right) \ddot{\gamma} + \left( C_{sw} + C_{ac} \frac{L^2}{\cos^2 \gamma} \right) \dot{\gamma} + L^2 K_{ac} \tan \gamma = L K_{ac} (L \tan \gamma_{max} + \delta) - m_{ac} L^2 \frac{2 \sin \gamma}{\cos^3 \gamma} \dot{\gamma}^2 - L A_{ac} (P_3 - P_h) \quad (2)$$

- $m_{sp}, m_{ac}$  : spool spring과 actuator piston의 질량
- $C_{sp}, C_{sw}, C_{ac}$  : spool, swash plate, actuator piston의 감쇠계수
- $K_{sp}, K_{ac}$  : spool spring상수와 return spring 상수
- $A_{sp}, A_{ac}$  : spool spring과 actuator piston의 면적
- $x_0, \delta$  : spring의 초기 처짐량
- $I$  : Swash plate의 관성 모멘트
- $\gamma$  : 사판의 경사각

토출압력에 따른 사판의 움직임을 파악하기 위해서는 위의 방정식들과 각 chamber에 대한 연속방정식들을 풀어야 한다. 즉, 비선형 연립 미분방정식을 풀어야 한다. 여기에서 Runge-Kutta 방법을 사용한 결과 압력변화와 유량은 비슷한 형태를 나타내었으며, 응답성의 경우 20% 정도의 오차를 보였다. 이에 대한 이론적인 해석으로는 참고문헌 1), 2) 등의 연구가 있다.

## 2.2 누설유량

### 1) 정적인 상태의 누설 유량

Actuator piston과 cylinder부분은 Fig. 2와 같은 형태이다.

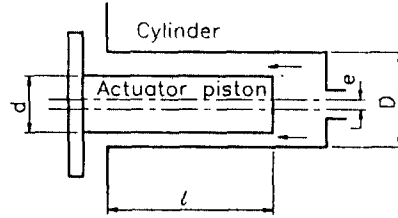


Fig. 2 Actuator piston and cylinder

여기서 편심되지 않았을 때 간극  $h$ 는

$$h = \frac{D-d}{2} \quad (3)$$

Actuator piston이 실린더 안에서  $e$  만큼 편심 되었을 때, 이 간극을 통한 누설 유량은 다음과 같다.

$$Q_{si} = \frac{\pi d h^3}{12 \mu l} \Delta p (1 + 1.5 \epsilon^2) \quad (4)$$

$$\text{단, } \epsilon = \frac{e}{h}$$

$\mu$  : 작동유의 점도

이 누설유량은 표면이 이상적인 경우이고, 실제 표면은 거칠기를 가지므로 이로 인한 손실을 고려하면 된다.

$$Q_{sr} = S_r \frac{\pi d h^3}{12 \mu l} \Delta p (1 + 1.5 \epsilon^2) \quad (5)$$

여기서  $S_r$ 은 조도계수이다.

## 2) 동적인 상태에서의 누설유량

동적인 상태의 누설유량은 실제 운전중의 누설유량을 말한다. 이 누설의 대부분은 압유가 actuator piston을 밀어줄 때 일어난다. Actuator piston의 속도가 일정하다고 가정하면 누설유량은 다음과 같다.

$$Q_d = S_r \pi d \left( \frac{h^3}{12 \mu l} \Delta p + \frac{U h}{2} \right) (1 + 1.5 \epsilon^2) \quad (6)$$

## 3. 실험장치 및 방법

실험장치는 가변용량형 사판식 액시얼 피스톤 펌프의 가변 용량 시스템을 모델화 하였다. Fig. 3은 전체 실험장치 회로를 나타내고, Fig. 4는 사판, spool, actuator piston으로 모델화 한 test block을 나타낸다.

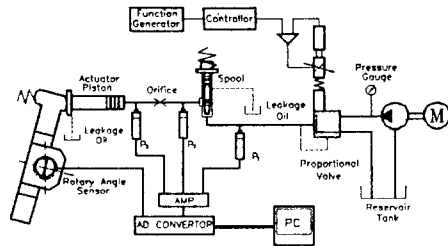


Fig. 3 Schematic diagram of measurement system

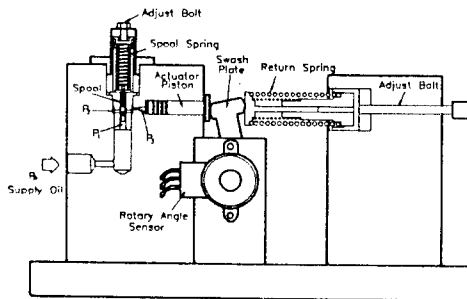


Fig. 4 Test block

실험장치로의 압유 공급은 DENISON社의 피스톤 펌프를 이용하여 130 bar의 압유를 공급

하였다. 그리고 압력조절은 BOSCH社의 proportional valve를 사용하였다. 이 valve의 응답성은 50 Hz 정도이고, 제어 유량은 40 l/min로 이 실험에서 압유를 공급하는데는 충분하다. 또한 function generator를 이용해 step, ramp 등의 다양한 전압파형을 proportional valve에 입력함으로써 공급압력을 조절하였다. 여기에서는 function generator의 출력으로서 proportional valve에 0~10V의 전압을 가함으로써 압력을 0~120 bar 정도로 변화시킬 수 있었다. Step 파형은 순간적인 압력상승에 따른 응답성을 파악하고자 한 것이고, ramp 파형은 응답압력 특성과 각 chamber의 압력파형의 변화를 파악하고자 입력하였다. 압력의 측정은 HYDROTECHNIK의 센서와 AMP를 사용하였다. 그리고 사판의 각도 측정은 hysteresis ± 0.2% 이내의 rotary angle sensor를 사용하였다. 여기서 사용한 작동유는 VG32이고, 실험은 45℃에서 이루어졌다. 그리고 누설유량은 메스실린더로 일정시간동안 측정하였다.

여기에서 실험한 actuator piston은 내측에 구멍이 없는 종류를 이용하였다. 그리고 실린더 축의 직경은 10.020mm로 고정하고 actuator piston의 직경을 변화시킴으로써 간극을 바꾸어 응답성과 누설유량에 미치는 영향을 알아 보았다. Table 1은 여기에서 사용한 actuator piston의 data이다.

Table 1. Data for actuator pistons

	원통도 ( $\mu\text{m}$ )	표면조도 ( $R_{\text{MAX}}$ )	Clearance ( $\mu\text{m}$ )
a	1.1	0.920	11
b	2.0	0.421	15
c	0.9	1.240	18
d	1.2	1.131	21
e	1.0	0.820	25
f	1.7	4.27	18
g	4.1	4.41	21

또한 기하학적인 정도와 표면조도에 따른 영향을 살펴보기 위해 actuator piston의 직경은

같으나 표면조도와 기하학적인 정도가 다른 경우에 대해서도, 실험을 해 보았다. 여기에서는 f와 g의 경우이다.

실험 data는 1 KHz로 샘플링되며 높은 주파수에서는 5 sec동안 낮은 주파수에서는 10 sec 동안 data를 얻었다. 각 sensor에서 측정된 data들은 전용 AMP를 통해 증폭되고 LCD에 표시되며, output 전압은 AD Convertor를 통해 computer에 저장된다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

위와 같은 실험장치를 이용하여 실험을 하여 다음과 같은 data를 얻었다. 일반적인 압력파형

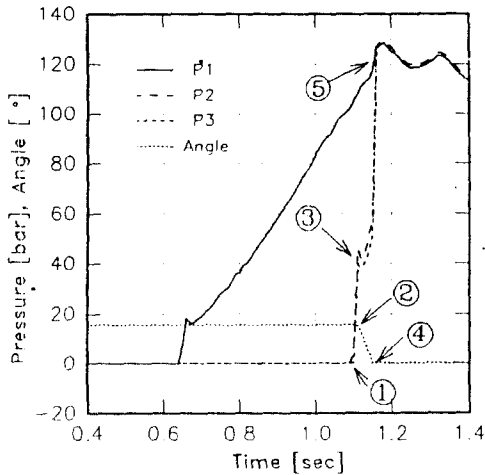


Fig. 5 Characteristics of pressure and angle

과 사판의 각도 변화를 살펴보면 Fig. 5와 같다. 입력 압력이 상승하게 되면 spool이 상승하게 된다(①). 그리고 사판의 각도가 변하기 시작하는 점(②)에서 spool 하단의 유량이 actuator 쪽으로 공급되어 압력상승이 주출한다(③). Simulation에서도 이 부분에서는 압력상승이 주출하고 P<sub>2</sub>와 P<sub>3</sub>가 분리되었다. 사판의 각도가 0° 이 되는 때(④)까지 P<sub>2</sub>와 P<sub>3</sub>는 다시 급상승하고, 사판의 각도가 0° 이 되는 점(④)에서부터는 P<sub>2</sub>와 P<sub>3</sub>가 공급압력에 근접하게 따라간다(⑤). 그리고 설정압력 이하가 되면 사판의 각

도가 변하기 시작하고 spool이 달리게 된다.

#### 4.1 응답성

이 실험에서의 응답시간은 순수하게 actuator piston이 움직이기 시작해서 그 운동을 종료하는 때까지의 시간을 말한다. 이 실험을 통해 얻은 응답시간과 actuator piston사이의 간극과의 관계를 Fig. 6에 나타내었다.

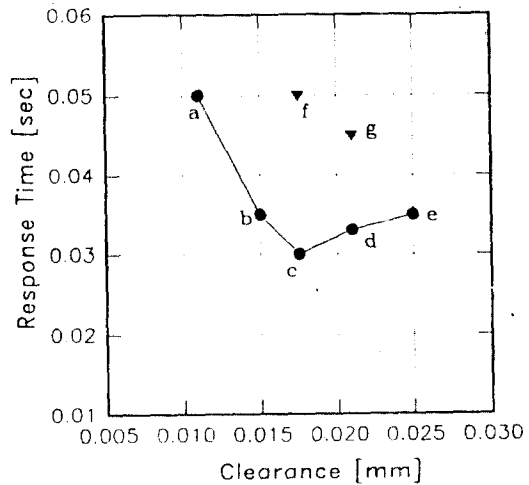


Fig. 6 Characteristics of response

그림에서 볼 수 있듯이 간극이 15~18 μm 정도에서 응답시간이 가장 짧다는 것을 알 수 있다. 즉 간극이 너무 작으면 점성마찰에 의한 효과가 증가하고 간극이 너무 크면 누설이 증가하여 응답시간이 길어지는 결과를 초래하게 된다.

그리고 간극이 같은 sample f와 g에서 기하학적인 정도와 표면조도의 영향을 알 수 있다. 즉 정도가 좋은 c와 d의 경우가 f와 g의 경우보다 뛰어난 응답성을 가지는 것을 알 수 있다.

#### 4.2 누설유량

누설유량과 clearance와의 관계는 Fig. 7과 같다. 누설유량은 간극의 3승배에 비례한 상승을 보이며, 간극이 25 μm 이상에서는 누설유량의 현저한 증가를 보인다.

여기에서도 sample c와 f에 대한 비교를 볼

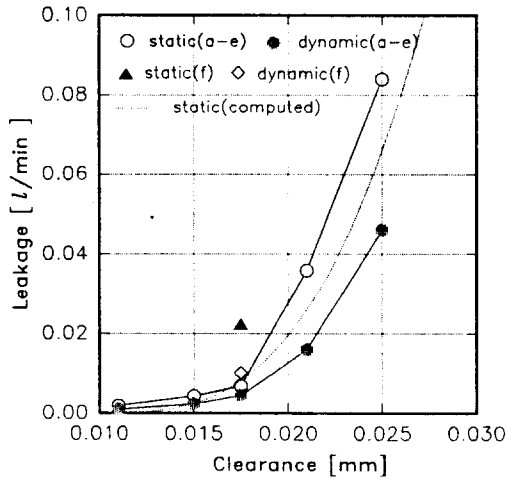


Fig. 7 Characteristics of leakage

수 있다. 역시 기하학적 정도가 좋은 c의 경우가 누설유량이 작은 것을 알 수 있다.

전체적인 누설유량을 살펴보면 동적인 상태의 누설이 정적인 상태의 누설의 0.5배 정도인 것을 알 수 있는데, 이는 실제로 압력이 가해지는 시간이 0.5배이기 때문이다. 누설유량의 측면에서 볼 때 간극은 작을 수록 좋으나, 응답성과 함께 고려해 본다면 어느정도 한계가 있다. 이 두가지 측면에서 최적의 간극은 12~16  $\mu m$  정도임을 알 수 있다.

## 5. 결론

이상과 같이 피스톤 펌프의 가변용량 시스템 모델에서의 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응답시간은 간극이 작을 수록 점성마찰이 증가하여 커지게 되고, 간극이 커질수록 누설유량이 증가하여 길어지게 된다. 응답성만 고려해 볼 때의 최적의 간극은 15~18  $\mu m$  정도이다.

(2) 누설유량은 간극 크기의 3승배로 증가하며, 이 실험을 통해 간극이 25  $\mu m$  이상에서는 너무 과대한 누설이 발생하여 실제 적용상 문제가 따름을 확인하였다.

(3) 응답시간과 누설유량의 두 가지를 모두

고려해 볼 때 최적의 간극은 응답시간의 측면에서 본 것보다 작은 12~16  $\mu m$  정도임을 알 수 있다.

(4) 기하학적인 정도와 표면조도는 Fig. 6과 7에서 볼 수 있는 것과 같이 응답시간과 누설유량에 대단히 큰 영향을 끼침을 확인할 수 있다.

이와 같이 actuator piston의 윤활상태가 가변용량 시스템에 미치는 영향을 살펴보았다. 이와 같은 연구에 이어 더 나아가서 전체적인 피스톤 펌프 시스템에 대한 적용능력과 최적의 가변용량시스템을 설계하고자 한다.

## - 참고문헌 -

1. Zaki, H., and Baz, A., "On the Dynamics of Pressure Compensated Axial Piston Pumps", Journal of Fluid Control/Fluidics Quarterly, Vol. 11, No.2, 1979, 73-87.
2. Schoenau G. J., Burton R.T., Kavangh G. P. : "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump", A.S.M.E. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 112, 122/132 (1990-5)
3. Zeiger, G., and Akers, A., "Torque on the Swash Plate of an Axial Piston Pump", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 107, No. 3, Sept., 1985, pp. 220- 226.
4. Zeiger, G., and Akers, A., "Dynamic Analysis of an Axial Piston Pump Swash Plate Control", Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 1986, 200(C1), 49-58.
5. Renius, K. Th., "Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben - Axialkolbenmaschinen". VDI-Forschungsheft Nr. 561. Düsseldorf : VDI -Verlag 1974.
6. Ernst W. : "Oil Hydraulic Power and its Industrial Applications", McGRAW-HILL