

## 사판식 피스톤 펌프 서보제어기구 설계

노종호\*, 함영복, 윤소남, 최병오(한국기계연구원)

### The Design of Servo Control Mechanism for Swash Plate Type Axial Piston Pump

J. H. Noh\*, Y. B. Ham, S. N. Yun, B. O. Choi(KIMM)

#### ABSTRACT

The closed circuit pump is applied to control rotating speed and direction of hydraulic motor in hydrostatic transmission. To development of this pump, first of all the servo control regulator has to be designed. Mechanical-hydraulic type servo control mechanism is excellent to be compared with electronic-hydraulic type servo control valve to reliability and economy.

In this paper to development positive and negative variable displacement type servo regulator, the hydro-mechanical servo control mechanism is calculated and designed with force balance of pilot piston and position feedback of servo piston.

**Key Words** : Mechanical-hydraulic type (기계-유압식), Variable displacement type (가변용량형), Swash plate (사판), Servo control (서보제어), Axial piston pump(액설 피스톤 펌프)

#### 1. 서론

정유압 동력 전달장치에 있어서 원동기(엔진 또는 전동기)로부터 기계적인 동력을 전달 받아 유압 모터에 유압동력을 전달해 주기 위해서 고정용량의 유압 펌프를 사용하는 경우 원동기의 회전동력에 비례한 유압 동력이 고정적으로 토출되어 조정기능이 제공되지 않아 전기동력의 소비가 많고 유압 관로에 많은 열이 발생하게 된다.

또한 가변 용량형 펌프를 사용할 때, 펌프가 정·역 가변되지 않고 한쪽 방향으로만 가변되는 경우에는 펌프의 용량을 조절하여 유압 모터의 회전속도는 제어할 수 있으나, 회전방향을 제어할 수는 없으므로 별도의 방향제어 밸브가 필요하게 된다.

이에 대한 개선방안으로 폐회로형 HST의 경우 방향 전환 밸브를 대체하도록 정·역 가변 제어 밸브를 개발하여 적용하여야 한다.

본 연구에서는 이러한 문제점에 대한 대책으로 내구성과 경제성이 전자-유압 서보제어 밸브보다 뛰어난 기계-유압식 서보제어 밸브를 이론 해석을 통해 설계하였다.

#### 2. 사판각 서보 제어기구 설계 이론

##### 2.1 레귤레이터 동특성 해석

Fig. 1은 본 연구에서 설계하고자 하는 유압식 서보 레귤레이터(사판각 서보 제어기구)의 유압 회로를 보이는 것으로 중립에 있는 상태를 나타내고 있다. 주 제어밸브의 움직임( $x_v$ )에 의해서 파일럿 압력이 공급되어 파일럿 피스톤이 움직이고( $x_p$ ), 또 파일럿 스톱의 이동에 의해 유로가 열려서 서보 피스톤이 움직이며( $x_c$ ) 결국에는 피드백 링크기구에 의해 파일럿 슬리브가 움직여( $x_s$ ) 원하는 사판 각도가 얻어진다

Table 1은 사용된 기호를 나타내고 있다.

방향제어밸브의 운동을 지배하는 방정식은

$$F_v = k_v \cdot i = m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + b_v \frac{dx_v}{dt} + k_v (x_v + x_{v0}) \quad (2.1)$$

과 같고, 방향제어 밸브의 연속방정식은 다음과 같다.

$$C_d \cdot \pi \cdot D_v \cdot x_v \sqrt{\frac{2(P_d - P_v)}{\rho}} = A_{ir} \cdot \frac{dx_{pr}}{dt} + \beta(V_{ir} + A_{ir} \cdot x_{pr}) \frac{dP_{ir}}{dt} \quad (2.2)$$

이때 파일럿 피스톤의 운동방정식은

$$F_{pr} = P_{ir} \cdot A_{ir} = m_{pr} \frac{d^2 x_{pr}}{dt^2} + b_p \frac{dx_{pr}}{dt} + k_p (x_{pr} + x_{p0}) \quad (2.3)$$

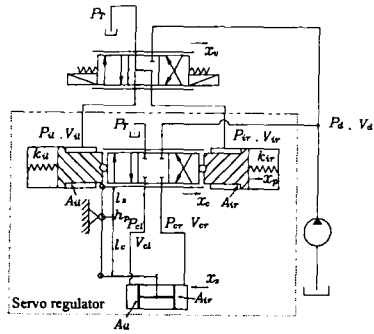


Fig. 1 Hydraulic circuit diagram of swash plate servo control mechanism

Table 1 A symbol of design parameters

주기호	보조기호
$P$ : 압력	$T$ : 탱크
$x$ : 변위	$v$ : 주 제어 밸브
$V$ : 체적	$d$ : 공급부
$k$ : 스프링 상수	$i$ : 파일럿 라인
$A$ : 단면적	$l$ : 왼쪽
$l$ : 링크 길이	$r$ : 오른쪽
$D$ : 직경	$p$ : 파일럿 피스톤
$m$ : 질량	$s$ : 슬리브
$b$ : 점성마찰계수	$c$ : 실린더
$\theta$ : 회전각	$o$ : 초기
	$L$ : 부하

파일럿 스톱과 파일럿 피스톤의 운동방정식은

$$k_{ii}(x_{po} - x_{pi}) - p_{ii} \cdot A_{ii} = m_{pi} \frac{d^2 x_{pi}}{dt^2} + b_p \frac{dx_{pi}}{dt} + F_{Lr} \quad (2.4)$$

$$F_{Lr} = P_{ir} \cdot A_{ir} - k_{ir}(x_{pr} + x_{po}) \quad (2.5)$$

좌 · 우측 파일럿부 연속의 식은 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A_{ii} \cdot \frac{dx_{pi}}{dt} + \beta(V_{ii} + A_{ii} \cdot x_{pi}) \frac{dP_{ii}}{dt} = C_d \cdot \pi \cdot D_c \cdot x_{pi} \cdot \sqrt{\frac{2(P_{ii} - P_r)}{\rho}} \quad (2.6)$$

$$C_d \cdot \pi \cdot D_p \cdot x_{pi} \sqrt{\frac{2(P_{ii} - P_{ii})}{\rho}} = A_{cr} \cdot \frac{dx_c}{dt} + \beta(V_{cr} + A_{cr} \cdot x_c) \frac{dP_{cr}}{dt} \quad (2.7)$$

$$A_{ii} \cdot \frac{dx_c}{dt} + \beta(V_{ii} - A_{ii} \cdot x_c) \frac{dP_{ii}}{dt} = C_d \cdot \pi \cdot D_p \cdot x_{pi} \cdot \sqrt{\frac{2(P_{ii} - P_r)}{\rho}} \quad (2.8)$$

## 2.2 피드백 레버의 링크 기구 메카니즘

Fig. 2 에서 서보 피스톤 레버의 길이  $l_c$ , 파일럿

슬리브 레버의 길이  $l_s$ , 서보 피스톤의  $x$  축 변위  $x_c$ , 파일럿 슬리브의  $x$  축 변위  $x_s$ , 회전 레버의 회전각을  $\theta$  라고 할 때, 파일럿 슬리브의 변위는

$$x_s = l_s \sin[\tan^{-1}(\frac{x_c}{l_c})] \quad (2.9)$$

가 된다. 이때 회전각  $\theta = \tan^{-1}(x_c/l_c)$  이다.

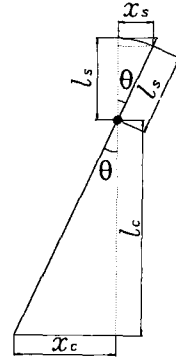


Fig. 2 Model of rink system

Fig. 3 은 서보 피스톤 변위  $x_c$  와 파일럿 슬리브 변위  $x_s$  의 관계를 보여주고, Fig. 4 는 슬리브 변위  $x_s$  와 회전각  $\theta$  의 관계를 나타내고 있다.

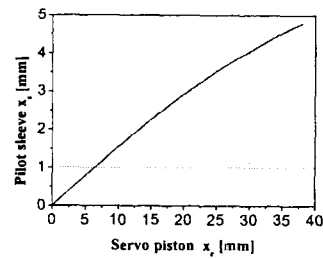


Fig. 3 A graph of pilot sleeve displacement about servo piston displacement

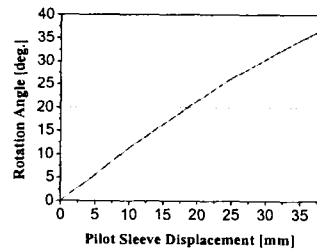


Fig. 4 A graph of feedback lever rotation angle about servo piston displacement

## 3. 사판각 서보 제어기구 설계

### 3.1 서보 피스톤의 설계

사판의 경사 또는 지지에는 사판에 작용하는 모든 힘을 이길 수 있는 작용력을 가해주어야 한다.

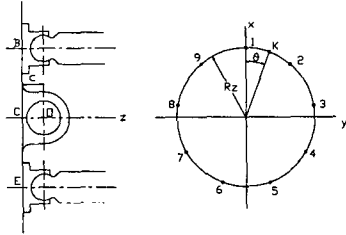


Fig. 5 The power from piston to swash plate (Neutrality position)

사판에 작용하는 변동 모멘트  $M_o$  를 구해보면, 피스톤 개수 9개인 경우의  $y$  축 둘레를 진동할 때  $0 < \theta < \pi/9$  인 경우

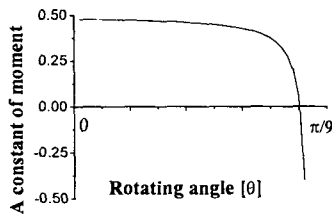
$$M_o = \sum m = 2.88FR_2 \cos(\theta + 4\pi/9) \quad (3.1)$$

$$T_R = 0.5FR_2 \quad (3.2)$$

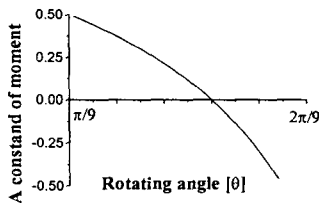
$\pi/9 < \theta < 2\pi/9$  인 경우

$$M_o = \sum m = 2.88FR_2 \cos(\theta + 3\pi/9) \quad (3.3)$$

$$T_R = 0.5FR_2 \quad (3.4)$$



(a)  $0 < \theta < \pi/9$



(b)  $\pi/9 < \theta < 2\pi/9$

Fig. 6 Graph of angle and constant moment

이러한 상황은 펌프가 회전할 때마다 주기적으로 변하여 변동 모멘트를 발생시키므로  $T_{\max} = 2T_R$  로 계산하면  $T_{\max} = FR_2$  로 된다.

이때,  $F$  는 1개의 피스톤이 작용하는 힘으로  $F = \pi/4 \cdot d_p^2 \cdot R_2$  로 나타낸다.

한편, 사판에 작용하는 변동 모멘트를 안전하게

유지하고 조작하기 위한 트라니온 축에 대한 모멘트 평형을 고려하여야 하므로 아래의 식들로 주요 변수 값을 계산할 수 있다.

$$T_{\max} \leq l_c \cdot F_c \quad (3.5)$$

$$F_c = \frac{T_{\max}}{l_c} \quad (3.6)$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi P_i}} \quad (3.7)$$

$$S_c = \pm l_c \sin \alpha \quad (3.8)$$

Table 2 A parameter for servo piston design

Symbol	Value	Explain
$T_p$ [ kg, l ]	51.45	y축 둘레의 최대 모멘트
$d_p$ [ mm ]	25.5	피스톤 직경
$R_1$ [ mm ]	48	실린더 배럴의 피치원 반경
$F_c$ [ kg, l ]	1029	서보 피스톤에 작용하는 최대 힘
$T_{\max}$ [ kg, l ]	102.9	최대 모멘트
$l_c$ [ m ]	0.1	트라니온 축 중심부터 사판 절판 편 중심까지의 거리
$d_c$ [ mm ]	57	서보 피스톤 직경
$S_c$ [ mm ]	+ 38	서보 피스톤의 행정거리

### 3.2 파일럿 스톱 및 파일럿 슬리브의 설계

스톱의 랜드 폭은 스톱 전환시 슬리브 포트와 오버랩(overlap) 특성을 결정하는 중요 설계요소이며 스톱 전환과 동시에 슬리브 포트가 열리도록 제로 오버랩(zero overlap) 형태로 설계하였다.

Fig. 7 은 파일럿 스톱과 파일럿 슬리브의 구조 및 작동되는 모습을 나타내고 있다.

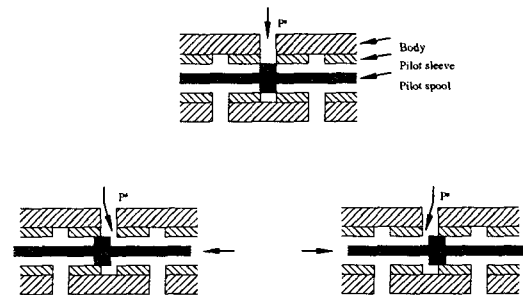


Fig. 7 Structure of pilot spool and pilot sleeve

### 3.3 파일럿 피스톤의 설계

파일럿 피스톤은 파일럿 스프링의 힘에 의해 좌·우 균형을 이루고 있으나, 압유 공급포트를 통해 들어오는 압유의 압력에 의한 힘으로 인해 균형이 깨지게 되며, 이때 발생하는 힘  $F_{pr}$  은 다음과 같은 관계가 있다.

$$F_{pr} = P_i \cdot \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4} \quad (3.9)$$

Fig. 8 은 파일럿 피스톤을 보여주고 있으며 파일럿 피스톤 외경  $D_o = 2.8cm$ , 내경  $D_i = 2.0cm$  로 설계하였다.

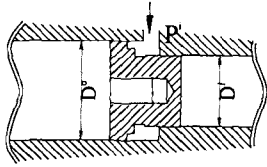


Fig. 8 Structure of pilot piston

### 3.4 파일럿 스프링의 설계

Fig. 9 는 파일럿 스프링의 자유 물체도를 나타내고 있는데, 이때 발생하는 변위를  $x$  라고 하면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$k_1 \cdot (x_{o1} - x) + P_i \cdot A_{pr} = k_2 \cdot (x_{o2} + x) \quad (3.10)$$

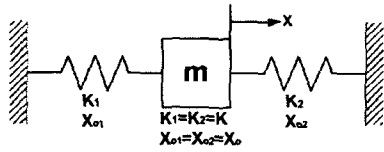


Fig. 9 A degree of freedom about pilot spring

여기서, 두 스프링을 같은 종류의 것으로 하면 스프링 상수  $k_1 = k_2 = k$  이고, 양쪽 초기변위는  $x_{o1} = x_{o2} = x_o$  가 성립 된다. 따라서, 식 (3.10)은

$$k \cdot (x_o - x) + P_i \cdot A_{pr} = k \cdot (x_o + x) \quad (3.11)$$

같이 나타낼 수 있고 이 식을 다시 정리하면 스프링 상수  $k$  는

$$k = \frac{P_i \cdot A_{pr}}{2x} \quad (3.12)$$

와 같이 된다. 또, 파일럿 스프링이 압축되는 양  $x$  를 6 mm 로 설정하면 스프링 상수  $k$  는 12.5 kg/mm 내외로 설계하면 된다.

### 3.5 레귤레이터 모델링

설계한 서보제어 기구의 구조적 간섭이나 방해 조건을 검토하기 위해 Pro/E 2000i<sup>2</sup> 프로그램으로 3D 모델링을 수행하였다.

Fig. 10, 11 은 제작한 레귤레이터의 각 부품들을 조립한 3D 모델링 이다.

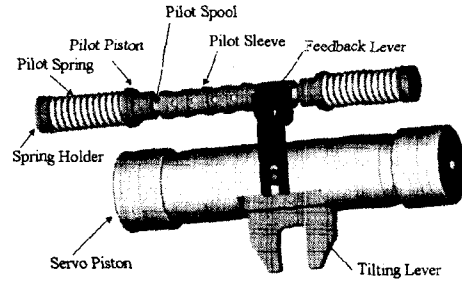


Fig. 10 Structure of servo piston and pilot part

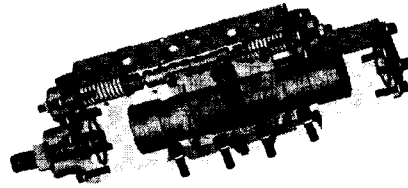


Fig. 11 3D modeling of regulator

## 5. 결론

본 연구에서는 정·역 가변 사판식 피스톤 펌프의 기계-유압 서보 제어장치를 개발하기 위해 제어 기구의 설계 이론적을 정립하고, 이것을 3-D 모델링 등의 CAD 시스템을 통해 상호 간섭 및 강도 검토 되었으며 서보제어 레귤레이터의 시제품이 제작 되었다.

본 연구를 통해 180cc/rev 급 가변펌프의 사판각 정·역 서보 제어 레귤레이터의 국산화 개발은 물론이고, 다양한 용도의 사판각 서보제어 기구의 국산화가 가능함을 알 수 있었으며, 향후 폐회로형 정·역 가변 유압펌프로 해서 정 유압 동력전달장치에 적용될 것이다.

## 참고문헌

1. 서용권, "유압제어공학," pp. 185-245, 2001..
2. DH07-3(K3V PUMP) 정비 매뉴얼, pp.6-45
3. KVC 플린저 펌프 매뉴얼, pp.107-130
4. 조승호, 김원수, "사판식 액셀피스톤 펌프-레귤레이터계의 선형화해석에 의한 유압제어특성 고찰", 대한기계학회논문집 A 권, 제 24 권 제 10 호, pp. 2535~2542, 2000.
5. L. Gilardino, S. Manco, N. Nervegna, F. Viotto, "AN EXPERIENCE IN SIMULATION : THE CASE OF VARIABLE DISPLACEMENT AXIAL PISTON PUMP", Forth JHPS International Symposium, pp.85-91, 1999.