

## 변동 배유 오리피스를 갖는 노즐/볼형 서보밸브의 성능 개선

남윤주\*(부산대 대학원 지능기계공학과), 박명관(부산대 기계공학부)

### Performance Improvement of a Nozzle/Ball Type Servovalve with Variant Drain Orifice

Y. J. Nam(Mecha. Intell. Syst. Eng. Dept. PNU), K. D. Kim(Mecha. Eng. Dept., PNU)

#### ABSTRACT

This paper presents the performance improvement of a Nozzle/Ball type servovalve with variant drain orifice. First of all, the configuration of the novel servovalve is proposed. Then, the static characteristics are investigated under blocked load condition, and its dynamic characteristics are analyzed by using the linearized flow-pressure relationship. Finally, the performance at the null condition of the proposed servovalve is numerically evaluated through the comparison study with the conventional counterparts.

**Key Words :** Drain Orifice(배유 오리피스), Null Characteristic(중립 특성), Servovalve(서보밸브)

#### 1. 서론

서보밸브(Servovalve)는 작은 전기적 신호로 유압을 변화시켜 유압 작동기의 동작을 제어하는 일종의 유압요소이다.<sup>1</sup> 특히, 서보밸브는 마이크론 단위까지 제어가 가능하고 응답성이 매우 우수하여 고정도의 유압실린더 위치제어나 속응성을 요구하는 유압모터의 회전속도 제어에 유용하게 사용되고 있다.

서보밸브의 안정성을 향상시키기 위한 기존의 대표적인 연구는 Watton<sup>2</sup>, Lin과 Akers<sup>3</sup> 및 Lee<sup>4</sup>에 의해 수행되었다. 특히, Lee가 제안한 변동 배유 오리피스를 갖는 서보밸브는 본 연구의 동기를 제공했다. 그러나, Lee는 변동 배유 오리피스의 구현에 대한 실용적인 관점을 제시하지 못했을 뿐만 아니라 해석결과에 밸브의 압력 감도가 고려되지 않았다.

따라서, 본 연구의 목적은 변동 배유 오리피스를 갖는 서보밸브의 실용적 형상을 제안하고, 압력 감도를 고려한 밸브의 성능을 평가하는데 있다.

#### 2. 노즐/볼형 서보밸브

본 연구에서 제안된 서보밸브는 Fig. 1과 같이, 크게 전기적 신호를 기계량으로 변환시키는 전자석, 기계량을 유압으로 변환시키는 노즐/볼(nozzle/ball) 밸브 및 유압을 증폭시키는 스푼(spool) 밸브로 구성된다.

밸브 특성 해석의 편의를 위해, 누설유량과 작동 유체의 압축성은 무시 가능하며, 동일공간 내의 유체압력은 균일하게 분포한다고 가정하였다. 그러면, 밸브의 유량 관계식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$Q_a = k_o \sqrt{1 - \bar{P}_a}, \quad Q_b = k_o \sqrt{1 - \bar{P}_b} \quad (1)$$

$$Q_x = k_n(1 - \bar{x}_b) \sqrt{\bar{P}_a - \bar{P}_{e1}}, \quad Q_y = k_n(1 + \bar{x}_b) \sqrt{\bar{P}_b - \bar{P}_{e2}} \quad (2)$$

$$Q_{e1} = \gamma k_n(1 - \bar{x}_b) \sqrt{\bar{P}_{e1}}, \quad Q_{e2} = \gamma k_n(1 + \bar{x}_b) \sqrt{\bar{P}_{e2}} \quad (3)$$

여기서

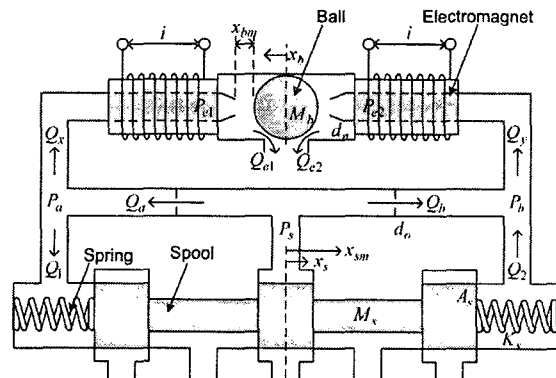


Fig. 1 Nozzle/ball type servovalve with variant drain orifice

$$k_n = \pi C_{dn} d_n x_{bm} \sqrt{2P_s / \rho}, \quad k_o = \pi C_{do} d_o^2 / 4 \cdot \sqrt{2P_s / \rho}$$

$$\bar{x}_b = x_b / x_{bm}, \quad \bar{P}_a = P_a / P_s, \quad \bar{P}_b = P_b / P_s, \quad \bar{P}_{e1} = P_{e1} / P_s,$$

$$\bar{P}_{e2} = P_{e2} / P_s, \quad \gamma = C_{de} w_e / (\pi C_{dn} d_n).$$

#### 3. 정특성 해석: 무 부하유량 특성

스풀단(spool stage)에 작용하는 부하유량이 없다 ( $Q_1 = Q_2 = 0$ )고 가정하면, 유체의 연속방정식에 의해 다음과 같이 볼의 이동거리에 따른 무차원 압력 변수들을 얻을 수 있다.

$$\bar{P}_a = \left[ 1 + Z^2(1 - \bar{x}_b)^2 / (1 + \gamma^2) \right]^{-1}, \quad \bar{P}_{e1} = \bar{P}_a / (1 + \gamma^2) \quad (4)$$

$$\bar{P}_b = \left[ 1 + Z^2(1 + \bar{x}_b)^2 / (1 + \gamma^2) \right]^{-1}, \quad \bar{P}_{e2} = \bar{P}_b / (1 + \gamma^2) \quad (5)$$

여기서  $Z = (k_n / k_o)^2$

또한, 볼의 이동거리에 대한 무차원 유량손실과 동력손실은 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{Q}_e = Q_e / k_n = \gamma(1 - \bar{x}_b) \sqrt{\bar{P}_{e1}} + \gamma(1 + \bar{x}_b) \sqrt{\bar{P}_{e2}} \quad (6)$$

$$\bar{W}_e = W_e / (P_s k_n) = P_s(Q_x + Q_y) / (P_s k_n) = \bar{Q}_e \quad (7)$$

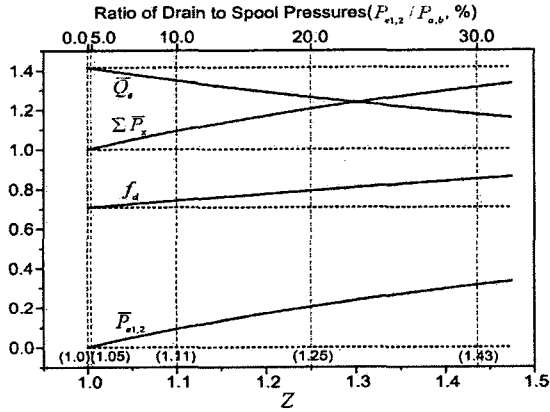


Fig. 2 Performance comparison at Null condition (straight: proposed, dot: conventional)

#### 4. 동특성 해석: 선형화된 유량-압력 특성

스풀단에 작용하는 유량 관계식  $Q_1 = Q_a - Q_x$  와  $Q_2 = Q_y - Q_b$  를 작동점(operating point)에서 불의 이동거리와 무차원 압력변수에 대해 선형화하면 다음과 같은 관계식이 얻어진다.

$$\delta Q_1 = k_{x1} \delta \bar{x}_b - k_{p1} \delta \bar{P}_a \quad (8)$$

$$\delta Q_2 = k_{x2} \delta \bar{x}_b + k_{p2} \delta \bar{P}_b \quad (9)$$

여기서

$$k_{x1} = k_n \sqrt{\bar{P}_a \gamma^2 / (1 + \gamma^2)}, \quad k_{x2} = k_n \sqrt{\bar{P}_b \gamma^2 / (1 + \gamma^2)},$$

$$k_{p1} = k_o / (2\sqrt{1 - \bar{P}_a}) + k_n (1 - \bar{x}_b) / 2 \cdot \sqrt{\gamma^2 / [2(1 + \gamma^2) \bar{P}_a]},$$

$$k_{p2} = k_o / (2\sqrt{1 - \bar{P}_b}) + k_n (1 + \bar{x}_b) / 2 \cdot \sqrt{\gamma^2 / [2(1 + \gamma^2) \bar{P}_b]}$$

위 식들을 무차원화 부하유량  $\delta \bar{Q}_L = \delta(Q_1 - Q_2) / k_n$  과 부하압력  $\delta \bar{P}_L = \delta(\bar{P}_a - \bar{P}_b)$  에 대해 정리하면 다음과 같이 밸브 특성계수들로 표현되는 유량-압력 관계식을 얻을 수 있다.

$$\delta \bar{Q}_L = k_q \delta \bar{x}_b - k_c \delta \bar{P}_L \quad (10)$$

여기서

$$k_q = \partial \bar{Q}_L / \partial \bar{x}_b = k_c k_p: \text{유량 이득}$$

$$k_c = -\partial \bar{Q}_L / \partial \bar{P}_L = (k_n / k_{p1} + k_n / k_{p2})^{-1}: \text{유량-압력계수}$$

$$k_p = \partial \bar{P}_L / \partial \bar{x}_b = k_{x1} / k_{p1} + k_{x2} / k_{p2}: \text{압력 감도}$$

또한, 작동점에서 선형화된 스풀의 운동방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{cases} \delta \bar{Q}_L = A_s \cdot d(\delta x_s) / dt \\ A_s \cdot \delta P_L = M_s \cdot d^2(\delta x_s) / dt^2 + K_{se} \delta x_s \end{cases} \quad (11)$$

여기서  $K_{se}$  는 작동 피드백 스프링과 스풀에 작용하는 유체 분사력(jet force)에 의한 유효강성을 나타낸다. 그러면, 식 (10)과 (11)을 연립하여 정리하여 노즐/불형 서보밸브의 전달함수를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\frac{\delta \bar{x}_s}{\delta \bar{x}_b} = \frac{\alpha f_g}{(s/\omega_n)^2 + 2\beta f_d (s/\omega_n) + 1} \quad (12)$$

Table 1 Nondimensional variables and characteristic functions

	Proposed	Conventional
Spool Pressure, $\bar{P}_{a,b}$	1/2	1/2
Drain Pressure, $\bar{P}_{e1,2}$	(Z-1)/Z	0
Total Pressure, $\Sigma \bar{P}_x$	(2Z-1)/Z	1
Flow(Power) Loss, $\bar{Q}_e$	$\sqrt{2/Z}$	$\sqrt{2}$
Flow Function, $f_g$	1	1
Damping Function, $f_d$	$\sqrt{Z/2}$	$\sqrt{1/2}$

여기서  $\alpha = P_s A_s / (K_{se} x_{sm})$ ,  $\beta = P_s A_s^2 / (k_n \sqrt{M_s K_{se}})$ ,  $\omega_n = \sqrt{K_{se} / M_s}$  는 서보밸브의 설계변수 및 작동조건과 관계하는 계수이며,  $f_g = k_p$  와  $f_d = 1/2 k_c$  는 밸브의 특성을 나타내는 이득 함수(gain function)와 감쇄 함수(damping function)를 각각 나타낸다.

#### 5. 성능평가

중립 상태에서 최대 압력 감도를 얻기 위한 조건은  $Z\gamma^2 / (1 + \gamma^2) = 1$  이다.<sup>5</sup> 이를 고려하였을 때, 제안된 서보밸브와 기존의 밸브의 무차원 변수 및 특성 함수에 대한 비교 결과가 Fig. 1 과 Table 1 에 제시되었다. 스풀압력에 대한 배유압력 비가 증가할수록 전압력이 증가함에도 불구하고, 유량손실이 줄어들고 감쇄 함수가 증가하므로 변동 배유 오리피스스를 갖는 서보밸브가 기존의 밸브에 비해 더욱 양호한 중립특성을 가짐을 확인할 수 있다.

#### 6. 결론

본 연구에서는 변동 배유 오리피스를 갖는 노즐-불형 서보밸브를 실용적 구조를 제안하였고, 그 성능평가를 수행하였다. 향후 제안된 서보밸브의 시제품을 제작하고 이를 이용한 실린더 위치 제어를 수행함으로써 상용화 가능성을 실험적으로 검토할 계획이다.

#### 참고문헌

- H. E. Merritt, 1967, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons.
- J. Watton, 1987, "The Effect of Drain Orifice Damping on the Performance Characteristics of a Servo Valve Flapper/Nozzle Stage," *ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Cont.*, Vol. 109, pp. 19-23.
- S. J. Lin and A. Akers, 1989, "A Dynamic Model of the Flapper-Nozzle Component of an Electrohydraulic Servo Valve," *ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Cont.*, Vol. 111, pp. 105-109.
- J. C. Lee, 1999, "An Analysis of Effect of a Variant Drain Orifice Damping on an Electrohydraulic Servo Valve Flapper-Nozzle Stage," *J. Kor. Soc. Prec. Eng.*, Vol. 16, No. 2, pp. 50-59.
- J. Watton, 1989, *Fluid Power Systems*, Prentice Hall.