

직동형 포펫 밸브의 특성 해석

최영호*, 윤소남, 함영복, 조정대(한국기계연구원 첨단산업기술연구부)

Characteristics analysis of direct-operated poppet valve

Y. H. Choi, Y. N. Yun, Y. B. Ham, J. D. Jo(Advanced Industrial Technology Dept., KIMM)

ABSTRACT

In this paper, poppet valve with cone type poppet and sharp edged seat was studied. In order to develop poppet valve which have a specification of 315(bar) and 3(lpm), effect of design parameter as valve seat diameter, poppet angle, spring stiffness and spring pre-load was evaluated. The validity of simulation was confirmed and basic data for poppet valve design was derived.

Key Words : Poppet valve(포펫 밸브), Flow force(유동력), Step response(스텝 응답), Poppet seat(포펫 시트), Poppet angle(포펫 각)

1. 서론

산업용으로 많이 사용되고 있는 포펫 밸브는 일반적으로 오리피스(밸브 시트)를 폐쇄하기 위해 밸브 몸체내의 밸브 시트에 위치하는 포펫과 포펫을 밀어주는 스프링으로 구성되며, 포펫이 밸브 자리에 대해 수직적으로 이동함으로써 유로면적을 조절하여 유량 혹은 압력을 제어한다.

포펫 밸브는 포펫의 형태에 따라 원추형(cone), 구형(ball), 판형(plane)으로 나누고, 밸브시트의 형태에 따라 예리한 모서리형(sharp edged seat), 콘형(conical seat)등으로 나누어지며, 장점으로는 밸브 자리가 통상 예리한 끝모양에 가까우므로 밸브와 밸브 자리의 접촉은 선접촉이 되어 밀봉성이 대단히 좋고 좁은 틈새가 없으므로 먼지에 강하며, 스톱밸브보다 응답속도가 빠르다¹⁾. 이런 이유로 최근 들어 포펫 밸브는 고압력 제어 및 정밀제어용으로 비례 압력 릴리프 밸브, 직동형 압력제어 밸브, 그리고 고응답 자동차용 솔레노이드 밸브 등에 많이 사용되어지고 있다.

본 연구에서는 원추형 포펫, 예리한 모서리형 밸브시트와 확대흐름을 가지는 포펫밸브를 연구대상으

로 한다. 최고압력 315(bar), 최대유량이 3(lpm)인 포펫 밸브를 개발하기 위하여 주요설계 인자인 스프링의 강성, 밸브 시트의 직경, 포펫각 그리고 스프링 예측중²⁾의 변수인자가 변함에 따라 포펫 밸브 특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여 유압부품 시뮬레이션 프로그램인 AMESim³⁾을 이용하였다.

2. 이론해석

2.1 정특성 해석

Fig. 1과 같은 예리한 모서리형 밸브 시트를 가지는 포펫의 변위는 오리피스의 면적과 동등한 면적을 가진 원추형 포펫 개방구멍에 상응하는 거리를 이동하도록 설계되어야 한다. 그러므로 오리피스의 면적(A_0)을 포펫의 유동면적(A_p)과 같게 놓으면 식(1)이 된다⁴⁾.

$$A_0 = \frac{\pi}{4} d^2 = \pi x \sin \alpha \left(1 - \frac{x \sin 2\alpha}{2d} \right) = A_p \quad (1)$$

오리피스 직경 d 와 포펫각 α 의 값들을 식(1)에 대입하면 포펫에 필요한 이동거리를 결정할 수 있다. 만일 $x \sin \alpha \gg 2d$ 인 경우 $x \sin 2\alpha / 2d \approx 1$ 이므로 식(1)은 식(2)과 같다.

$$x = \frac{d}{4 \sin \alpha} \quad (2)$$

또한 포켓에 작용하는 힘과 스프링에 작용하는 힘이 같다고 보면, 스프링 변위는 식(3)과 같이 표현된다.

$$F_P = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot P = k_s \cdot x = F_S$$

$$\therefore x = \frac{\pi d^2 P}{4 k_s} \quad (3)$$

정상상태 유동력(flow force)은

$$F = \pi d C_d C_v \sin 2\alpha (P_1 - P_2) \left(1 - \frac{x \sin 2\alpha}{d} \right) \quad (4)$$

이며, C_d 는 유량계수이고, C_v 는 속도계수이다.

포켓과 밸브 시트의 틈새를 하나의 오리피스로 보고, 밸브 출구와 밸브 입구에 베르누이 방정식을 적용하면 식(5)과 같다⁵⁾.

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} \left\{ 1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2 \right\} \quad (5)$$

식(5)에서 $v_1 \ll v_2$ 이므로 통과 유량은 밸브 시트부의 통로 단면적에 통과속도를 곱해 식(6)이 된다.

$$Q = C_d \pi d x \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (6)$$

식(6)에 스프링 힘을 고려하면, 식(7)과 같다.

$$Q = C_d \pi d \sin \alpha \cdot x \left\{ \frac{2 k_s (x + x_0)}{A_P - C_d \pi d \sin 2\alpha \cdot x} \right\}^{1/2} \quad (7)$$

포켓 밸브에서 유압유로부터 밸브에 작용하는 추력은 스프링 힘과 일치하게 되므로 식(8)과 같다.

$$A_P \Delta p - k_s \Delta p x = k_s (x + x_0) \quad (8)$$

단, $k_v = \pi C_d C_v d \sin 2\alpha$, k_s =스프링 상수, x 는 포켓 변위, x_0 는 초기 스프링의 압축길이이다.

식(8)은 $\Delta p = k_s (x + x_0) / A_P - k_v x$ 로 나타낼 수 있으며, 압력 Δp 가 저압에서 차차 상승하여 밸브가 열리기 시작할 때 ($x=0$)의 압력을 Δp_c (cracking pressure)라고 하며 식(9)과 같다⁶⁾.

$$\Delta p_c = \frac{k_s x_0}{A_P} \quad (9)$$

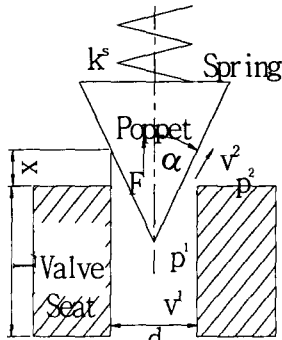


Fig. 1 Poppet valve with sharp edged seat

2.2 동특성 해석

Fig. 1에서 비정상상태 유동력(F_{fu})은

$$F_{fu} = \pi \rho L C_d \sin \alpha \left[(d - x \sin 2\alpha) \frac{dx}{dt} + \frac{x(d - 0.5x \sin 2\alpha)}{\sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \right] \quad (10)$$

여기서 L 은 포켓 시트의 종방향 길이, 즉 오리피스의 길이를 말한다.

Fig. 2에서 보는 바와 같이 각 부위에서의 유량 방정식은 식(11)와 (12)과 같다.

$$Q_1 = C_{ol} \cdot \frac{\pi}{4} d_{ol}^2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (11)$$

$$Q_2 = C_2 \cdot \pi d_2^2 \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (12)$$

또한 각 제어체적에서의 연속 방정식을 구하면 다음과 같다⁷⁾.

$$Q_1 = Q_s + \beta V_s \frac{dP_s}{dt} \quad (13)$$

$$Q_2 = Q_1 + \beta \cdot V_1 \frac{dP_1}{dt} \quad (14)$$

포켓의 운동방정식은

$$F_P = P_1 A_P = m_P \frac{d^2 x}{dt^2} + b_P \frac{dx}{dt} + k_s (x_0 + x) \quad (15)$$

이며, 여기서 b_P 는 점성마찰계수이고, A_P 는 포켓의 수압면적(A_o)이다.

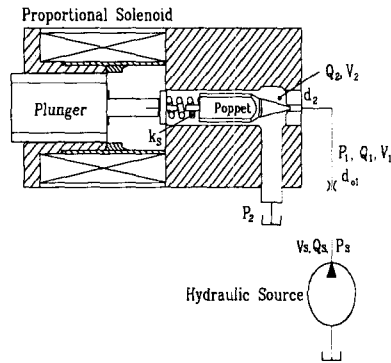


Fig. 2 Analysis model of poppet valve

3. 시뮬레이션

포켓 밸브는 Table 1과 같은 시뮬레이션 조건을 가지는데, 설계사양인 k_2 , a_2 , d_2 로 하여 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션 회로구성은 Fig. 3과 같이 유압 펌프에서 나온 유압유는 포켓 밸브에 의해 압력이 제어되고, On/Off 밸브에서 1Hz의 스텝 응답을 3초간 인가하여 최고압력 315(bar)에 대한 압력 특성을 시뮬레이션 하였다.

Table 1 The design parameters of poppet valve

Part	value
Half angle of poppet(α)	$\alpha_1=9.445^\circ$, $\alpha_2=11.945^\circ$, $\alpha_3=13.945^\circ$
Constant of spring(k)	$k_1=147.09$, $k_2=180.05$, $k_3=209.47[N/mm]$
Diameter of seat(d)	$d_1=1.4$, $d_2=1.7$, $d_3=2.0 [mm]$
Motor speed	1180 [rpm]
Pump capacity	3 [cc/rev]
Mass of poppet(m_p)	50 [g]
Discharge coefficient	$C_d=0.7$, $C_{d1}=0.7$
Initial compressive force	$F_{L1}=0$, $F_{L2}=25$, $F_{L3}=50 [N]$
Diameter of orifice(d_o)	$d_{o1}=1.7 [mm]$
Bulk modulus(β)	16540 [bar]
Hose length	500 [mm]
Density of oil(ρ)	860 [kg/m^3]
Viscous friction(b_p)	1000 [N/(m/s)]

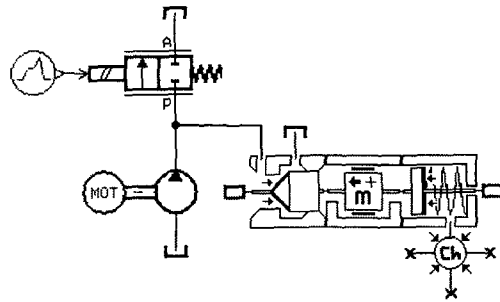


Fig. 3 Simulation model for poppet valve

4. 실험 및 실험장치

Table 2는 실험에 사용된 장치들의 사양이다.

Fig. 4와 같이 유압원에서의 유압유는 k_2 , α_2 , d_2 로 제작된 점선부분의 시험밸브로 흐르고, 솔레노이드에 설정 전류를 인가하고, On/Off 밸브의 1Hz 스텝 응답신호에 의해 형성되는 압력특성을 압력센서로 측정하였다. 그러나 실험여건상 100(bar)보다 높은 압력과 다른 설계치수의 모델에 대해서는 실험하지 못하였다.

Table 2 Specification of equipment

MENU	Specification
PressureTransducer	NTS, PCH-200K(200, 300 bar)
DC power supply	ED Laboratory, ED-2502(0~250 V)
Directional control valve	Comation, 350(bar)
Pressure indicator	sewon-wika, 500(bar)
Oscilloscope	Yokogawa, DRP 1200
Power pack	DAIKIN, 100(bar), 6(lpm)
Operating oil	ISO VG 32, 35~45℃

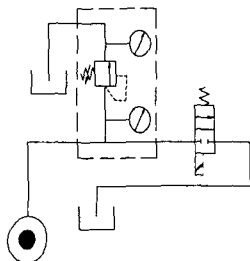


Fig. 4 Hydraulic circuit for valve test

5. 결과 및 고찰

5.1 실험결과

Fig. 5는 실험과 시뮬레이션의 압력 특성을 나타낸 것이다. 실험치는 상승시간이 길고, 오버슈트는 작고, 정착시간은 길다. Off 신호에서의 압력 변동은 관로특성으로 인한 변동이라 할 수 있다. 압력은 실험적인 결과와 시뮬레이션한 결과 값이 거의 일치한다고 볼 수 있다. 이는 실험여건상 실험할 수 없는 설정압력 100~315 (bar) 범위의 실험은 시뮬레이션 값으로 대신하여도 무방하다고 할 수 있다.

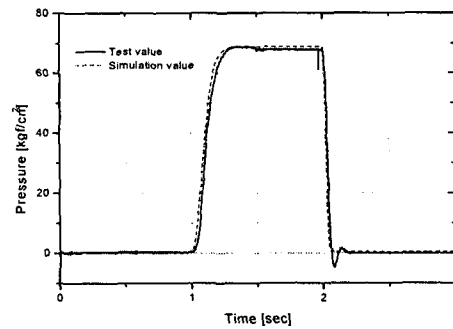


Fig. 5 Comparison of test and simulation results

5.2 포펫 각에 따른 압력 특성

Fig. 6과 같이 포펫 각이 변함에 따라 압력이 작은 차이를 보이는데 이는 $\Delta P \propto 1/\sin\alpha$ 관계가 형성됨을 알 수가 있고, α_2 가 최고압력 315(bar)형성에 가장 적합하게 나타남을 알 수 있었으며, 이 시스템은 비교적 안정되게 작동되고 있음이 확인되었다.

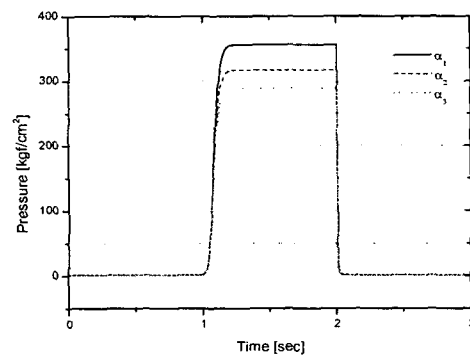


Fig. 6 Effect of poppet valve poppet angle

5.3 스프링 강성에 따른 압력 특성

Fig.7과 같이 스프링 강성에 의한 압력 특성은 큰 차이를 보이지 않으며, $\Delta P \propto k_s$ 관계로 변환을 알 수 있다. 또한, 본 연구대상 밸브를 갖는 압력제어 시스템은 비교적 과도응답이 없는 매우 안정된 시스템임이 확인되었다.

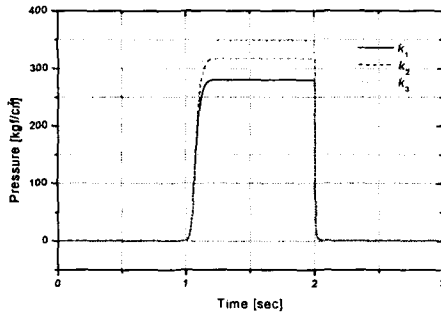


Fig. 7 Effect of spring stiffness

5.4 밸브시트 직경에 따른 압력특성

Fig. 8과 같이 밸브 시트 직경에 따라서는 압력특성은 크게 변함을 알 수 있는데, 이것은 밸브 변위에 따라서 개구면적의 차이는 밸브시트 직경의 제곱에 반비례적 관계인 $\Delta P \propto 1/d^2$ 으로 변환을 알 수 있다.

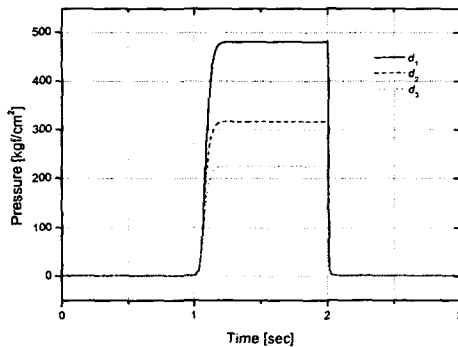


Fig. 8 Effect of valve seat diameter

5.5 스프링 예하중에 따른 특성

Fig. 9와 같이 스프링에 걸리는 예하중에 따라서 압력특성은 $\Delta P \propto x_0$ 의 관계로 크게 변하는데 이는 포켓 밸브 설계시 신중한 고려되어야 할 변수라 할 수 있다.

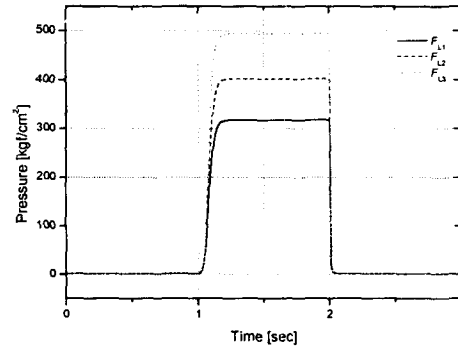


Fig. 6 Effect of spring pre-load

6. 결론

유압 부품 시뮬레이션 툴인 AMESim을 이용하여 포켓 밸브의 주요 설계 인자인 포켓각, 밸브시트 지름, 스프링 강성과 스프링 예하중을 변화시키면서 각각의 변수들이 압력특성에 미치는 영향을 비교 분석하였으며, 특히 실험값과 시뮬레이션 값이 거의 일치하는 결과를 얻어 시뮬레이션의 타당성이 확인되었다. 본 연구의 대상으로 하는 비례 솔레노이드 밸브용 포켓 밸브는 설계사양이 최대압력 350(bar), 최대유량 3(lpm)에 가장 안정되게 도달하기 위해서는 포켓각 α_2 , 밸브시트 지름 d_2 , 스프링 강성 k_2 임이 확인되었다.

참고문헌

1. 일류건, "전자-유압제어", 도서출판 세화, 1998, pp.68~71
2. S.K.R. Iyengar, "What can expected of a "GOOD" relief valve?", Fluid power research conference, pp.37-1~37-8, 1976
3. AMESim ver.4.0 User manual
4. 홍협, "유압부품의 설계 및 선정", 태훈 출판사, 1997, pp.197~213
5. 송창섭, "유압기술 실무 매뉴얼", 도서출판 기술, pp.126~133, 1991
6. 백준옥, "유압공학", 영지출판사, 1982, pp.111~122
7. 장주섭, 윤영환, "차량용 능동현가용 비례압력제어밸브의 설계변수 최적화에 관한 연구", 대한기계학회 논문집 A권 제22권 제9호, pp.1664~1674, 1998