

압전 작동기로 구동 되는 공압 밸브의 압력제어

조명수* · 유중규* · 최승복**

Pressure Control of a Piezoactuator-Driven Pneumatic Valve System

M. S. Cho, J. K. Yoo and S. B. Choi

Key Words : Piezoactuator(압전 작동기), Servovalve(서보 밸브), Pneumatic Valve(공압 밸브), Sliding Mode Controller(슬라이딩 모드 제어기), Pressure Control(압력 제어)

Abstract

This paper proposes a new type of piezoactuator-driven valve system. The piezoceramic actuator bonded to both sides of a flexible beam surface makes a movement required to control the pressure at the flapper-nozzle of a pneumatic system. After establishing a dynamic model, an appropriate size of the valve system is designed and manufactured. Subsequently, a sliding mode controller which is known to be robust to uncertainties such as disturbance is formulated in order to achieve accurate regulating and tracking control of the desired pressure. The controller is experimentally realized and control performances for various pressure trajectories are presented in time domain. The control bandwidth of the valve system which directly represents the fastness is also evaluated in the frequency domain.

1. 서론

유 공압 시스템의 메커니즘을 구성하는데 있어 밸브는 가장 기본적이며 중요한 구성 요소이다. 따라서, 최근 많은 산업 시스템이 고속 고정밀화 되는 추세에 따라 서보 시스템의 성능 향상에 많은 연구가 진행되고 있다. 서보 시스템은 전기적 기계적 신호를 입력 받아서 유체의 흐름을 제어하는 시스템으로 유 공압을 이용한 고속 제어 시스템에 필수적인 장치이다.

본 연구에서는 빠른 응답속도와 우수한 변위 분해능력을 갖고 있는 압전 세라믹 작동기를 이용한 공압 서보 시스템을 구성하고 이에 대한 동적 모델링, 제어기 설계 및 압력 추적 제어를 수행하고자 한다. 이를 위하여 공압 회로 및 압전 세라믹 플래퍼의 동적 모델링을 수행하였고 압력 제어를 위한 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller, 이하 SMC)를 설계하였다.⁽¹⁾ 시뮬레이션을 통하여 공압 서보 밸브의 각 설계 변수를 결정

하였고 이를 바탕으로 공압 서보 밸브를 실제 제작하였다. 밸브의 대역폭을 실험적으로 구하였으며 여러 가지 요구 궤적에 대한 압력 추적제어를 수행하여 실험적으로 구현된 제어기의 우수성을 입증하였다.

2. 압전 밸브 모델링

압전 세라믹 플래퍼로써 구동되어지는 압력 제어회로가 Fig.1 과 같이 주어지고 부하 유량 Q_1 과 Q_2 가 무시할 만 할 때 플래퍼-노즐에 의해 조절되는 회로내의 압력은 다음과 같은 수식으로 표현되어진다.^{(2), (3), (4)}

$$\dot{P}_a = \frac{\beta}{V_a} (Q_{ao} - Q_{am}) \tag{1}$$

$$\dot{P}_b = \frac{\beta}{V_b} (Q_{bo} - Q_{bm}) \tag{2}$$

여기서 β 는 유체의 체적탄성계수(bulk modulus)이고, V 는 유체의 체적이다. 정상상태 하에서 위의

* 인하대학교 기계공학과 대학원

** 인하대학교 기계공학과

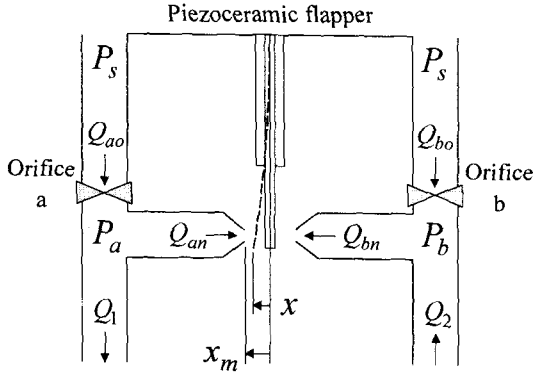


Fig.1 Flapper-nozzle control valve

(1), (2)식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{ao} = Q_{an} ; C_{qo} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_a)}{\rho_f}} = C_{qn} A_{cx} \sqrt{\frac{2P_a}{\rho_f}} \quad (3)$$

$$Q_{bo} = Q_{bn} ; C_{qo} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_b)}{\rho_f}} = C_{qn} A_{cy} \sqrt{\frac{2P_b}{\rho_f}} \quad (4)$$

여기서 C 는 실험적으로 얻어지는 노즐과 오리피스에서의 유량계수이고, ρ_f 는 유체의 밀도, A_o 는 오리피스의 면적이며, A_c 는 플래퍼의 위치에 따른 지름이 D_n 인 노즐에서의 커튼 영역으로서 다음과 같이 정의된다.

$$A_{cx} = (x_m - x)\pi D_n \quad (5)$$

$$A_{cy} = (x_m + x)\pi D_n \quad (6)$$

(3), (4)식의 P_a , P_b , 그리고 (5), (6)식의 x 를 각각 P_s 와 x_m 으로 무차원화 하면 플래퍼의 위치에 따른 밸브 압력 관계를 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.⁽³⁾

$$\bar{P}_a = \frac{P_a}{P_s} = \frac{1}{1 + Z(1 - \bar{x})^2} \quad (7)$$

$$\bar{P}_b = \frac{P_b}{P_s} = \frac{1}{1 + Z(1 + \bar{x})^2} \quad (8)$$

여기서 Z 는 노즐과 오리피스의 유량계수와 지름 그리고 x_m 으로 정해지는 밸브의 특성치로서 다음과 같으며 중립 상태에서부터 직접 \bar{P}_a , \bar{P}_b 를 측정함으로써 (7), (8)식을 이용하여 구할 수 있다.

$$Z = 16 \left(\frac{C_{qn}}{C_{qo}} \right)^2 \left(\frac{D_n}{D_o} \right)^2 \left(\frac{x_m}{D_o} \right)^2 \quad (9)$$

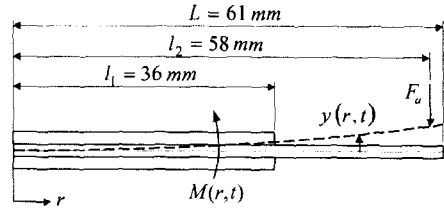


Fig.2 Piezoceramic flapper

본 연구에서 제작한 압전 세라믹 밸브의 플래퍼는 Fig.2와 같이 압전 세라믹을 플래퍼의 상하면에 부착하여 플래퍼를 구동하는 방식으로 플래퍼 동적 모델의 유도를 위한 운동 에너지와 위치 에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$2T_k = \int_0^{l_1} \rho_1 \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dr + \int_{l_1}^L \rho_2 \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dr \quad (10)$$

$$2V_p = \int_0^{l_1} \frac{1}{E_1 I_1} \left[E_1 I_1 \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} + M(r, t) \right]^2 dr + \int_{l_1}^L E_2 I_2 \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} \right)^2 dr - \int_0^L K_s y^2 \delta(r - l_2) dr \quad (11)$$

여기서 ρ 는 플래퍼 단위 길이 당 질량, EI 는 휨강성, $M(r, t)$ 는 압전 세라믹 작동기로부터 발생된 구동 모멘트이며 K_s 는 노즐로부터 분출된 유량이 플래퍼에 미치는 힘 F_a 를 스프링으로 모델링할 때의 스프링 탄성계수이다. 이때 $M(r, t)$ 와 F_a 는 다음의 식으로 표현된다.^{(5) (6)}

$$M(r, t) = C \cdot V(r, t) = d_{31} \cdot E_c \cdot b(h_c + h_a) \cdot V(r, t) \quad (12)$$

$$F_a = K_s y(l_2, t) = \frac{\pi D_n^2}{4} (P_b - P_a) + 4\pi C_{qn}^2 [P_b(x_m + x)^2 - P_a(x_m - x)^2] \quad (13)$$

여기서 d_{31} 은 압전 세라믹의 변형률 상수이고, b 는 플래퍼의 폭, h_c 와 h_a 는 세라믹과 모재의 두께 그리고 $V(r, t)$ 는 세라믹에 가해지는 입력 전위차이다.

위의 (10), (11)식으로부터 해밀턴 원리(Hamilton's principle)를 이용하여 도출된 2개의 연계된 편미분 지배방정식과 6개의 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2}{\partial r^2} \left[E_1 I_1 \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} + M(r, t) \right] + \rho_1 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (14)$$

$$E_2 I_2 \frac{\partial^4 y}{\partial r^4} + \rho_2 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = K_s y \cdot \delta(r - l_2) \quad (15)$$

$$E_1 I_1 \left. \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} + M(r, t) \right|_{r=0} = 0 \quad (16)$$

$$E_1 I_1 \left. \frac{\partial^3 y}{\partial r^3} + \frac{\partial M(r, t)}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad (17)$$

$$E_1 I_1 \left. \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} + M(r, t) - E_2 I_2 \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} \right|_{r=l_1} = 0 \quad (18)$$

$$E_1 I_1 \left. \frac{\partial^3 y}{\partial r^3} + \frac{\partial M(r, t)}{\partial r} - E_2 I_2 \frac{\partial^3 y}{\partial r^3} \right|_{r=l_1} = 0 \quad (19)$$

$$E_2 I_2 \left. \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} \right|_{r=L} = 0 \quad (20)$$

$$E_2 I_2 \left. \frac{\partial^3 y}{\partial r^3} \right|_{r=L} = 0 \quad (21)$$

여기서 구동 모멘트 $M(r, t)$ 는 제작된 플래퍼의 형상이 r 에 대하여 균일하므로 $M(t)$ 로 대체될 수 있다. 한편 위의 지배방정식은 연계되어 있어 시뮬레이션 및 제어기에 적용이 어려우므로 이를 위하여 모드 해석을 통해 시스템을 나타내고자 한다. 먼저 편미분 방정식의 해 $y(r, t)$ 는 다음과 같이 i 번째의 모드 좌표 $q_i(t)$ 와 모드 형상 함수 $\phi_i(r)$ 로써 표현 할 수 있다.

$$y(r, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i^{(1)}(r) \cdot q_i(t) \quad \text{for } 0 \leq r \leq l_1 \quad (22)$$

$$y(r, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i^{(2)}(r) \cdot q_i(t) \quad \text{for } l_1 \leq r \leq L \quad (23)$$

위의 (10), (11)식을 다시 라그랑지 방정식(Lagrange's equation)에 대입하여 전개하고 비례 댐핑 요소를 추가하면 시스템의 지배 방정식으로 다음과 같은 비연계 상미분 방정식을 얻어낼 수 있다.

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = - \frac{\int_0^{l_1} \phi_i^{(1)} dr}{M_e} M(t) \quad (24)$$

여기서 ζ_i 는 댐핑 계수, ω_i 는 고유 진동수, 그리고 M_e 는 등가 질량을 나타내며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_e = \int_0^{l_1} \rho_1 (\phi_i^{(1)})^2 dr + \int_{l_1}^L \rho_2 (\phi_i^{(2)})^2 dr \quad (25)$$

$$\omega_i^2 = \frac{1}{M_e} \left[\int_0^{l_1} E_1 I_1 (\phi_i^{(1)})''^2 dr + \int_{l_1}^L E_2 I_2 (\phi_i^{(2)})''^2 dr \right]$$

$$- \int_{l_1}^L K_s (\phi_i^{(2)})^2 \cdot \delta(r - l_2) dr \quad (26)$$

플래퍼의 운동이 첫번째 모드가 지배적인 운동으로 간주할 때 노즐에서의 변위 x 는 다음과 같이 나타내질 수 있다.

$$x(t) = y(l_2, t) = \phi_1^{(2)}(l_2) \cdot q_1(t) \quad (27)$$

3. SMC 설계

SMC 설계를 위한 제어 목적이 압전 세라믹 플래퍼를 구동하여 출력 변수 ($\Delta P = P_a - P_b$)가 요구 궤적을 추적하도록 하는 것 이므로 먼저 다음과 같은 오차를 정의한다.

$$e = \Delta P - \Delta P_d \quad (28)$$

$$\dot{e} = \Delta \dot{P} - \Delta \dot{P}_d \quad (29)$$

여기서 ΔP_d 는 요구 출력 변수이다. 따라서 이들 오차로 이루어진 슬라이딩 평면을 다음과 같이 설정한다.

$$S = g \cdot e + \dot{e}, \quad g > 0 \quad (30)$$

여기서 g 는 슬라이딩 평면의 기울기를 나타낸다. 이때 슬라이딩 평면이 안정되도록 g 를 설계하고 오차 공간상에 있는 RP(representative point)를 이 슬라이딩 평면위로 보낸다면 추적 오차는 점근적으로 영이 될 것이다. 이것은 SMC 제어 시스템이 다음과 같은 슬라이딩 모드 존재조건을 만족함으로써 성취될 수 있다.

$$S \cdot \dot{S} < 0 \quad (31)$$

(31)식을 만족하는 불연속 제어를 설계하면 다음과 같다.

$$u(t) = \frac{1}{P} \left[g \cdot \dot{e} - \Delta \dot{P}_d - \frac{P_s}{x_m} (2\zeta \omega \dot{x} + \omega^2 x) - K \cdot \text{Sgn}(S) \right] \quad (32)$$

여기서, K 는 양의 값을 갖는 불연속 제어 이득치이고 P 는 다음과 같이 정의된다.

$$P = \frac{P_s}{x_m} \cdot \frac{C \phi_1^{(2)}(l_2) \int_0^{l_1} \phi_1^{(1)} dr}{M_e} \quad (33)$$

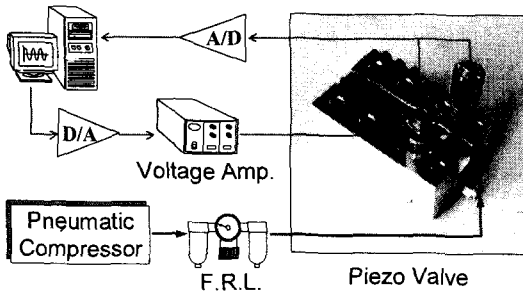


Fig.4 Experimental configuration for pressure control

실제적인 제어기의 구현에 있어 위와 같은 불연속 제어기는 바람직하지 못하므로 정해진 경계 영역 ε 에서 불연속 제어기를 연속 제어기로 근사하기 위하여 (32)식의 부호 함수를 다음과 같은 포화 함수로 대체한다.

$$\text{Sat}(S/\varepsilon) = \begin{cases} S/\varepsilon & \text{for } |S/\varepsilon| \leq 1 \\ \text{Sgn}(S/\varepsilon) & \text{for } |S/\varepsilon| > 1 \end{cases} \quad (34)$$

4. 제어 결과 및 고찰

압전 세라믹 플래퍼로 구동 되는 서보 밸브의 압력 추적제어를 위하여 Fig.4 와 같은 실험 장치를 구성하였다. 이 장치는 크게 공압 회로 및 플래퍼로 이루어진 작동부와 압력 센서 및 신호 입출력 장치로 구성된 제어부로 나뉘어 진다. 작동부는 공기 압축기로 기본 동력원을 공급하였고 레귤레이터를 두어 공급 압력을 일정하게 고정하였으며 압전 세라믹 플래퍼를 구동함으로써 압력차를 발생시키도록 하였다. 시스템을 제어하기 위한 제어부는 압력 센서, 마이크로 컴퓨터, A/D 및 D/A 컨버터, 전압 증폭기로 구성하였다. 두개의 압력 센서로부터 측정된 압력차를 요구 압력과 비교하고 계산되어진 제어 입력이 전압 증폭기를 통하여 압전 세라믹 플래퍼에 전달됨으로써 추적 제어를 수행하게 된다. 압력 센서(21bar, 10V)로부터의 신호는 단극(uni-polar) 12 비트의 분해능으로 샘플링 되었으며, 사용된 A/D 및 D/A 컨버터의 샘플

Table.1 Experimental parameters of piezo valve

Natural frequency of flapper ω_1	Damping coefficient of flapper ζ	Flapper to nozzle gap x_m	Supplying pressure P_s	Valve characteristic value Z
191 Hz	0.279	0.15 mm	3 bar	1.34

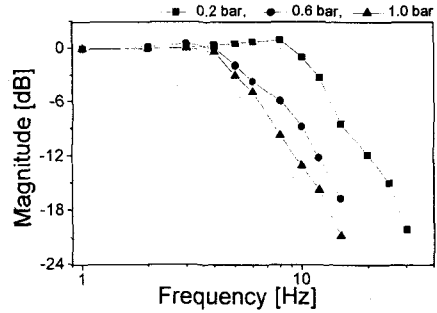


Fig.5 Bode plot of piezo valve

링 속도는 3100Hz로 수행되었다. Table1 은 본 연구에서 제작된 압전 밸브의 주요 설계 변수, 동적 특성치 및 실험 조건을 기술한 것이다.

추적 제어 성능을 고찰하기 이전에 압전 세라믹 밸브의 대역폭(bandwidth)을 주파수 영역에서 실험적으로 얻었으며 이를 Fig.5 에 나타내었다. 0.2 bar 정현파 함수의 추적 시 약 12Hz로 가장 넓은 대역폭을 나타내었으며 압전 세라믹 작동기의 뛰어난 미소변위 분해능력을 감안할 때 낮은 압력의 정밀 추적 제어에 우수한 성능을 나타낼 것으로 기대된다.

Fig.6 은 1bar 계단 함수 요구 궤적에 대하여 정착 제어한 실험 결과이며, Fig.7 과 Fig.8 은 1Hz 정현파 요구 궤적을 각기 PID 및 SMC로 추적 제어한 시뮬레이션 및 실험 결과를 나타낸 것이다. 모두 알맞은 제어 전압이 공급되어 비교적 적은 오차로 우수한 압력 추적 제어가 이루어 졌음을 알 수 있으며 특히 SMC의 경우 요구 궤적의 전 영역에 있어서 우수한 추적 성능을 보이고 있음을 알 수 있다. 또한 시뮬레이션 및 실험의 결과가 비교적 양호하게 일치하고 있는 것을 알 수 있으며, 이는 제안된 압전 밸브 시스템 모델의 타당성과 제어기의 신뢰성을 나타낸다.

5. 결론

본 연구에서는 빠른 응답특성 및 우수한 미소변위 분해 능력을 가진 압전 세라믹 작동기를 이용하여 서보 밸브 시스템을 구성하였다. 압전 세라믹 플래퍼 및 플래퍼-노즐 회로의 동적 모델을 유도하였으며 이로부터 압력 추적 제어를 위한 SMC를 설계하였다. 압전 세라믹 서보 밸브의 제어 대역폭을 주파수 영역에서 측정하였으며 시뮬레이션과 실험을 통해 정현파 요구함수에 대한 압력 추적 제어를 수행하여 우수한 추적 제어 성능

를 나타내었다.

향후 제작된 압전 밸브를 이용하여 실린더의 위치 제어를 수행할 예정이며 밸브의 제어 대역폭 및 성능의 향상을 위한 연구를 계속 수행할 예정이다.

참고문헌

- (1) J. J. Slotine and S. S. Sastry, 1983, "Tracking control of non-linear systems using sliding surfaces, with application to robot manipulators", *Int. J. Control*, Vol. 38, No. 2, pp.465~492
- (2) Watton, J., 1987, "The Dynamic Performance of an Electrohydraulic Servo Valve/Motor System with Transmission Line Effects", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 109, pp. 14~18
- (3) Watton, J., 1989, "Fluid Power System", Prentice Hall
- (4) Dean H. Kim, Tsu-Chin Tsao, 2000, "A Linearized Electrohydraulic Servovalve Model for Valve Dynamics Sensitivity Analysis and Control System Design", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 122, pp. 179~187
- (5) S. B. Choi and H. C. Shin, 1996, "A Hybrid Actuator Scheme for Robust Position Control of a Flexible Single-Link Manipulator", *Journal of Robotic Systems*, Vol. 13, No. 6, pp.359~370
- (6) McCloy, D., 1973, "The Control of Fluid Power", Wiley

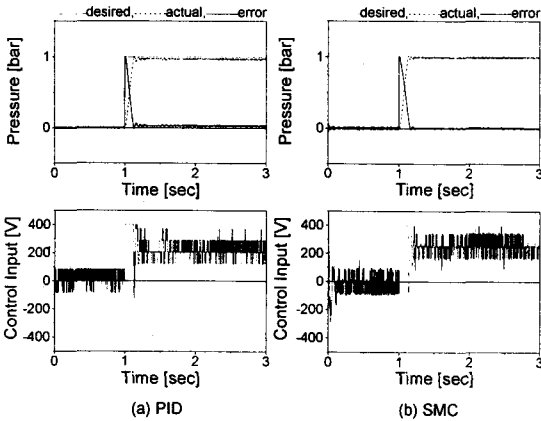


Fig.6 Pressure regulating control results (measured)

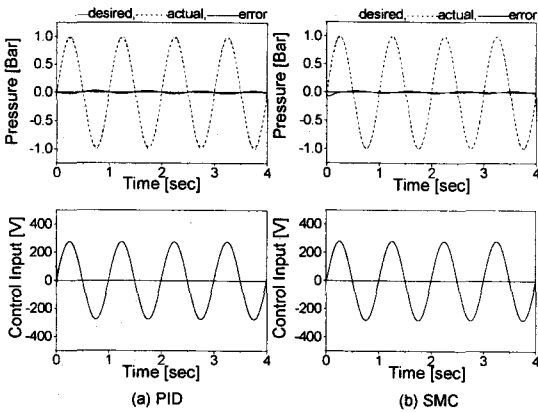


Fig.7 Pressure tracking control results (simulated)

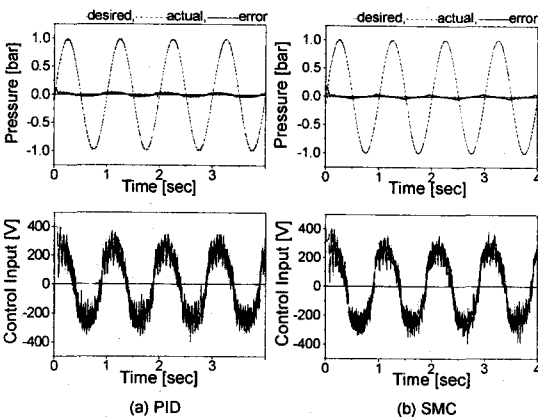


Fig.8 Pressure tracking control results (measured)