

마찰력 보상을 고려한 공기압 실린더의 위치제어 Position Control of a Pneumatic Cylinder Considering Friction Compensation

김도태^{1*} · 장중걸²

D. T. Kim and Z. J. Zhang

Received: 22 Oct. 2012, Revised: 21 Dec. 2012, Accepted: 24 Dec. 2012

Key Words : Pneumatic cylinder(공기압 실린더), Friction compensation(마찰력 보상), Observer(관측기)

Abstract: The paper describes a technique that compensates a friction in pneumatic cylinder to perform the position control. The friction is one of the most common nonlinearities present in pneumatic actuating systems. For accurate position control and low velocity control, control strategies usually rely on accurate estimation of friction. This paper presents a observer to estimate the friction force in the pneumatic cylinder from the pressures in cylinder chambers. Also, the stiction compensation of a pneumatic cylinder is obtained by adding pulses to the control signal using impulsive control. The characteristics of the pulses in impulsive control are determined from the control action. The simulation results are proved that the method proposed here is effective.

기호 설명

A : cross sectional area, m^2

F_s : static friction force, N

F_f : friction force, N

k_v : constant

M : mass, kg

\dot{m} : mass flow rate, kg/s

P : pressure, MPa

P_s : supply pressure, MPa

R : gas constant, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

S : effective area in valve, m^2

T : temperature, K

U : input signal

V : clearance volume in cylinder chamber, m^3

x : piston displacement, m

κ : specific ratio(=1.4)

Subscripts

0: ambient air

1: driving chamber (high pressure)

2: cushion or exhaust chamber (low pressure)

1. 서 론

공기압 실린더는 생산 자동화 설비 등에 산업용 액추에이터로 많이 사용하고 있으며, 출력/중량비가 크고, 취급이 용이하며, 공기의 압축성에 의한 유연성 등의 장점이 있다. 공기압 실린더 구동시스템은 제어 밸브에서 유량과 압력강하 특성, 피스톤 운동에 따른 실린더 내부 체적변화에 의한 시스템의 강성변화, 피스톤 실, 로드 실 등에서 마찰력 등이 강한 비선형성을 가지기 때문에 양호한 제어성능을 얻기가 곤란하다⁽¹⁾. 또한 공기압 실린더의 위치제어에서 공기의 압

* Corresponding author: huh@kut.ac.kr

1 School of Mechanical and Automotive Engineering, Kyungil University, Gyeongsan 712-701, Korea

2 Z. J. Zhang: Department of Mechanical Engineering, The Graduate School, Kyungil University, Korea.

Copyright © 2013, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

축성과 관 길이에 따른 응답 지연, 마찰에 의한 목표 값 근방에서 스틱슬립(stick slip) 등이 발생하여 정밀한 제어가 어렵기 때문에 강인제어 설계기법 등을 적용한 다양한 연구를 수행해 왔다⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾. Zhang 등은 공기압 실린더에서 강한 비선형성과 수학적 모델의 불확실성을 고려하여, H_∞ 제어이론을 적용한 강인 제어기를 설계하고, 위치제어계의 응답특성과 외란제거 성능의 유효성을 검토하였다⁽⁶⁾.

본 연구에서는 공기압 실린더 위치제어계에 H_∞ 제어를 적용하고, 피스톤 운동에서 발생하는 마찰력을 추정하기 위해 마찰력 관측기와 피스톤의 저속운동에서 발생하는 스틱슬립을 보상하기 위한 임펄스제어(impulse control)를 동시에 수행하여 제어성능을 비교·검토하였다.

2. 공기압 실린더의 위치제어계

Fig. 1은 공기압 실린더의 구동시스템을 나타낸다. 공기압 실린더는 피스톤 지름 32 mm, 로드 지름 12 mm, 행정 500 mm인 편로드 복동형을 사용하였다. 피스톤 변위는 LVDT로 검출하였고, 최대 600 mm까지 측정할 수 있다. 공기압 실린더에 공급되는 유량은 밸브 통과 최대유량이 1,310 l/min인 비례제어밸브(MPYE-5-1/4-010B, FESTO)로 제어하였다. 공기압 실린더 압력실과 쿠션실의 내부 압력은 압력센서(PSCK0002MAPG-W)로 각각 측정하였다.

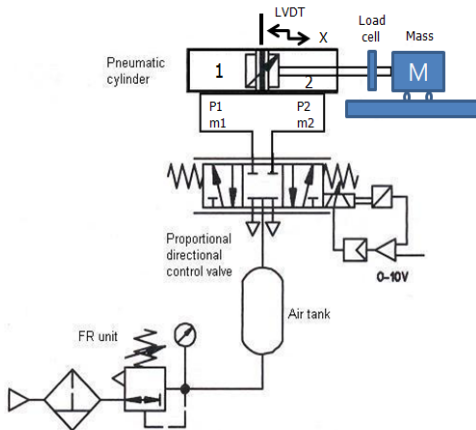


Fig. 1 Pneumatic cylinder driving system

Fig. 2는 공급압력 1.0 MPa에서 비례제어밸브를 통과하는 유량이며, U는 제어밸브에 입력전압[V], Q는 체적유량(l/min)이며, AALBORG(사)의 유량계로 측정하였다.

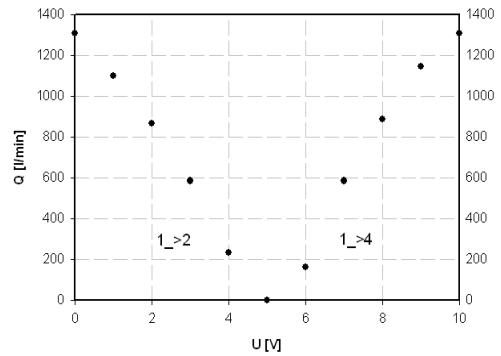


Fig. 2 Flow rate through proportional control valve with variation of control input

3. 제어기 설계와 제어계 응답특성 비교

3.1 공기압 실린더 위치제어계의 수학적 모델

Fig. 1의 공기압 실린더 구동 시스템 모델링에서, 비례제어밸브와 공기압 실린더를 연결하는 관로는 충분히 짧고, 관로에서 마찰손실은 무시하며, 공기는 이상기체로 가정하였다. Fig. 1의 공기압 실린더에서 압력실(하첨자 1)과 쿠션실 또는 배기측(하첨자 2)의 압력변동과 유입·유출되는 질량유량은 공기의 상태방정식과 연속방정식을 적용하여 다음과 같이 표현할 수 있다⁽⁶⁾.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\kappa RT_1}{A_1 x + V_1} \dot{m}_1 - \frac{\kappa P_1 A_1}{A_1 x + V_1} \dot{x} \quad (1)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\kappa RT_2}{A_2(L-x) + V_2} \dot{m}_2 + \frac{\kappa P_2 A_2}{A_2(L-x) + V_2} \dot{x} \quad (2)$$

Fig. 3은 식 (1)을 MATLAB/SIMULK로 모델링한 것을 나타낸다.

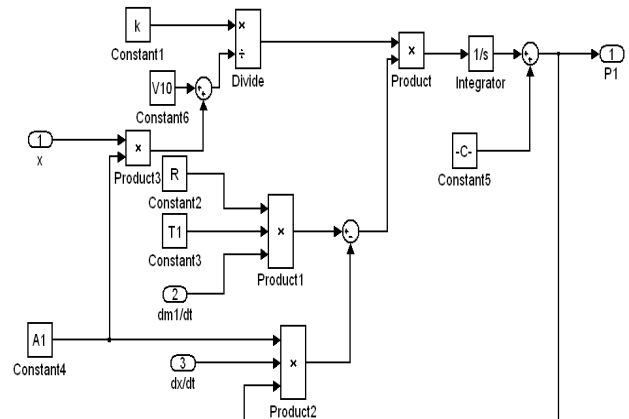


Fig. 3 Modeling of Pressure in driving chamber 1

식 (1), (2)에서 공기압 실린더로 유입·유출되는 질량유량은 다음과 같다.

0.528 ≤ P₁/P_s < 1 인 경우

$$\dot{m}_1 = S_1 P_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_s(\kappa-1)}} \left\{ \left(\frac{P_1}{P_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_1}{P_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}$$

0 ≤ P₁/P_s < 0.528 인 경우

$$\dot{m}_1 = S_1 P_s \sqrt{\frac{\kappa}{RT_s} \left(\frac{2}{\kappa} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

0.528 ≤ P₀/P₂ < 1 인 경우

$$\dot{m}_2 = S_2 P_2 \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_2(\kappa-1)}} \left\{ \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}$$

0 ≤ P₀/P₂ < 0.528 인 경우

$$\dot{m}_2 = S_2 P_2 \sqrt{\frac{\kappa}{RT_2} \left(\frac{2}{\kappa} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

Fig. 4는 Fig. 1에서 공기압 실린더의 압력실로 유입되는 질량유량 식 (3)을 모델링한 것이다.

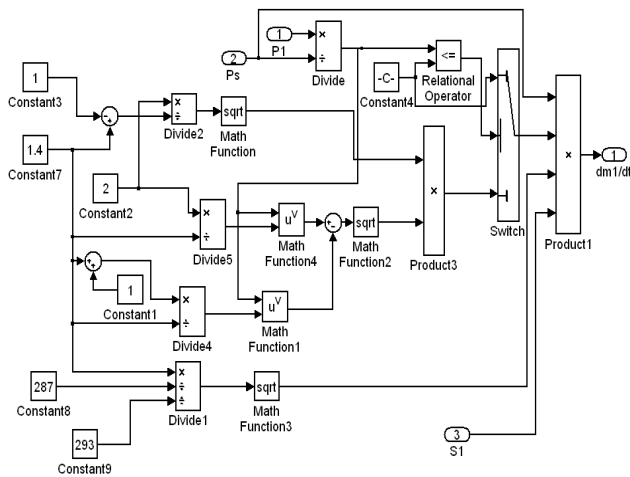


Fig. 4 Modeling of mass flow rate at inlet

부하질량을 포함한 공기압 실린더 위치제어계의 운동방정식은 식(5)와 같다.

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - F_f \quad (5)$$

식 (5)에서 마찰력은 정마찰력과 동마찰력으로 구분하여 다음과 같이 모델링하였다.

$$F_f = \begin{cases} F_s & \dot{x} = 0 \\ F_s - k_{v1} \dot{x} & \dot{x} \neq 0, \dot{x} < \dot{x}_d \\ F_s - k_{v1} \dot{x}_d + k_{v2} (\dot{x} - \dot{x}_d) & \dot{x} \neq 0, \dot{x} > \dot{x}_d \end{cases} \quad (6)$$

식 (6)에서 F_s는 정마찰력, k_{v1}, k_{v2}는 마찰력-속도선의 기울기, x_d는 마찰력이 최소가 되는 위치에서 피스톤 속도를 나타낸다.

Fig. 5는 식 (6)의 마찰력 모델링을 나타낸다.

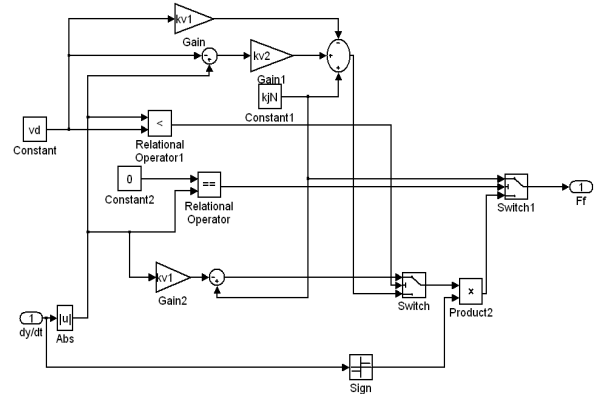


Fig. 5 Modeling of friction force in cylinder

3.2 마찰력 관측기 설계

실제 공기압 실린더의 위치제어계에서 마찰력을 직접 측정하여 보상하는 방법도 있지만, 본 연구에서는 비교적 측정이 용이한 압력을 측정하여 마찰력을 추정하는 관측기 설계에 대해 고찰한다.

식 (5)의 운동방정식에서 압력을 입력하여 마찰력을 추정하는 마찰력 관측기의 모델링 결과는 Fig. 6과 같다.

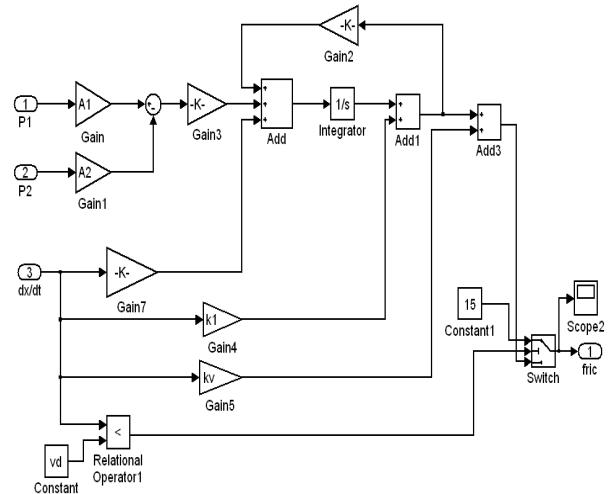


Fig. 6 Modeling of friction observer

3.3 임펄스 제어

공기압 실린더가 저속으로 움직일 때 스틱슬립이 발생하며, 이것을 보상하는 방법으로 디더(dither)와 임펄스제어(impulse control)를 주로 사용한다. 디더

는 제어신호에 고주파수 진동 성분의 신호를 부가하여 스톱앤브 등 에 마찰이나 밸브고착현상 등의 악영향을 감소시키기 위해 사용하며, 공기압 실린더의 스틱슬립 제어에는 적합하지 않다.

임펄스 제어는 스틱슬립 보상 신호에 제어신호를 부가하는 것이 아니고 제어신호 자체에 펄스열을 발생시키는 것이다. 펄스의 진폭이 크기 때문에 스틱슬립의 레벨을 극복할 수 있다.

Fig. 7은 스틱슬립을 보상하기 위한 임펄스제어의 블록선도이다⁽⁷⁾.

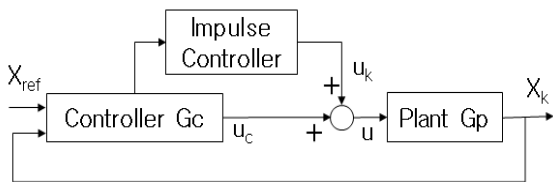


Fig. 7 Block diagram of impulse control

Fig. 7에서 제어입력은 식 (7)과 같이 구성된다.

$$u(t) = u_c(t) + u_k(t) \quad (7)$$

여기서, $u_c(t)$ 는 H_∞ 제어기의 출력, $u_k(t)$ 는 임펄스 제어기의 출력신호이다. 임펄스 제어기의 출력 $u_k(t)$ 는 각 펄스 사이의 시간 h_k 와 펄스 진폭 a , 그리고 펄스폭 τ 로 표시할 수 있고, 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$u_k(t) = \begin{cases} a \operatorname{sign}(u_c(t) - u_c(t_p)) & t \leq t_p + h_k + \tau \\ 0 & t > t_p + h_k + \tau \end{cases} \quad (8)$$

식 (8)에서 t_p 는 이전 펄스의 한 주기이고, 각 펄스의 sign 은 제어신호 $u_c(t)$ 의 변화율에서 결정된다.

임펄스 제어기 출력 $u_k(t)$ 와 플랜트 출력 $x_k(t)$ 사이의 전달함수는 다음과 같다.

$$X = \frac{G_p}{1 + G_p G_c} U_k \quad (9)$$

여기서 G_p 는 플랜트의 전달함수, G_c 는 제어기의 전달함수이다. 만약 펄스 진폭 a , 펄스폭 τ 인 $u_k(t)$ 에서는 플랜트의 전달함수는 식 (9)에서 식 (10)으로 표현된다.

$$X = \frac{G_p}{1 + G_p G_c} (1 - e^{-s\tau}) \frac{a}{s} \approx \frac{G_p}{1 + G_p G_c} a\tau \quad (10)$$

이것은 외란이 $a\tau$ 에 비례하는 것을 의미한다.

3.4 H_∞ 제어기 설계⁽⁶⁾

Fig. 8은 공기압 실린더 위치제어계에 H_∞ 제어의 감도함수 S 와 하중함수 W_p , 상보감도함수 T 와 하중함수 W_u 의 주파수 특성을 나타낸다. H_∞ 제어기는 Fig. 7에서 제어기 출력 $u_c(t)$ 이며, Fig. 9는 H_∞ 제어기 전달함수의 이득과 위상특성을 나타낸다.

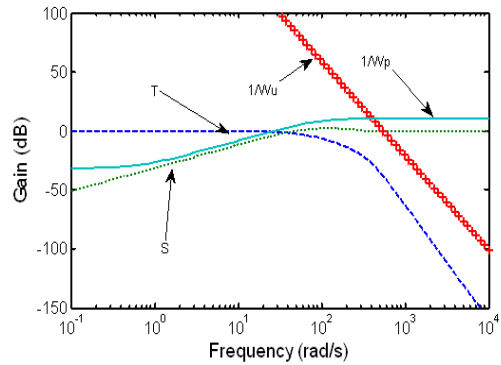


Fig. 8 Sensitivity function, complementary sensitivity function and weighting functions

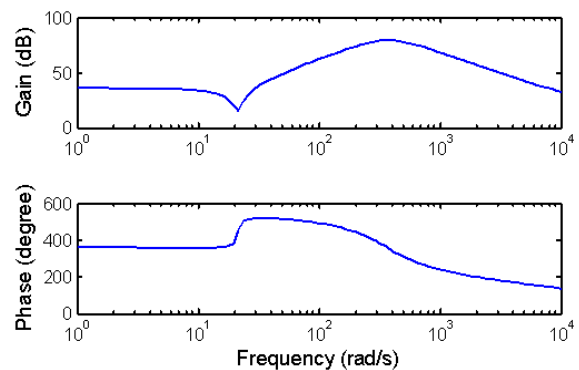


Fig. 9 Frequency characteristics of H_∞ controller

3.5 개루프 제어

Fig. 10은 공기압 실린더의 위치제어계에 대한 개루프 제어기의 모델링 결과이다.

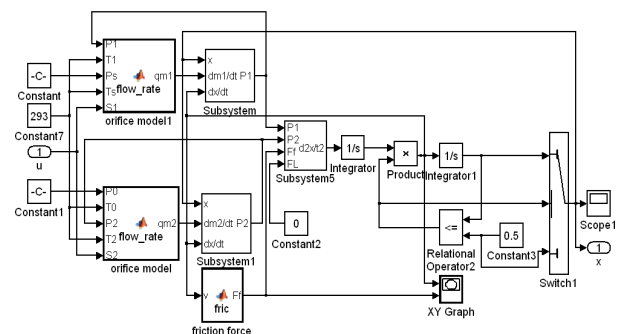


Fig. 10 Modeling of open loop control

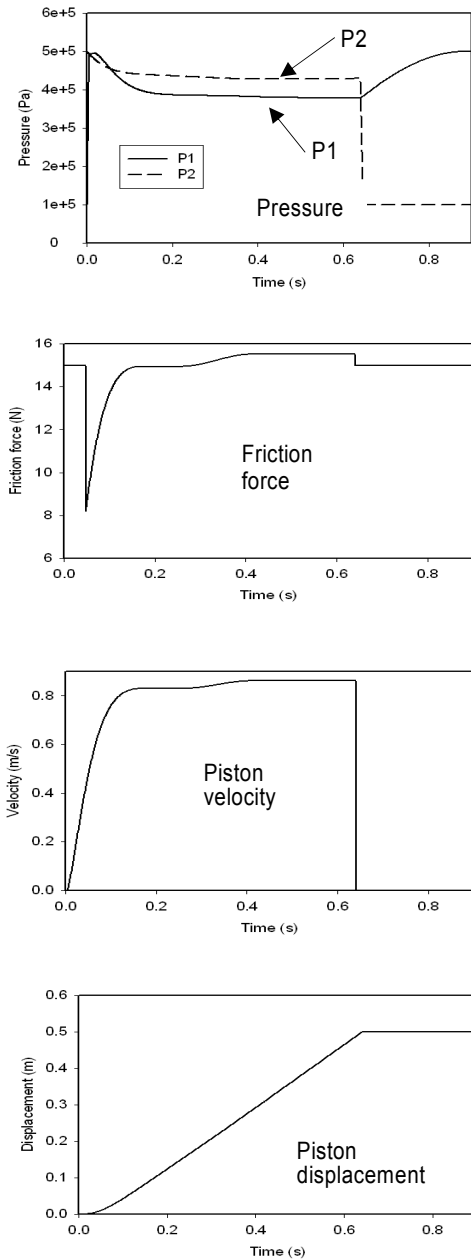


Fig. 11 Simulation results of open loop control

Fig. 11은 Fig. 10의 공기압 실린더 개루프 위치제어에서 공급압력 0.5 MPa, 부하질량 5 kg, 피스톤 행정 0.5 m에 대한 시뮬레이션 결과이다. Fig. 11에서 P_1 은 공기압 실린더 압력실의 압력, P_2 는 쿠션실과 배기측의 압력파형, 공기압 실린더에서 발생하는 마찰력, 피스톤 속도 및 피스톤의 위치를 나타낸다. 마찰력은 Fig. 5의 마찰력 모델링과 Fig. 6의 마찰력 관측기에서 추정된 결과이다. Fig. 1의 공기압 실린더 챔버 1, 2의 압력파형에서 보듯이 초기상태에 P_2 가 P_1 보다 높은 것은 피스톤이 오른쪽에서 왼쪽으로 이동하여 정지한 상태를 초기조건으로 설정하였기 때문이며, 시뮬레이션은 공기압 실린더의 압력실(챔버 1)

에 압축공기가 공급되어 피스톤이 왼쪽에서 오른쪽으로 이동하는 경우에 대해 수행하였다. 비례제어밸브가 작동하면 공급압력 P_1 은 순간적으로 증가하고, 배기압력 P_2 가 낮아져 피스톤이 움직이기 시작하면 피스톤에 작용하는 마찰력이 급격하게 감소한다. 또한 피스톤의 속도가 증가함에 따라 동적 마찰력이 증가하는 경향을 나타내며, 이것은 피스톤 실, 로드 실 등에서 주로 발생하고, 실린더 튜브와 같은 고정부분과 운동부 사이의 미끄럼 접촉면에서 점성마찰의 영향을 클 것으로 생각된다. 피스톤이 행정 끝단에 도달하면 실린더 압력실의 압력이 공급압력까지 회복되는 것을 볼 수 있다.

3.6 피드백 제어

Fig. 12는 Fig. 7의 임펄스제어 블록선도에 대한 피드백 제어계의 모델링을 나타낸다.

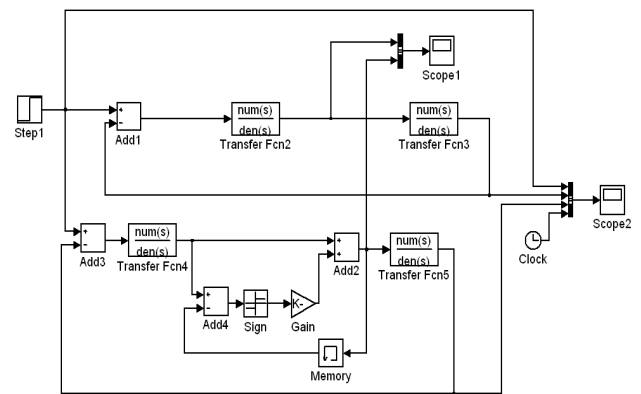


Fig. 12 Modeling of feedback control system

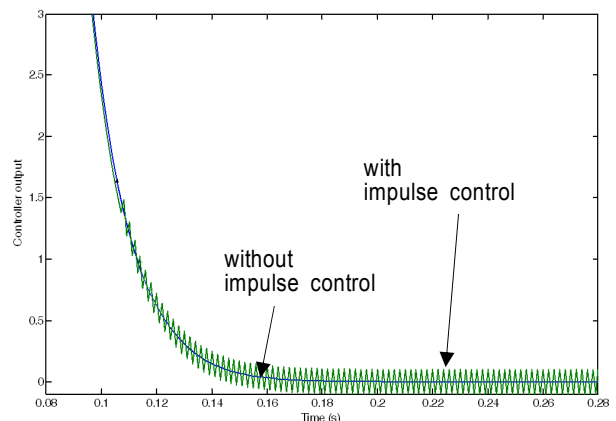


Fig. 13 Output signals of controller

Fig. 13은 H_∞ 제어기 출력과 H_∞ 와 임펄스제어를 동시에 수행한 경우의 제어기 출력신호를 나타낸다. 임펄스 제어기에서 펄스 진폭 a 를 0.1로 설정하였다.

Fig. 13에서 보듯이 임펄스 제어를 하면 제어기 출력에 진동성분이 포함되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 14는 Fig. 13의 제어기 신호를 입력하여 피스톤 변위의 과도응답 특성을 나타낸 것이다. 공기압 실린더의 위치제어계에 H_∞ 제어와 H_∞ 와 임펄스 제어를 동시에 수행한 결과를 비교해 보면, 과도응답 특성은 큰 차이가 없지만, 정상상태에 도달하였을 때 마찰력의 영향으로 스틱슬립 현상 등이 일어나 정상상태 오차가 발생하였을 때 임펄스 제어가 효과적인 것을 볼 수 있다.

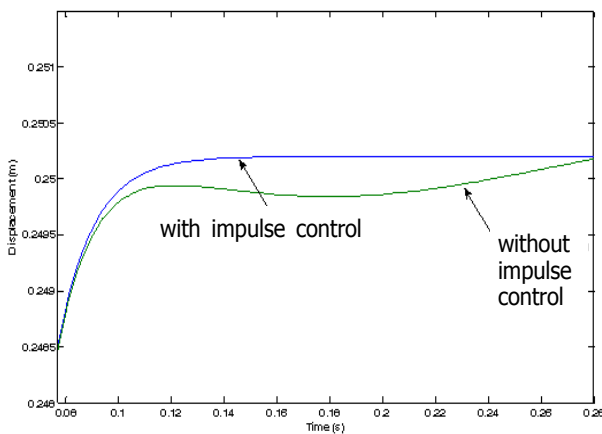


Fig. 14 Comparison of H_∞ control with and without impulse control

4. 결 론

본 연구에서는 마찰력을 고려한 공기압 실린더의 위치제어 성능을 향상시키기 위해, H_∞ 제어와 임펄스 제어를 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 공기압 실린더의 정마찰과 동마찰을 추정할 수 있는 마찰력 관측기를 설계하고, 그 유효성을 검토하였다.

(2) 공기압 실린더 위치제어계에 H_∞ 제어와 임펄스 제어를 동시에 수행한 결과, 과도응답 특성은 큰 차이가 없지만 정상상태 오차를 줄이는 데 임펄스제어가 효과적인 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술평가원에서 지원한 에너지자원기술개발사업(주관기관 (주)팜코)과 경일대학교 교내학술연구비지원사업으로 수행되었음을 밝힙니다.

참고 문헌

- 1) Pu, J., Moore, P. R., and Weston, R. H., "A Study of Gain-Scheduling Method for Controlling the Motion of Pneumatic Servos", 6th Bath International Fluid Power Workshop, pp. 193-209, 1993
- 2) Kadowaki, K., Inohana, K., Ishida, Y. and Notoyama, S., "Robust Control for Pneumatic Cylinder Using μ -synthesis", The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 29, No.1, pp. 1-8, 1998
- 3) Noritsugu, T. and Takaiwa, M., "Positioning Control of Pneumatic Servo System with Pressure Control Loop Using Disturbance Observer" Trans. of the Society of Instrument and Control Engineers, Vol. 31, No. 12 pp. 1970-1977, 1995
- 4) Lee, S. H. and Jang, C. H., "Direct Adaptive Control for Trajectory Tracking Control of a Pneumatic Cylinder", Transactions of the KSME, A, Vol. 24, No. 12, pp. 2926-2934, 2000
- 5) Matsukuma, T., Song, J., Ishida, Y. and Notoyama, S., "PID Control of Pneumatic Cylinders Using Neural Networks", The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 30, No.1, pp. 28-33, 1998
- 6) Z. J. Zhang, D. T. Kim, M. J. Joo, "A Study of High Speed Pneumatic Cylinder with a H_∞ Control", Proc. of the KFPS 2011 Autumn Conf. pp. 17-22, 2011
- 7) T. Hägglund, "A friction compensator for pneumatic valves", J. of Process Control 12, pp. 897-904, 2002