공기압 실린더의 위치제어 일관성을 위한 제어 알고리즘

이지훈† · 남윤주* · 박명관**

Pneumatic Cylinder Position Control Algorithm for Control Consistency

Ji-Hoon Lee, Yun-Joo Nam and Myeong-Kwan Park

Key Words : Control Consistency(제어 일관성), Pneumatic Cylinder(공기압 실린더), Position Control(위치 제어)

Abstract

This paper presents a novel control algorithm for position control of pneumatic cylinder. Generally, it is difficult to control the pneumatic servo system, due to nonlinearities such as air compressibility, the opening area of the valve, and frictional force between the cylinder and the piston. Especially, it is of significant importance for the control consisten-cy to return the cylinder pressures at equilibrium point to the initial states, still with guaranteeing the continuity of the pressures. For this purpose, the proposed control algorithm makes pressures of both cylinder chambers identical in magnitude but different in direction. The effectiveness and practicability of the control algorithm for the precise position control of the pneumatic cylinder are verified through the simulation study.

1. 서 론

공기압 위치제어 시스템은 일반적으로 공기의 유량을 조절하는 제어밸브 압축공기를 전달하는 접속관 및 압축공기로 구동되는 실린더로 구성되고, 조작이 쉽고 저렴한 비용으로 장치 구성이 가능하다. 뿐만 아니라 고속 구동하면서 충분히 큰 힘을 낼수 있기 때문에 다양한 기계 장치의 구동기기로 널리 이용되고 있다. 그러나 공기압 시스템은 작동 유체인 공기의 압축성에 의한 응답지연, 밸브의 개구 면적과 압력 조건에 따른 질량유량의 비선형적인 변화 그리고 피스톤과 실린더 벽면 사이의 마찰력 등의 문제와 이로 인하여 발생되는 시작 위치 변화에 따른 고유 진동수의 변화는 시스템의 동특성을 변화시킨다. 뿐만 아니라 실린더를 연속적으로 제어할 때 목표 스텝 도달 이후 실린더 챔버 내의 압력은 초기 설정 압력으로 되돌아가야만 이후 처음과 같은 제어 조건하에서 비슷한 제어 성능을 얻을 수 있지만 실제 시스템에서는 압력이 증가하게 된다. 이로 인하여 양호한 제어 성능을 얻을 수 없을 뿐만 아니라 제어 일관성을 확보하기가 어렵다. 이러한 공기압 시스템의 이러한 문제점을 보완하기 위한 강인 제어기(Robust Controller)를 적용한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 선형 제어기를 기반으로 비선형 보상기와 외란 관측기를 이용한 결과(1), 신경망 회로를 이용한 결과, 적응제어기를 이용한 결과 등이 있고 이러한 연구들은 우수한 위치제어 및 궤적 추적 성능을 보여주고 문제가 되는 목표 스텝 도달 이후의 챔버의 압력 상승 문제의 해결 또한 이루어지고 있다. 하지만 비선형 강인 제어기의 특성상 복잡한 알고리즘과 그 접근방법이 어렵다는 데에 한계가 있다.

따라서 본 연구에서는 선형제어기인 상태 피드백 제어기를 기반으로 공기압 실린더의 연속적인 위치 제어를 가능하게 하는 새로운 제어 알고리즘을 제안한다. 제안된 알고리즘은 압축공기가 유입되는 챔버의 상승되는 압력의 크기와 공기가 배기되는 챔버의 강하되는 압력의 크기를 항상 같게

† 부산대학교 기계공학부
E-mail : magooro@pusna.ac.kr
TEL : (051)510-3054 FAX : (051)514-0486
* 회원, 부산대학교 기계공학부
** 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학부

만들어 주도록 공기가 배기되는 챔버 쪽 밸브의 제어 입력을 생성시켜 줌으로 목표스텝 도달 이후 실린더의 양 챔버 내의 압력은 항상 초기 설정 압력으로 유지하도록 설계되었다.

본 논문에서는 시뮬레이션을 통해 기존의 상태 피드백 제어기를 이용한 공기압 실린더의 위치제어 결과와 제안된 알고리즘을 이용한 결과와 비교하고 제안된 알고리즘의 유용성을 검증하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 피스톤의 운동방정식

피스톤의 운동 방정식은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$M\frac{d^2x}{dt^2} = A(P_1 - P_2) - F_r \quad (1)$$

$\frac{d^2x}{dt^2}$: 피스톤의 가속도 (m/s^2)

M : 피스톤의 질량 (kg)

A : 피스톤의 단면적 (m^2)

P_1, P_2 : 실린더 챔버 내의 압력 (Pa)

F_r : 마찰력 (N)

2.2 마찰력

작용하는 모든 마찰력은 식 (2)와 같은 모델을 이용하여 나타낼 수 있으며 Fig.3 은 속도에 따른 마찰력의 변화를 나타낸다[(2)].

$$F_r = F_c + (F_s - F_c)e^{-F_{cv}v} + F_v v \quad (2)$$

F_s : 정지 마찰력 (N)

F_c : 쿨롱 마찰력 (N)

F_v : 점성 마찰계수 (Ns/m)

F_{cv} : 계수

v : 속도 (m/s)

2.3 챔버 내의 압력 변화

압력 변화 과정을 등온 과정으로 고려하면 실린더 챔버 내의 압력 변화 관계는 식(3), (4)와 같다.

$$\dot{P}_1 = \frac{1}{V_1}(\dot{m}_1 RT - P_1\frac{dV_1}{dt}) \quad (3)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{1}{V_2}(\dot{m}_2 RT + P_2\frac{dV_2}{dt}) \quad (4)$$

P_1, P_2 : 챔버 내의 압력 (pa)

$\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$: 질량 유량 (kg/s)

V_1, V_2 : 실린더 챔버의 체적 (m^3)

R : 기체 상수 ($J/Kg/K$)

T : 공기의 온도 (K)

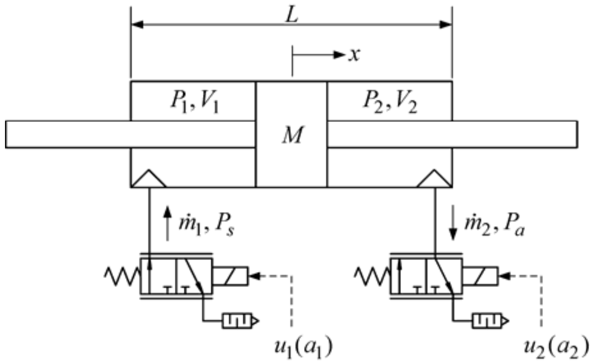

Fig. 1 A schematic of the pneumatic cylinder position control system

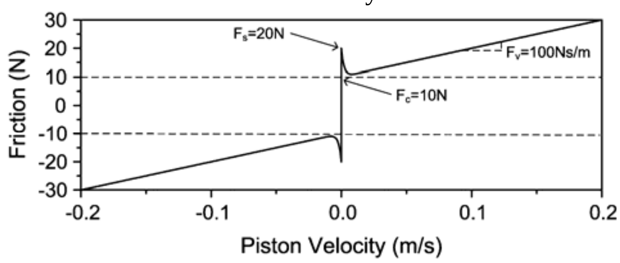

Fig. 2 Friction of the piston

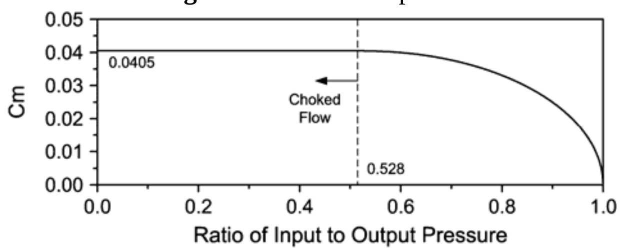

Fig. 3 Variation of C_m with pressure ratio

2.4 질량 유량

실린더로 유입되는 압축공기나 실린더에서 유출되는 공기의 질량유량은 밸브의 개구면적과 압력조건에 따른 변화되는 C_m 에 의해 결정된다.[(3)]

2.4.1 실린더로 유입되는 압축공기의 질량유량

$$\dot{m}_1 = C_d C_m a_1 P_s / \sqrt{T} \quad (4)$$

$\frac{P_1}{P_s} \le 0.528$ 인 경우

$$C_m = 0.0405$$

$\frac{P_1}{P_s} \ge 0.528$ 인 경우

$$C_m = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}\{(\frac{P_1}{Ps})^{2/k} - (\frac{P_1}{P_s})^{(k+1)/k}\}} \quad (5)$$

2.4.2 공기 중으로 배기되는 공기의 질량유량

$$\dot{m}_2 = C_d C_m a_2 P_2 / \sqrt{T} \quad (6)$$

$\frac{P_a}{P_2} \le 0.528$ 인 경우

$$C_m = 0.0405$$

$\frac{P_a}{P_2} \geq 0.528$ 인 경우

$$C_m = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}\{(\frac{P_a}{P_2})^{2/k} - (\frac{P_a}{P_2})^{(k+1)/k}\}} \quad (7)$$

C_d : discharge 계수

C_m : massflow parameter

a_1, a_2 : 밸브의 개구면적

P_s : 공급 압력

2.5 시스템의 전달함수

식 (3)을 선형화한 후 라플라스 변환하여 라플라스 변환된 식(1)에 대입하면 시스템의 전달함수를 구할 수 있다. 선형화 된 압력변화 식의 평형점에서의 조건은 다음과 같다.

$$x = x_0 = \frac{L}{2},\ P_1 = P_0,\ \frac{dx}{dt} = 0,\ T_1 = T_a,\ k_q = \frac{\partial \dot{m}_1}{\partial u}$$

그리고 $\dot{P}_2 = -\dot{P}_1$ 이라고 두고 시스템의 전달 함수는 식 (8)과 같이 표현된다.

$$G(s) = \frac{x(s)}{u_1(s)} = \frac{K_n w_n^2}{s^3 + w_n^2 s} \quad (8)$$

$$K_n = \frac{k_q TR}{AP_0},\quad w_n = \sqrt{\frac{2AP_0}{Mx_0}},\quad w_n^2 = \frac{2AP_0}{Mx_0}$$

k_q : 입력에 따른 질량유량의 변화 ($kg/s/A$)

s : 라플라스 연산자

w_n : 고유 진동수 (rad/s)

2.6 제어 밸브의 모델링

제어밸브는 1 차 지연 시스템으로 표현될 수 있다. 제어 입력에 따른 이론 면적의 변화와 실제 열리게 되는 밸브의 면적의 식 (9)의 관계를 가진다. .

$$\frac{a_a(s)}{a_{th}(s)} = \frac{1}{1+\tau s}\ . \quad (9)$$

a_a : 밸브 개구의 실제 면적 (m^2)

a_{th} : 밸브의 개구의 이론 면적 (m^2)

u : 실제 제어입력 (A)

τ : 밸브의 시상수 ($\sec$)

3. 제어기 설계

3.1 상태 피드백 제어기

압축공기가 실린더로 유입 되는 밸브의 제어 는 상태 피드백 제어기를 이용한다. K_p, K_v, K_a 는 각각 비례, 속도, 가속도 게인을 나타내고. 밸브로의 제어 입력은 식 (10)과 같이 표현된다.

$$u_1 = K_p(x_r - x) - K_v v - K_a a \quad (10)$$

따라서 위치제어 시스템의 폐루프 전달함수는 다 음과 같이 표현된다..

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = \frac{K_n w_n^2 K_p}{s^3 + k_n w_n^2 K_a s^2 + (w_n^2 + K_n w_n^2 K_v)s + K_n w_n^2 K_p} \quad (11)$$

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = \frac{1}{s^3 + \alpha s^2 + \beta s + 1} \quad (12)$$

식 (11)로 표현된 폐루프 전달함수를 (12)와 같은 형태의 전달함수로 상사시키게 되면 α, β 는 식 (13)과 같이 표현된다. 이 때 α, β 를 조절하여 K_v 와 K_a 를 결정하면 위상 여유와 게인여유는 임의로 설정이 가능하게 된다[(4)]..

$$\alpha = \frac{k_n w_n^2 K_a}{\sqrt[3]{k_n w_n^2 K_p}},\quad \beta = \frac{w_n^2 + k_n w_n^2 K_v}{\sqrt[3]{(k_n w_n^2 K_p)^2}} \quad (13)$$

$$K_v = \frac{\beta \sqrt[3]{(k_n w_n^2 K_p)^2} - w_n^2}{k_n w_n^2},\quad K_a = \frac{\alpha \sqrt[3]{k_n w_n^2 K_p}}{k_n w_n^2} \quad (14)$$

그리고 K_v 와 K_a 는 비례게인 식 (14)와 같은 K_p 에 관한 식으로 표현된다. K_p 만 튜닝 함으로써 그에 적합한 속도, 가속도 게인 K_v, K_a 가 구해질 수 있다.

3.2 제어 일관성을 위한 알고리즘

피스톤이 목표스텝 도달 이후 챔버 내의 압력은 항상 초기 설정 압력으로 유지 되었을 때 공기압 시스템의 제어 일관성이 유지된다. 하지만 일반적으로 상태 피드백 제어기만을 이용하게 될 경우 목표스텝 도달 이후 실린더 챔버 내의 압력은 초기 설정 압력보다 증가하게 된다. 따라서 이러한 챔버 내의 압력 상승은 목표 스텝이 일정한 시간 간격을 두고 변할 경우에도 연속적으로 발생하게 된다. 따라서 제어 성능에도 영향을 미치게 되면서 챔버 내의 압력이 점점 공급 압력과 같아지게 되므로 인해 제어가 불가능하게 된다. 이러한 챔버 내의 압력 상승 효과를 제거하고 목표 스텝 도달 후 챔버 내의 압력을 항상 초기 설정 압력으로 유지시켜 주기 위해 배기되는 밸브로의 제어 입력을 상태 피드백 제어기를 통해 공기가 유입되는 밸브의 제어입력과의 일정한 관계를 만들어 준다. 제안된 알고리즘은 다음과 같은 과정으로 이루어진다.

$$P_1 = P_0 + \Delta t \dot{P}_1 \quad (15)$$

Table 1 System parameters

A	1.869×10^{-3}	k_q	9.3771×10^{-3}
F_s	20	x_0	0.075
F_c	10	k	1.4
F_v	100	L	0.15
R	287	P_a	100000
T	293	P_0	223606
τ	0.03	P_s	500000
C_d	0.9	α	2
s_1	16×10^{-6}	β	3
s_2	26.67×10^{-3}	K_p	10

$$P_2 = P_0 + \Delta t \dot{P}_2 \quad (16)$$

$$P_1 + P_2 = 2P_0 \quad (17)$$

Δt 만큼의 시간이 지났을 때 실린더의 양 챔버 내의 압력은 식 (15) (16)과 같이 표현 가능하다. 식(15)는 압축공기가 유입되는 챔버의 압력이고 식(16)은 공기가 배기되는 챔버의 압력이다. 압력의 변화량은 항상 일정하므로 식(17)의 관계가 항상 성립하게 된다. $\dot{P}_1$ 은 상태 피드백 제어기로 발생된 입력으로 인해 결정되어 있으므로 P_1 또한 결정되게 된다. 따라서 식 (16)을 식(17)에 대입하여 $\dot{P}_2$ 를 결정하는 제어입력 u_2 에 관한 식으로 식(4)와 (6)을 이용하여 풀면 다음과 같이 표현된다.

$$u_2 = \frac{V_2(2P_0 - P_1) - P_2 A v}{RTC_m C_d s_2 P_2 / \sqrt{T}} \quad (18)$$

s_2 는 배기되는 밸브의 전류 입력당 변화하는 밸브 개구 면적으로 (m^2/A)로 나타내어 진다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig.4 와 Fig.5 는 마찰이 고려 되지 않았을 경우 기존의 상태 피드백 제어기를 이용한 결과와 제안된 제어 알고리즘을 사용한 결과를 보여준다. 목표 스텝은 4 초 까지는 매 2 초마다 0.02 m 씩 증가하도록 하고 그 이후 4 초 동안은 0.02 m 씩 감소하도록 설정하 였다. 상태 피드백 제어기만을 사용한 결과와 제안된 알고리즘을 사용한 결과 두 경우 모두 빠른 속도로 목표 스텝에 도달하면서 정밀한 위치 제어 성능을 보이는 것을 확인할 수 있다. 하지만 상태 피드백 제어기를 이용할 경우 목표 변위 도달 이후 실린더 챔버 내의 압력이 초기 설정압력으로 다시 돌아오지 않고 목표 스텝이 변할 때마다 점진적으로 증가하는 것을 확인할 수

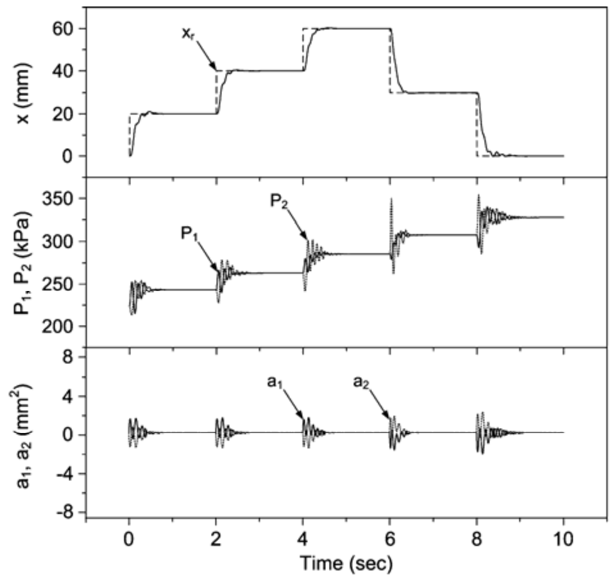

Fig. 4 Simulation results (conventional without friction)

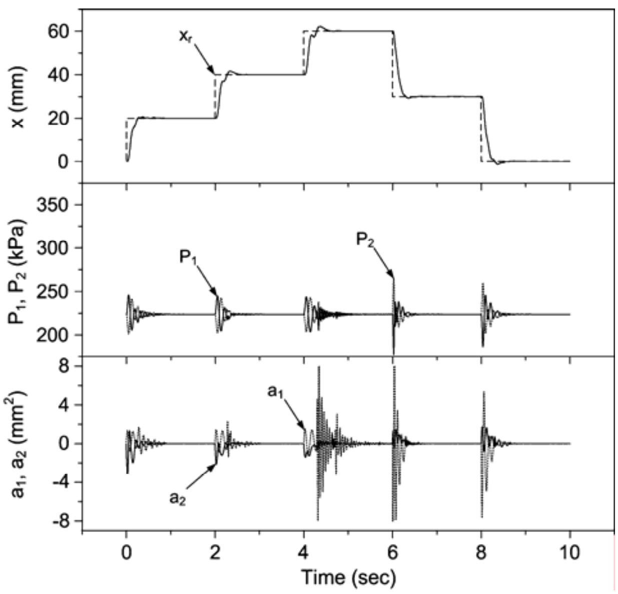

Fig. 5 Simulation results (proposed without friction)

있다. 실린더 챔버 내의 이러한 압력 거동은 공기압 위치 제어 시스템의 일관성을 유지할 수 없을 뿐만 아니라 챔버 내의 압력이 공급압력과 같아질 경우 제어가 불가능하게 되므로 많은 문제를 가지고 있다. 기존 제어기 사용시 이러한 문제가 발생하는 원인을 고찰해 보면 압축공기가 유입 되는 밸브의 개구면적과 배기되는 개구면적이 항상 같으므로 인하여 공기의 배기량이 압축공기가 유입되는 양 보다 작기 때문에 이러한 현상이 발생하는 것을 고려할 수 있다. 반면에 제안된 알고리즘을 이용한 결과는 목표 스텝 도달 이후 실린더 내 챔버의 압력은 항상 초기 설정 압력으로 유지 되는 것을 확인할 수 있다. 따라서 항상 같은 초기 압력하에서 제어가 이루어지므로 제어의 일관성을

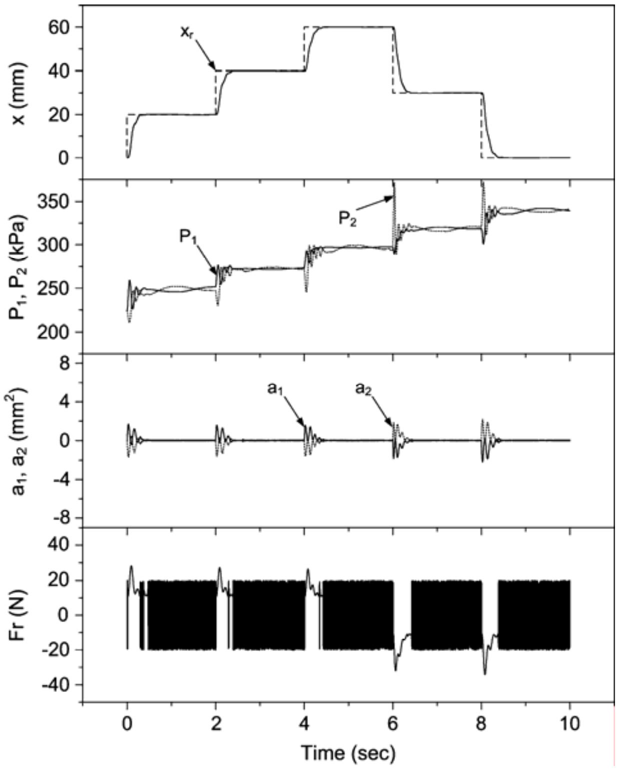

Fig. 6 Simulation results (conventional with friction)

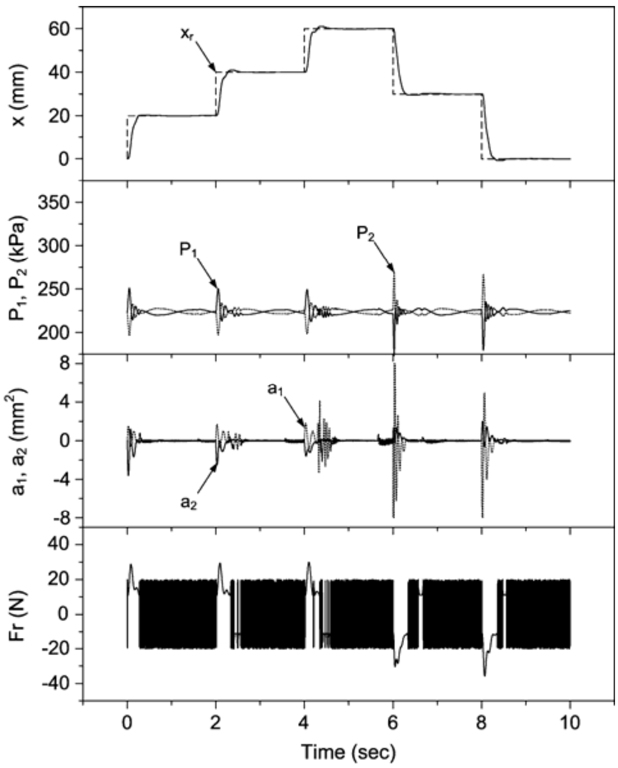

Fig. 7 Simulation results (proposed without friction)

확보할 수 있게 되므로 연속적인 제어시 문제가 되지 않는 것을 확인할 수 있었다. 하지만 상대적으로 상태 피드백 제어기보다 큰 제어 입력이 들

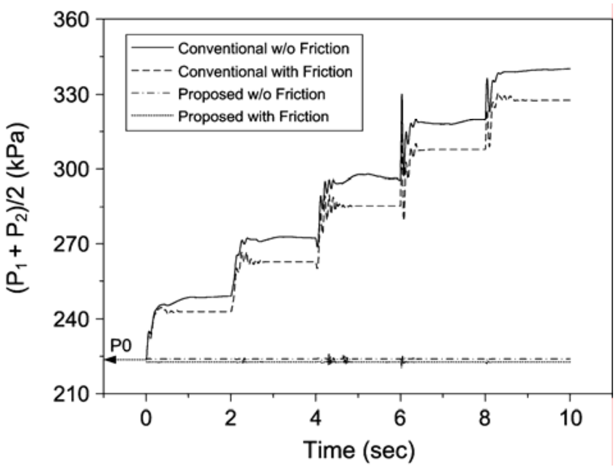

Fig. 8 Chamber pressure comparison

Table 2 Error and Rms values

	Error	Rms
Conventional (without friction)	1.652	5.172
Proposed (without friction)	1.491	4.949
Conventional (with friction)	1.672	5.261
Proposed (with friction)	1.545	5.033

어가는 것을 볼 수 있는데 이러한 현상은 압축공기가 챔버 내로 유입되어 상승되는 압력의 크기와 배기되어 감소하는 압력의 크기를 항상 같도록 유지 시킴으로 상태 피드백 제어기만을 이용하는 것보다 더 많은 밸브 스풀의 움직임이 필요하게 되는 것이 그 원인이라고 볼 수 있다.

Fig. 6 과 Fig. 7 은 Fig. 4 와 Fig. 5 의 시뮬레이션 결과와 같은 조건에서 마찰력이 고려 되었을 경우 상태 피드백 제어기만을 사용한 결과와 제안된 알고리즘을 이용한 결과를 비교한 결과이다. 마찰력을 고려하지 않았을 경우와 비교하여 거의 비슷한 결과가 나타나는 것을 확인할 수 있다. 상태 피드백 제어기를 이용한 결과는 챔버의 압력이 계속해서 상승하였고 제안된 알고리즘은 마찰력이 작용함에도 항상 챔버의 초기 설정 압력과 비슷한 수준의 압력에서 계속해서 머무르는 것을 확인할 수 있다. 마찰력을 고려하지 않은 결과와 달리 챔버 내 압력의 맥동(fluctuation)현상이 발생하는 것을 확인할 수 있는데 이는 정상상태에서 마찰력의 스틱-슬립현상의 영향으로 인한 위치 오차 때문에 나타나는 현상으로 생각 할 수 있다.[5] 피스톤의 위치가 목표 스텝과 정확히 일치하지 못함으로 인해 에러 값이 제어 입력을 발생시키게 되고 이로 인하여 밸브 스풀이 작동되게 되므로 압력의 맥동이 발생하게 되는 것이다.

Fig.8 은 시간에 따른 챔버내의 압력의 변화를

보여준다. 기존의 상태 피드백 제어기를 이용한 경우 두 경우 모두 압력의 평균 값이 시간에 따라 증가하면서 점점 공급 압력과 같은 상태로 되는 것을 확인할 수 있다. 반면에 제안된 제어 알고리즘을 이용한 경우 챔버 내의 압력의 평균 값은 항상 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다.

Table 2 은 상태 피드백 제어기를 이용한 결과와 제안된 제어기를 이용한 결과의 errorr 와 rms 값을 비교한 것이다. 일반적으로 error 값은 목표 스텝 추종 성능을 그리고 rms 값은 압력의 맥동 (fluctuation)을 나타내는 척도로 사용된다. 마찰력을 고려하지 않았을 경우와 고려한 경우 모두 상태 피드백 제어기만 사용한 결과와 제안된 알고리즘을 이용한 결과와 비교했을 때 제안된 알고리즘을 이용한 결과가 비교적 작은 값이 나타남을 확인 할 수 있다. 따라서 제안된 알고리즘은 기존의 상태 피드백 제어기와 비교했을 때 제어의 일관성을 유지시킬 뿐만 양호한 변위 추종성과 압력 맥동 저감 효과를 가져오는 것을 확인하였다.

5. 결론

본 논문에서는 공기압 실린더의 위치 제어를 위한 새로운 제어 알고리즘을 제안하였다. 제안된 알고리즘은 기존의 비선형 강인 제어기를 이용하기 보다는 쉽게 접근 가능한 선형 제어기인 상태 피드백 제어기를 기반으로 구성되었다. 상태 피드백 제어기만 사용했을 경우의 문제점인 목표 스텝 도달 이후 실린더 챔버 내에서 연속적으로 발생하는 압력 상승으로 인한 제어의 일관성을 갖지 못하는 문제점을 보완하였고 비교적 양호한 제어 성능 또한 나타내는 것을 시뮬레이션을 통하여 확인 할 수 있었다.

참고문헌

(1) Ji-Seong Jang, 2002, “*Position Control of a Pneumatic Cylinder with a nonlinear Compensator and a Observer*” KSME(A), Vol 26, No. 9, pp. 1795~1805

(2) Tapio Virvalo, 1993, “*Modeling pneumatic position servo realized with commercial components*” Proceeding of the 2nd JHPS International Symposium on fluid Power, pp.577~582

(3) McCloy, Donaldson, 1980, “*Control of Fluid Power : Analysis and Design*”, John Wiley & Sons, pp.78~80

(4) Ji-Seong Jang, 1998, “*Accurate Positionaig of a Pneumatic Servo System*” KSOE,Vol12,No4, pp.101~108

(5) S.Kawai. Y.Kawakami and Y.Masuda, 1993, “*Some considerations on the position control of pneumatic cylinder*”’ Proceeding of the 2nd JHPS International Symposium on fluid Power, pp.563~568