

입·출력 선형화 기법을 이용한 공기압 실린더의 궤적추적 제어 Trajectory Tracking Control of A Pneumatic Cylinder Using An Input-Output Linearization Method

장 지 성
J. S. JANG

Key Words : Input output linearization(입·출력 선형화), Nonlinear Model(비선형 모델), Operating Point(동작점), Trajectory Tracking Control(궤적추적제어)

Abstract : This study suggests a trajectory tracking controller composed of an input output linearization compensator and a linear controller. The input output linearization compensator is derived from the nonlinear equations of a pneumatic control system and it algebraically transforms a nonlinear system dynamics into a linear one, so that input output characteristics of the control system is linearized regardless of the variation of the operating point and linear control techniques can be applied. The results of nonlinear simulations show that the proposed controller tracks the given trajectories more accurately than a state feedback controller does.

1. 서 론

공기압 실린더를 이용한 위치제어 장치는 구성이 간단하고, 또한 산업현장에서 압축공기를 사용하고 있기 때문에 동력원인 압축공기 공급장치를 별도로 설치하지 않아도 되는 장점이 있으므로 자동화 시스템을 저렴한 가격으로 구성하고자 하는 경우에 폭넓게 이용되고 있다. 그러나 공기의 특성에 기인하는 비선형 특성 때문에 고성능의 위치제어를 실현하기가 용이하지 않으므로 단순한 반복작업에 사용되고 있으며 이러한 문제점을 극복하기 위해서는 제어계의 비선형 특성을 보상할 수 있는 제어기의 설계가 요구된다. 위치제어 성능 향상을 목적으로 현재까지 발표된 연구 결과로는 선형 모델을 기반으로 설계된 선형 제어기를 적용한 결과^{1),2)} 선형 모델을 기반으로 하지만 이득이 변화하는 비선형 제어기를 적용한 결과^{3),4)} 및 비선형 모델을 기반으로 이득이 변화하는 비선형 제어기를 이용한 결과^{5),6)} 등이 있고, 제어계의 파라미터가 변화여도 양호한 위치제어 및 궤적추적 제어가 이루어지고 있다. 그러나 상기의 연구에서는 제어계 내부의 불확실 요소를 부하질량과 점성마찰계

수 만으로 한정하여 피스톤의 위치 변화에 의한 강성의 변화를 고려하지 않았고, 제어기의 이득과 제어기 설계에 요구되는 파라미터를 시행착오에 의하여 구하였다. 또한 비선형 제어기가 사용된 경우에는 제어기를 포함한 폐루프 제어계의 주파수 특성을 예측할 수 없으므로 성능을 정확하게 파악하기 어려운 단점이 있다.

본 논문에서는 위치제어계의 비선형 모델을 기반으로 개루프 전달함수를 적분기 형태로 선형화하는 기법⁷⁾을 이용하여 위치제어계의 강성 변화에 관계없이 제어입력과 출력의 관계가 선형 관계를 유지할 수 있도록 하는 입·출력 선형화 보상기를 유도한 후, 선형 제어기를 이용하여 원하는 제어성능을 얻을 수 있는 궤적 추적 제어기를 설계한다.

본 논문에서 설계한 제어기는 선형 제어기를 이용하여 제어를 수행하지만 기존의 연구에서와 같이 위치제어계를 특정 동작점 부근에서 선형화하지 않으므로 제어계의 동작점이 변화여도 제어 성능이 저하되지 않는다. 또한 비선형 모델을 기반으로 하지만 제어계의 입·출력 관계가 선형화되므로 제어계의 성능을 주파수 분석을 통하여 미리 예측할 수 있는 장점이 있다.

본 논문에서 설계한 제어기는 비선형 시뮬레이션을 통하여 성능을 검증하였고, 특정 동작점 부근에서 선형화 한 선형 모델을 기반으로 설계된 상

접수일 : 2002년 5월 24일
장지성 : 부경대학교 기계공학부

태 피드백 제어기를 적용한 결과와 비교하여 궤적 추적 성능이 현저하게 향상되어짐을 확인하였다.

2. 제어계의 모델링

2.1 비선형 구성방정식

공기압 실린더를 이용한 제어장치의 개략도를 Fig. 1에 나타낸다.

Fig. 1을 이용하여 피스톤의 동특성을 기술하면 식(1)~(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_1 = K \cdot S_{a1} \cdot P_s \cdot \sqrt{273/T_s}, \quad P_1/P_s \leq b$$

$$G_1 = K \cdot S_{a1} \cdot P_s \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_1/P_s - b}{1 - b}\right)^2} \sqrt{273/T_s}, \quad P_1/P_s > b \quad (1)$$

$$G_2 = K \cdot S_{a2} \cdot P_2 \cdot \sqrt{273/T_2}, \quad P_a/P_2 \leq b$$

$$G_2 = K \cdot S_{a2} \cdot P_2 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_a/P_2 - b}{1 - b}\right)^2} \sqrt{273/T_2}, \quad P_a/P_2 > b \quad (2)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{G_1 R T_1}{V_1} + \frac{W_1 R}{V_1} \frac{dT_1}{dt} - \frac{P_1}{V_1} \frac{dV_1}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{G_2 R T_2}{V_2} + \frac{W_2 R}{V_2} \frac{dT_2}{dt} + \frac{P_2}{V_2} \frac{dV_2}{dt} \quad (4)$$

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{x G_1 T_s}{W_1} - \frac{G_1 T_1}{W_1} - \frac{P_1}{C_v W_1} \frac{dV_1}{dt} + \frac{(T_a - T_1) h \cdot S_{h1}}{C_v W_1} \quad (5)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{x G_2 T_2}{W_2} - \frac{G_2 T_2}{W_2} - \frac{P_2}{C_v W_2} \frac{dV_2}{dt} + \frac{(T_a - T_2) h \cdot S_{h2}}{C_v W_2} \quad (6)$$

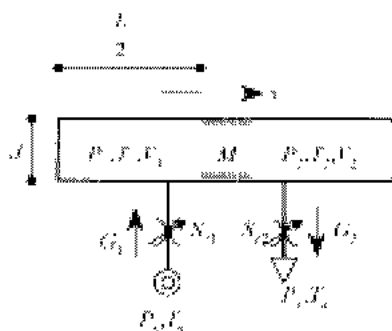


Fig. 1 Schematic diagram of a pneumatic cylinder control system

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = A(P_1 - P_2) - c \frac{dx}{dt} - F_r \quad (7)$$

식(1)~(7)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

A ($\pi d^2/4$): 수압면적 [m^2], b : 임계 압력비, c : 점성 마찰 계수 [$N/(m/s)$], C_v : 정적비열 [$J/(kg \cdot K)$], d : 피스톤 직경 [m], F_r : 정지 마찰력 [N], G : 질량 유량 [kg/s], h : 열전달율 [$W/(m^2 \cdot K)$], $K^{(8)}$: 2.4337×10^{-9} [$kg/(s \cdot Pa \cdot mm^2)$], L : 실린더 행정길이 [m], M : 가동부 질량 [kg], P : 압력 [Pa], R : 기체상수 [$J/(kg \cdot K)$], S° : 유효 단면적 [mm^2], S_h : 열전달 면적 [m^2], T : 온도 [K], V : 체적 [m^3], W : 실린더 내부 공기 질량 [kg], x : 피스톤 위치 [m], χ : 비열비, 아래 첨자 1: 좌측, 2: 우측, s: 공급, a: 대기.

2.2 특정 동작점을 이용한 제어계의 선형화

실린더 내부의 온도변화를 단일변화로 가정하고 제어계의 동작점을 $x, x_0, dx/dt, u_0, 0, G_1, G_2, G, T_1, T_2, T_s, T_a, P_1, P_2, P_0$ 로 두면, 제어 밸브로의 제어입력 $u[V]$ 에서 피스톤 위치까지의 전달함수는 다음과 같이 표현된다.

$$H(s) = \frac{x(s)}{u(s)} = \frac{k_n \omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2)}$$

$$k_n = \frac{k_a R T_a}{A P_0}, \quad k_a = \frac{\partial G}{\partial S_e}, \quad k_r = \frac{dS_e}{du}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\chi A P_0 L}{M x_0 (L - x_0)}}, \quad \zeta = \frac{c}{2M \omega_n} \quad (8)$$

식(8)에 사용된 기호는 다음과 같다.

$H(s)$: 제어계의 개루프 전달함수, k_a : 밸브로의 제어입력에 대한 질량유량의 변화율 [$kg/(s \cdot V)$], k_r : 밸브로의 제어입력에 대한 유효 단면적의 변화율 [mm^2/V], s : 라플라스 연산자, $u(s)$: 밸브로의 제어입력에 대한 라플라스 변환, ω_n : 고유진동수 [rad/s], ζ : 감쇠비.

식(8)에서 피스톤이 $L/2$ 의 위치에 있을 때 제어계의 강성이 최소가 되고 감쇠비가 최대가 되며, 피스톤이 이동하면 강성 및 감쇠비가 변화함을 알 수 있다. 또한, 제어계의 강성 및 감쇠비는 압력에 따라서도 변화한다. 그러므로 특정 동작점을 이용한 선형 모델은 제어계의 동작점 변화에 기인하는 성능변화를 표현할 수 없고, 이러한 모델을 이용하여 제어기를 설계하면 설계된 제어성능을 달성할

수 없는 경우가 발생한다.

2.3 입·출력 선형화 기법을 이용한 제어계의 선형화

본 절에서는 제어계의 동작점이 변화하여도 개루프 전달특성이 선형화 관계를 유지할 수 있도록 하기 위하여 특정 동작점을 이용하지 않는 선형화 모델을 유도한다.

실린더 내부의 온도변화를 단열변화로 가정하고 $X_1, P_1, P_2, X_2, x, X_3, dx/dt, u$ 로 두면, 실린더 구동계의 동특성은 식(3)~(7)을 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \dot{X} &= f(X) + g(X)G, \quad X = [X_1 \ X_2 \ X_3]^T, \\
 f(X) &= \begin{bmatrix} \frac{xX_3 \left\{ X_1 \left(X_2 - \frac{L}{2} \right) - \frac{P_2}{2} L \right\}}{X_2(L - X_2)} \\ X_3 \\ \frac{A}{M} X_1 - \frac{c}{M} X_3 - \frac{F_r}{M} \end{bmatrix}, \\
 g(X) &= \begin{bmatrix} \frac{xRT_a L}{A \ X_2(L - X_2)} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)
 \end{aligned}$$

연속적으로 미분 가능한 좌표변환 함수(diffeomorphism)⁹⁾ $Z = T(X)$ 를 이용하여, 식(9)를 식(10)으로 변형하면 입력에서 출력까지의 전달함수는 제어계의 동작점에 관계없이 선형관계를 유지하게 된다.

$$\begin{aligned}
 \dot{Z} &= AZ + B\beta^{-1}(X) [G - \alpha(X)], \quad Y = CZ, \\
 Z &= [Z_1 \ Z_2 \ Z_3]^T, \quad G = \alpha(X) + \beta(X)\nu, \\
 A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0 \ 0] \\
 Z_1/\nu &= 1/s^3 \quad (10)
 \end{aligned}$$

식(9)와 식(10)을 이용하여 $T(X)$ 를 유도하여 보면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 Z &= \frac{\partial T(X)}{\partial X} X = \frac{\partial T(X)}{\partial X} \{f(X) + g(X)G\} \\
 &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} T(X) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \beta^{-1}(X) \{G - \alpha(X)\} \quad (11)
 \end{aligned}$$

식(11)에서 $T(X)$ 가 만족해야 할 조건을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial T_1(X)}{\partial X} f(X) &= T_2(X), \quad \frac{\partial T_2(X)}{\partial X} f(X) = T_3(X) \\
 \frac{\partial T_3(X)}{\partial X} f(X) &= -\beta^{-1}(X)\alpha(X), \\
 \frac{\partial T_1(X)}{\partial X} g(X) &= 0, \quad \frac{\partial T_2(X)}{\partial X} g(X) = 0 \\
 \frac{\partial T_3(X)}{\partial X} g(X) &= \beta^{-1}(X) \neq 0 \quad (12)
 \end{aligned}$$

$T(X)$ 는 식(9) 및 (12)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial T_1(X)}{\partial X} g(X) &= 0 \Rightarrow \\
 \left[\frac{\partial T_1(X)}{\partial X_1} \quad \frac{\partial T_2(X)}{\partial X_2} \quad \frac{\partial T_3(X)}{\partial X_3} \right] g(X) &= 0, \\
 \therefore \frac{\partial T_1(X)}{\partial X_1} &= 0 \quad (13)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_2(X) &= \frac{\partial T_1(X)}{\partial X} f(X) \\
 &= \frac{\partial T_1(X)}{\partial X_2} X_3 \\
 &\quad + \frac{\partial T_1(X)}{\partial X_3} \left(\frac{A}{M} X_1 - \frac{c}{M} X_3 - \frac{F_r}{M} \right) \quad (14)
 \end{aligned}$$

$$\frac{\partial T_2(X)}{\partial X} g(X) = 0 \Rightarrow \frac{\partial T_2(X)}{\partial X_1} = 0 \quad (15)$$

식(14)를 이용하여 (15)를 정리하면 다음의 관계가 구해진다.

$$\frac{\partial T_2(X)}{\partial X_1} = 0 \Rightarrow \frac{\partial T_1(X)}{\partial X_3} = 0 \quad (16)$$

식(13)과 (16)에 의하여 $T_1(X)$ 는 X_2 만을 포함하는 다음과 같은 형태의 함수임을 알 수 있다.

$$\frac{\partial T_1(X)}{\partial X_1} = \frac{\partial T_1(X)}{\partial X_3} = 0 \Rightarrow \frac{\partial T_1(X)}{\partial X_2} \neq 0 \quad (17)$$

식(15)를 이용하여 식(14)를 정리하면 $T_2(X)$ 를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_2(X) = \frac{\partial T_1(X)}{\partial X_2} X_3 \quad (18)$$

$T_3(X)$ 는 $T_2(X)$ 를 포함한 다음의 식으로 나타내어진다.

$$\begin{aligned} T_3(X) &= \frac{\partial T_2(X)}{\partial X} f(X) \\ &= \frac{\partial T_2(X)}{\partial X_2} X_3 \\ &\quad + \frac{\partial T_2(X)}{\partial X_3} \left(\frac{A}{M} X_1 - \frac{c}{M} X_3 - \frac{F_r}{M} \right) \quad (19) \end{aligned}$$

$\partial T_1(X)/\partial X_2$ 1로 정의하면 식(17), (18) 및 (19)를 이용하여 $T(X)$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} Z_1 &= T_1(X) = X_2, Z_2 = T_2(X) = X_3, \\ Z_3 &= T_3(X) = \frac{A}{M} X_1 - \frac{c}{M} X_3 - \frac{F_r}{M} \quad (20) \end{aligned}$$

식(20)을 이용하여 (9)식을 Z 의 함수로 좌표변환하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} Z_1 &= Z_2, Z_2 = Z_3, \\ Z_3 &= \\ &\frac{xZ_2 \left\{ \left(Z_3 + \frac{c}{M} Z_2 + \frac{F_r}{M} \right) \left(Z_1 - \frac{L}{2} \right) - \frac{A}{2M} P_s L \right\}}{Z_1(L - Z_1)} \\ &\quad - \frac{c}{M} Z_3 + \frac{xRT_a}{M} \frac{L}{Z_1(L - Z_1)} G \quad (21) \end{aligned}$$

식(12)를 이용하면 $\alpha(X)$, $\beta(X)$ 는 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \beta(X) &= \frac{1}{(\partial T_3(X)/\partial X)g(X)} \\ \alpha(X) &= -\{[\partial T_3(X)/\partial X]f(X)\}\beta(X) \quad (22) \end{aligned}$$

식(9) 및 (22)를 이용하여 $\alpha(X)$, $\beta(X)$ 를 도출한 후 식(20)을 이용하여 좌표변환하면 다음과 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \beta(X) &= \left\{ \frac{xRT_a}{M} \frac{L}{X_2(L - X_2)} \right\}^{-1} \\ &= \left\{ \frac{xRT_a}{M} \frac{L}{Z_1(L - Z_1)} \right\}^{-1} \\ \alpha(X) &= -\{\alpha_0(X) - \alpha_1(X)\}\beta(X) \\ \alpha_0(X) &= \frac{A}{M} \frac{xX_3 \left[X_1 \left(X_2 - \frac{L}{2} \right) - \frac{P_s}{2} L \right]}{X_2(L - X_2)} \\ &= \frac{xZ_2 \left[\left(Z_3 + \frac{c}{M} Z_2 + \frac{F_r}{M} \right) \left(Z_1 - \frac{L}{2} \right) - \frac{AP_s}{2M} L \right]}{Z_1(L - Z_1)} \\ \alpha_1(X) &= \frac{c}{M} \left(\frac{A}{M} X_1 - \frac{c}{M} X_3 - \frac{F_r}{M} \right) \\ &= \frac{c}{M} Z_3 \quad (23) \end{aligned}$$

식(23)에서 구한 $\alpha(X)$, $\beta(X)$ 를 이용하여 식(10)에서 정의한 G 의 관계식을 구한 후 식(21)에 대입하면 입력 ν 에서 출력 Z_1 까지의 전달함수가 식(10)에서 구한 다중 적분기의 형태가 되므로 $\alpha(X)$, $\beta(X)$ 를 이용하여 G 를 재구성하면 제어계의 동작점이 변하여도 제어계의 개루프 전달함수가 변하지 않고 일정한 형태로 유지됨을 알 수 있다. 그러므로 제어계에 존재하는 비선형 요소를 보상하여 제어계의 개루프 전달함수가 적분기의 형태가 되도록 입력 G 를 재구성하는 식(23)의 $\alpha(X)$, $\beta(X)$ 를 이하에서는 선형화 보상기로 정의한다.

식(9) 및 (10)으로부터 본 절에서 유도한 선형화 모델의 구조를 살펴보면 $X \in R^3$, $Z \in R^3$ 이고, 개루프 제어계의 상대차수(relative degree)가 3이므로 유도된 선형화 모델에는 식(23)의 선형화 보상기에서 관측할 수 없는 내부 모델(unobservable internal model)⁹⁾이 존재하지 않음을 알 수 있다.

그러므로 유도된 선형화 모델은 최소 위상계(minimum phase system)이고 선형화 모델과 상태 피드백 제어를 이용하여 폐루프 제어계의 극점을 s 평면 좌측의 원하는 위치에 배치하면 원하는 궤적 추적 성능을 얻을 수 있다.

제어입력 ν 와 $\alpha(X)$, $\beta(X)$ 를 이용하여 실린더로 공급되거나 실린더로부터 방출되는 G 가 결정되면 제어밸브로의 입력 u 는 식(1)을 이용하여 식(24)와 같이 계산할 수 있다.

식(24)에서 $K_1[\text{V}/\text{mm}^2]$ 은 밸브의 유효 단면적 S_e 와 밸브로의 입력 u 와의 관계를 나타내는 계수이다.

$$\begin{aligned}
 &\text{if } G \geq 0 \\
 &u = \frac{K_1 G}{K P_s \sqrt{1 - \left(\frac{P_1/P_s - b}{1 - b}\right) \sqrt{\frac{273}{T_a}}}}, \frac{P_1}{P_s} > b \\
 &u = \frac{K_1 G}{K P_s \sqrt{\frac{273}{T_a}}}, \frac{P_1}{P_s} \leq b \\
 &\text{if } G < 0 \\
 &u = \frac{K_1 G}{K P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{P_a/P_1 - b}{1 - b}\right) \sqrt{\frac{273}{T_a}}}}, \frac{P_a}{P_1} > b \\
 &u = \frac{K_1 G}{K P_1 \sqrt{\frac{273}{T_a}}}, \frac{P_a}{P_1} \leq b
 \end{aligned} \tag{24}$$

3. 제어기 설계

3.1 선형화 보상기를 이용한 제어기 설계

본 절에서는 2.3절에서 유도한 입·출력 선형화 모델을 이용하여 궤적추적 제어기를 설계한다. 궤적추적 제어기를 이용한 폐루프 제어계의 전달함수가 식(25)의 형태로 표현된다고 가정하고, 피스톤이 위치, 속도 및 가속도 입력을 추종하기 위한 조건을 구하면 식(26)과 같다.

$$H_c(s) = \frac{n_3 s^3 + n_2 s^2 + n_1 s + n_0}{d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s + d_0} \tag{25}$$

$$\begin{aligned}
 x_{ss}(t) &= H_c(0) \frac{1}{2} \varepsilon t^2 + H_c(0) \varepsilon t + H_c(0) \varepsilon \\
 H_c(0) &= 1 \Rightarrow n_0 = d_0, \quad H_c(0) = 0 \Rightarrow n_1 = d_1, \\
 H_c(0) &= 0 \Rightarrow n_2 = d_2
 \end{aligned} \tag{26}$$

식(25) 및 (26)에서 사용한 기호는 다음과 같다.

$x_{ss}(t)$: 피스톤의 정상상태 위치, ε : 단위 스텝 입력

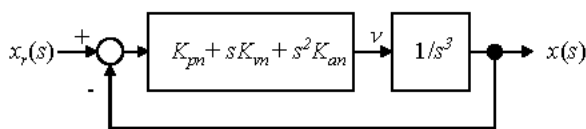


Fig. 2 Block diagram of a trajectory tracking control system based on the input-output linearization model

식(26)의 조건을 만족하도록 궤적추적 제어기를 구성한 폐루프 제어계의 전달함수를 Fig. 2에 나타낸다. Fig. 2에서 사용된 기호는 다음과 같다.

K_{pn} : 비레이득 [(m/s³)/m], K_{vn} : 속도이득 [(m/s³)/(m/s)], K_{an} : 가속도이득 [(m/s³)/(m/s²)], x_r : 목표궤적 [m]

Fig. 2로 나타내어진 제어계의 폐루프 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = H_{cn}(s) = \frac{K_{an}s^2 + K_{vn}s + K_{pn}}{s^3 + K_{an}s^2 + K_{vn}s + K_{pn}} \tag{27}$$

3.2 특정 동작점을 이용한 제어기 설계

본 절에서는 2.2절에서 기술한 선형 모델을 이용하여 궤적추적 제어기를 설계한다. Fig. 2에서와 같이 위치, 속도 및 가속도 정보를 이용하면서 폐루프 전달함수가 식(26)의 조건을 만족하도록 제어기를 구성하면 제어계의 전달함수를 Fig. 3으로 나타낼 수 있다. Fig. 3에서 사용된 기호는 다음과 같다. K_{pn} : 비레이득 [V/m], K_{vn} : 속도이득 [V/(m/s)], K_{an} : 가속도이득 [V/(m/s²)]

Fig. 3으로 나타내어진 제어계의 폐루프 전달함수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \frac{x(s)}{x_r(s)} &= H_{cn}(s) = \frac{\gamma_2 s^2 + \gamma_1 s + \gamma_0}{s^3 + \gamma_2 s^2 + \gamma_1 s + \gamma_0} \\
 \gamma_2 &= K_{an} k_n \omega_n^2 + 2\zeta \omega_n, \quad \gamma_1 = K_{vn} k_n \omega_n^2 + \omega_n^2, \\
 \gamma_0 &= K_{pn} k_n \omega_n^2
 \end{aligned} \tag{28}$$

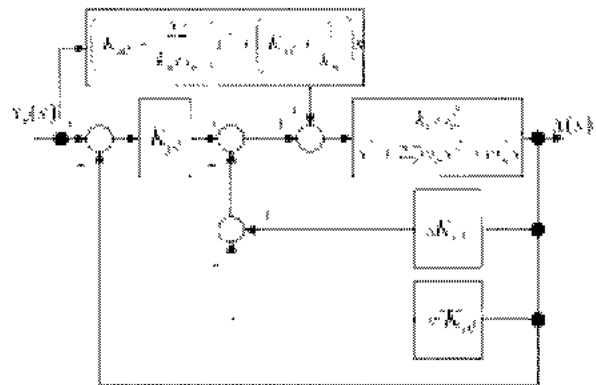


Fig. 3 Block diagram of a trajectory tracking control system based on the linearized model at an operating point

식(27), (28)에서 기술한 제어기의 이득은 K_{pl} 을 조절한 후, K_{vl} 및 K_{al} 을 식(29)를 이용하여 도출하고 식(27)이 (28)과 동일한 전달함수가 되도록 K_{pn} , K_{vn} 및 K_{an} 을 결정하였다.

$$K_{vl} = (3 \cdot \sqrt[3]{(k_n \omega_n^2 K_{pl})^2 - \omega_n^2}) / (k_n \omega_n^2)$$

$$K_{al} = (2 \cdot \sqrt[3]{(k_n \omega_n^2 K_{pl}) - 2\zeta \omega_n}) / (k_n \omega_n^2) \quad (29)$$

4. 궤적추적 제어의 시뮬레이션 결과 및 고찰

시뮬레이션에 사용한 파라미터를 Table 1에 나타낸다. K_{pl} 을 33[V/m]로 설정하면 K_{vl} 및 K_{al} 은 1[V/(m/s)], 0.012[V/(m/s²)]이 되고, 식(28)에서 기술한 페루프 전달함수의 γ_2 , γ_1 및 γ_0 는 각각 131, 134.5×10², 298.8×10³이 된다. 그러므로 Fig. 2 및 식(27)의 K_{pn} , K_{vn} , K_{an} 은 각각 298.8×10³[(m/s³)/m], 134.5×10²[(m/s³)/(m/s)], 131[(m/s³)/(m/s²)]로 설정하였다. 이하에서는 K_{pl} , K_{vl} 및 K_{al} 을 사용한 제어기를 선형 제어기, K_{pn} , K_{vn} 및 K_{an} 을 사용한 제어기를 선형화 제어기로 정의한다.

Fig. 4, 5는 스텝형 목표 궤적에 대한 궤적추적 제어 결과이고, Fig. 4, 5에서 (a) 및 (b)는 각각 피스톤의 위치와 궤적추적 오차를 나타낸다. 그림에서 실선은 목표 궤적이고, 파선 및 일점 쇄선은 각각 선형화 제어기와 선형 제어기를 사용한 결과이다. Fig. 4, 5로부터 선형화 제어기를 사용한 결과가 선형 제어기를 사용한 결과보다 궤적추적 오차가 현저히 감소하였음을 알 수 있다.

이러한 결과가 얻어진 원인으로는 다음과 같은 사실을 생각할 수 있다. 선형 제어기를 사용한 경우에는 Fig. 3의 피드포워드 제어기에 사용된 ω_n 이 제어계의 동작점을 기준으로 구한 상수이지만 실제 제어계의 고유진동수는 피스톤의 위치에 따라서 변화한다. 그러므로 선형 제어기를 이용하여 구성된 식(28)의 분자항에 나타나는 γ_2 와 분모항에 나타나는 γ_2 가 동작점으로 지정한 특정 위치 이외에서는 다른 값을 가지게 되므로 가속도의 변화를 정확하게 추종할 수 없다. 이에 반하여 선형화 제어기를 사용한 경우에는 선형화 보상기의 작용에 의하여 제어계의 동특성 변화가 보상되므로 동작점이 변화하여도 제어성능이 저하되지 않는다.

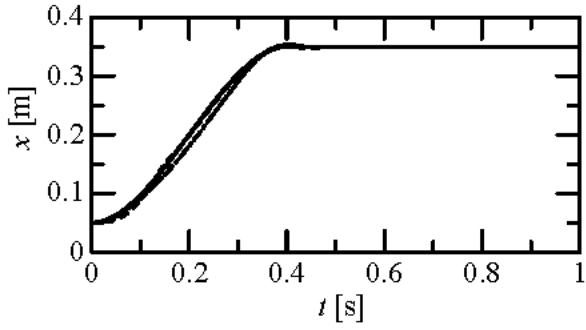
Table 1 Physical parameters used in the controller design and simulation

b	0.45	M	0.5
c	120	P_a	101.4×10 ³
d	0.025	P_s	591.7×10 ³
F_r	25	P_o	400×10 ³
h	60	R	287
K_1	0.2646	T_a	293
k_q	4.8×10 ³	u_o	5
k_r	3.7	x_o	0.25
L	0.5	κ	1.4

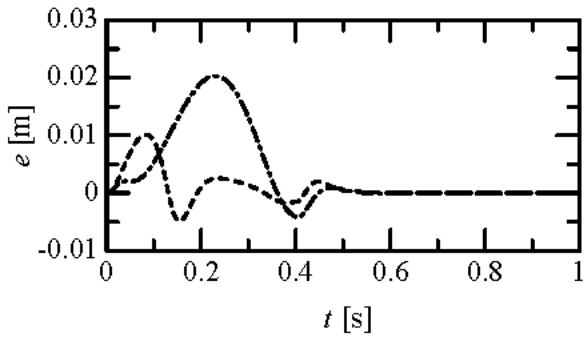
Fig. 6은 진폭 0.05[m], 주기 1[Hz]의 정현파 입력에 대한 궤적추적 제어 결과를 나타낸다. Fig. 6의 (a)에는 피스톤의 위치, (b)에는 피스톤의 위치 궤적추적 오차, (c)에는 속도 궤적추적 오차, (d)에는 가속도 궤적추적 오차를 나타내었다. 그림에서 실선은 목표 궤적을 의미하고, 파선 및 일점 쇄선은 각각 선형화 제어기와 선형 제어기를 사용한 결과이다. Fig. 6으로부터 선형화 제어기를 사용한 결과가 선형 제어기를 적용한 결과보다 위치, 속도 및 가속도 궤적추적 오차가 현저히 감소하였음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 공기압 실린더와 제어밸브를 사용하는 구동장치의 비선형 구성 방정식으로부터 유도된 선형화 보상기를 이용하여 제어계의 동작점 변화에 관계없이 제어입력과 출력의 관계가 선형 관계를 유지할 수 있도록 모델링한 후, 선형 제어기를 적용하여 제어계의 동작점이 변화하여도 제어 성능이 저하되지 않는 궤적 추적 제어기를 설계하였다. 본 논문에서 설계한 제어기의 성능은 구동장치의 비선형 구성방정식을 이용한 시뮬레이션을 통하여 검증하였고, 스텝형 목표 입력 및 정현파 입력을 목표 궤적으로 하였을 때 특정 동작점 부근에서 선형화 한 모델을 기반으로 설계된 제어기를 적용한 결과와 비교하여 속도 및 가속도 오차가 감소함으로써 궤적추적 성능이 현저하게 향상됨을 확인하였다.

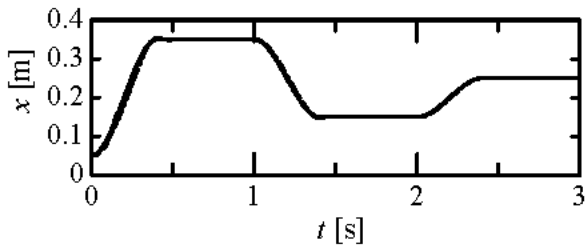


(a) Displacement of the piston

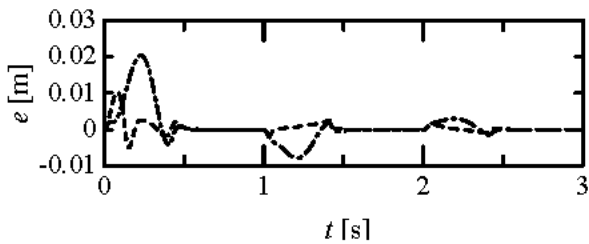


(b) Displacement tracking error

Fig. 4 Trajectory tracking control results in case of a step trajectory tracking

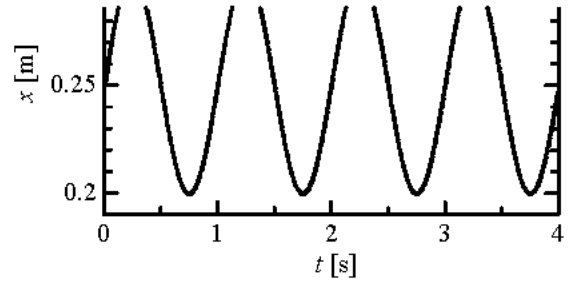


(c) Displacement of the piston

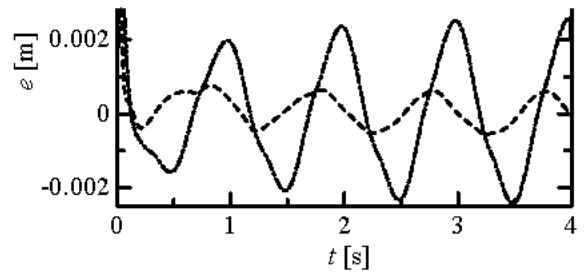


(b) Displacement tracking error

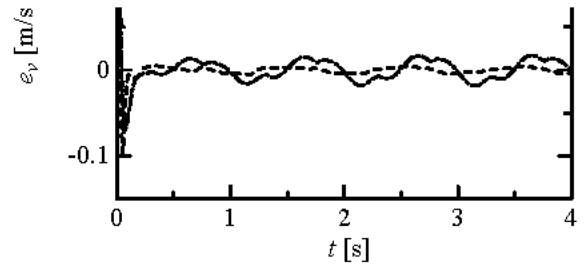
Fig. 5 Trajectory tracking control results in case of a variable step trajectory tracking



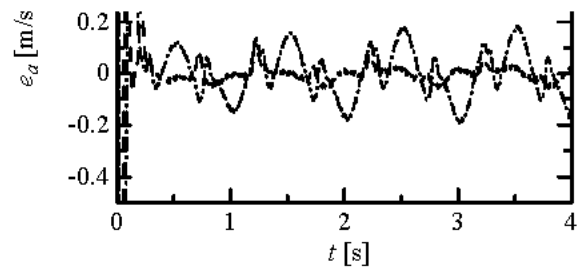
(a) Displacement of the piston



(b) Displacement tracking error



(c) Velocity tracking error



(d) Acceleration tracking error

Fig. 6 Trajectory tracking control results in case of a sine function trajectory tracking

참 고 문 헌

1. K. Kadowaki, K. Inohana, Y. Ishida and S. Notoyama, "Robust Control for Pneumatic Cylinder Using μ synthesis", The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 29, No. 1, pp. 1~8, 1998
2. T. Noritugu and M. Takaiwa, "Positioning Control of Pneumatic Servo system with Pressure Control Loop Using Disturbance Observer", Transaction of the Society of Instrument and Control Engineers, Vol. 31, No. 12, pp. 1970~1977, 1995
3. J. Pu, P. R. Moore, R. Harrison and R. H. Weston, "A Study of Gain Scheduling Method for Controlling the Motion of Pneumatic Servos", 6th Bath International Fluid Power Workshop, pp. 193~209, 1993
4. J. Song and Y. Ishida, "Robust Tracking Controller Design for Pneumatic Servo System", Int. J. Engng Sci., Vol. 35, No. 10/11, pp. 905~920. 1997
5. 최서호, 홍예선, 이정오, "공기압 서보 시스템의 위치 제어 및 시뮬레이션에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제13권, 제6호, pp. 102~113, 1996
6. S. H. Lee and C. H. Jang, "Direct Adaptive Control for Trajectory Tracking Control of a Pneumatic Cylinder," Trans. of the KSME, A, Vol. 24, No. 12, pp. 2926~2934. 2000
7. J. E. Slotine and W. Li, "Applied Nonlinear Control", Prentice Hall Inc., 1991
8. Draft International Standard, ISO/DIS 6358
9. K. K. Hassan, "Nonlinear Systems", Prentice Hall Inc., 1996