

4축 전동실린더의 동기제어시스템 설계

양경욱* · 변정환**

The Synchronous Control System Design for Four Electric Cylinders

Kyong-Uk Yang* · Jung-Hwan Byun**

요 약

4대의 전동실린더를 이용하여 대형 유리판과 같은 부하를 신속하고 안전하게 이송하기 위해서는 동기오차가 허용된 범위 내에서 지속적으로 유지되어야 한다. 본 연구에서는 4대 이상의 전동실린더 간의 동기화에 적용 가능한 동기제어기법이 제안된다. 이 동기제어시스템은 디커플링 구조에 기반을 두고 있으며, 기준모델, 위치제어기 그리고 동기제어기로 구성된다. 기준모델은 각각의 실린더에 대해 상호 분리된 동기오차와 제어입력의 계산이 가능하도록 한다. I-PD형의 위치제어기는 각 실린더가 오버슈트와 입력포화를 일으키지 않고 지령을 추종하도록, 그리고 진상보상기형의 동기제어기는 루프정형을 통해 안정적으로 정밀한 동기가 되도록 설계 된다. 끝으로 토크외란이 인가된 상태에서도 4개의 실린더가 신속하고 안정적으로 동기를 유지하면서 목표지점에 도달됨을 시뮬레이션으로 검증한다.

ABSTRACT

In order to safely and speedily transport a load such as a large glass plate using four electric cylinders, the synchronous error outside the permitted range should not be continuously generated between the cylinders. In this study, a methodology of synchronous control which can be applied to synchronization of four or more cylinders is developed. The synchronous control system based on the decoupling structure is composed of a reference model, position and synchronous controllers in the respective cylinders. The reference model is used for calculating the decoupled synchronous error and control input for the each cylinder. The position controller of I-PD type is designed in order that the cylinder may follow the reference signal without overshoot and input saturation. And the synchronous controller of lead compensator is designed to achieve stable and accurate synchronization through loop shaping approach. Finally, the simulation results show that the synchronization between the four cylinders can be quickly and stably while each cylinder rod is transferred to the target point under torque disturbance.

키워드

Electric Cylinder, Decoupling Structure, Reference Model, Synchronous Error, Loop Shaping
전동 실린더, 디커플링 구조, 기준 모델, 동기 오차, 루프 정형

1. 서론

센터리 크레인의 거드(Girder)와 같이 폭이 넓은 구조물의 경우에는 구조물의 양측에 설치된 2대의 이송

* 전남대학교 해양기술학부(yangku@jnu.ac.kr)

** 교신저자: 전남대학교 해양기술학부

• 접수일: 2016. 10. 17

• 수정완료일: 2016. 12. 13

• 게재확정일: 2016. 12. 24

• Received : Oct. 17, 2016, Revised : Dec. 13, 2016, Accepted : Dec. 24, 2016

• Corresponding Author : Jung-Hwan Byun

Dept. of Marine Technology, Chonnam National University

Email : bjh@jnu.ac.k

기구만으로 이송된다[1]. 그리고 대형 유리판과 같이 가로와 세로의 길이가 모두 긴 경우에는 4대 이상의 이송기구가 이용된다. 이때 이송기구 간의 이동변위가 다르면 구조물이 한 방향으로 기울어져 원활한 이송이 곤란하고 안전사고가 발생할 수 있다.

이송기구 간에 발생하는 동기오차(Synchronous error)를 억제하기 위한 연구는 다양하게 진행되고 있다. 마스터-슬레이브구조(Master-slave structure)의 동기제어기법은 마스터측 이송기구의 위치출력을 슬레이브측 이송기구의 위치지령으로 이용한다[2]. 이 방식은 구조적으로 이송기구의 수가 늘어날수록 신호 전달에 시간지연이 발생할 수 있다. 이를 극복하기 위해 슬레이브측의 역동역학(Inverse dynamics)을 이용하지만, 정확한 모델링이 요구된다. 그리고 교차결합구조(Cross coupled structure)의 동기제어기법은 이송기구에 동일한 위치지령이 인가되고, 동기오차가 발생되면 양측 이송기구에 공동으로 결합된 동기제어기가 각 이송기구의 변위를 동시에 조절하여 동기오차를 억제한다[3-5]. 이 방식은 2대의 이송기구 간의 동기제어에 매우 유용하게 이용되고 있지만, 이송기구가 추가될수록 동기오차를 계산하는 알고리즘이 복잡해진다. 또한 복수의 이송기구 중에서 임의로 설정된 한 이송기구와 나머지 이송기구 간의 변위를 각각 비교하여 동기오차를 계산하고, 각 이송기구마다 독립된 동기제어기를 추가하는 디커플링 구조(Decoupling structure)의 동기제어기법이 개발되었다[6-7]. 이 방식은 4대 이상의 동기제어에 비교적 간단히 적용될 수 있지만, 외란 등에 의해 발생하는 동기오차의 억제 효과는 교차결합구조와 비교하여 구조적으로 불리하다. 따라서 기존에 개발된 동기제어기법의 장점을 활용하여, 4대 이상의 이송기구 간의 동기제어에 적합한 동기제어계를 설계할 필요가 있다.

한편 전동실린더는 유공압실린더에 비해 시스템의 구성이 간단하고 유지관리가 편리하므로 수심에서 수백 킬로그램의 중량물을 이송하는 기구로 많이 이용되고 있다. 이 기구는 모터, 기어, 리드 스크류 등의 동력전달 요소로 구성되며, 모터와 연결된 스크류의 회전운동에 의해 실린더 로드(Rod)가 가이드를 따라 직선으로 운동한다. 모터의 회전력이 실린더의 추력(Thrust)으로 변환될 때, 이 추력은 마찰을 일으키는 다양한 기계요소들의 조합에 의해 생성된다. 일반적

으로 마찰은 선형 마찰인 점성마찰과 비선형 마찰인 정지마찰, 쿨롱마찰 등의 조합으로 표현된다[8-11]. 이 비선형 마찰은 전동실린더에서도 발생되며 외란과 동일하게 제어성능 저하의 요인이 된다.

4대의 전동실린더로 대형 유리판과 같은 부하를 안전하고 정밀하게 이송시키기 위해서는, 출발점에서 목표점까지 전 구간에서 각 실린더의 변위가 연속적으로 일치해야 한다. 본 연구는 4축 전동실린더 간에 발생하는 동기오차를 신속하고 안정적으로 억제시키는 동기제어계의 구축에 목적을 두고 있다. 이를 위해 다양한 기계요소로 조합된 전동실린더를 모델링한다. 그리고 디커플링구조의 동기제어기법에 기초하여, 동기오차를 제거하기 위한 제어신호가 위치지령에 인가되는 동기제어계를 설계한다. 특히 일반적인 디커플링구조의 문제점을 개선하기 위한 방법 중의 하나로 기준 모델(Reference model)을 부과한다. 그리고 각 실린더에 인가되는 외란과 제어대상의 동특성 차가 동기오차에 미치는 영향을 분석한다. 이 분석을 바탕으로 진동을 억제하면서 신속하게 부하를 이송할 수 있는 위치 및 동기제어기를 설계한다. 끝으로 설계된 동기제어계의 유효성을 시뮬레이션으로 확인한다.

II. 모델링

그림 1은 대형 유리판을 4대의 전동실린더로 상·하로 이송하는 형상을 개략적으로 나타낸 것이다¹⁾.

이송기구로 이용된 전동실린더는 모터의 회전운동을 실린더 로드의 직선운동으로 변환시킨다. 유리판의 각 모서리에 로드를 연결시킨 후, 모터를 정역방향으로 회전시키면 유리판은 상하로 이송될 수 있다. 이때 유리판이 출발점에서 목표점까지 비틀림 없이 평행한 상태로 안전하게 도달하기 위해서는 각 실린더의 이동변위가 연속적으로 일치되어야 한다. 이와 같이 이송기구 간의 동기제어는 배수갑문(Sluice gate)의 개폐 등에도 응용될 수 있다[12].

1) <http://www.dyadic.co.jp/>

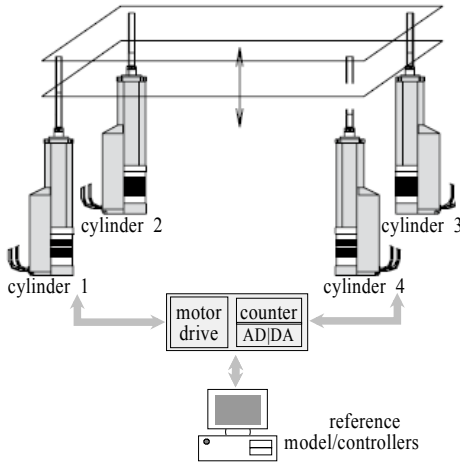


그림 1. 4축 전동실린더 제어장치 개략도

Fig. 1 Schematic diagram of synchronous control apparatus for four electric cylinders

이하에서는 전동실린더를 모델링하고, 위치와 동기 제어계를 설계한다. 그림 2는 서보모터[13-15]와 연결된 리드 스크류의 회전운동으로 실린더 로드가 가이드를 따라 직선운동하는 전동실린더의 모델이다.

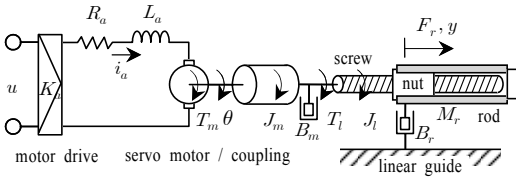


그림 2. 전동실린더의 모델

Fig. 2 Model of an electric cylinder

부하와 연동된 리드 스크류를 회전시키는 서보모터의 운동방정식은 식 (1)과 같다.

$$J_m \ddot{\theta}(t) + B_m \dot{\theta}(t) + T_l(t) = T_m(t) \quad (1)$$

여기서 $T_m(t)$, $\theta(t)$, J_m , B_m 은 각각 모터 토크, 회전각 변위, 관성모멘트, 점성마찰계수, $T_l(t)$ 은 부하 토크이다. 그리고 서보모터의 전기시스템에 대한 회로방정식은 식 (2), (3)과 같다.

$$u(t) = (L_a \dot{i}_a(t) + R_a i_a(t) + K_e \dot{\theta}(t)) / K_a \quad (2)$$

$$T_m(t) = K_t i_a(t) \quad (3)$$

여기서 $u(t)$ 는 전압 입력, K_a , K_t , K_e 는 각각 드라이버 이득, 토크상수, 역기전력상수, $i_a(t)$, R_a , L_a 는 각각 전기자 전류, 저항, 인덕턴스이다. 그리고 부하 토크 $T_l(t)$ 와 실린더 로드에서 작용하는 추력 $F_t(t)$ 의 관계는 식 (4)와 같다.

$$T_l(t) = J \ddot{\theta}(t) + \frac{p}{2\pi} F_t(t) \quad (4)$$

여기서 J , p 는 각각 리드 스크류의 관성모멘트, 피치이다. 그리고 가이드를 따라 직선으로 이동하는 실린더의 운동방정식은 식 (5)와 같다.

$$F_r(t) = M_r \ddot{y}(t) + B_r \dot{y}(t) + F_d(t) + F_{nf}(\dot{y}) \quad (5)$$

여기서 $y(t)$, M_r , B_r 는 각각 실린더 로드의 변위, 질량, 점성마찰계수, $F_d(t)$ 는 외력, $F_{nf}(\dot{y})$ 는 비선형 마찰력이다. 그리고 모터의 회전각과 실린더의 변위 관계는 식 (6)과 같다.

$$y(t) = \frac{p}{2\pi} \theta(t) \quad (6)$$

식 (1) - (6)에서 비교적 작은 값인 L_a 와 비선형 마찰력 $F_{nf}(\dot{y})$ 를 제외하면, 전압입력 $u(s)$ 에서 실린더 변위 $y(s)$ 까지의 전달함수는 식 (7)과 같다.

$$P_n(s) = \frac{1/K_m}{s(s + K_b/K_m)} \quad (7)$$

$$\text{여기서 } K_m = \frac{2\pi R_a}{p K_a K_t} (J_m + J_t + \frac{p^2 M_t}{4\pi^2}),$$

$$K_b = \frac{2\pi R_a}{p K_a K_t} (B_m + \frac{p^2 B_t}{4\pi^2}) + \frac{2\pi K_e}{p K_a} \text{이다.}$$

III. 제어계 설계

3.1 동기제어계의 구조

그림 3은 4축 전동실린더 간의 위치동기를 위해서 디커플링구조에 기초하여 설계된 동기제어계이다. 이

제어계는 기준모델 $G_m(s)$, 실제 전동실린더의 위치 제어계 $G_{1,2,3,4}(s)$, 동기제어기 $C_{s1,s2,s3,s4}(s)$ 로 구성된다.

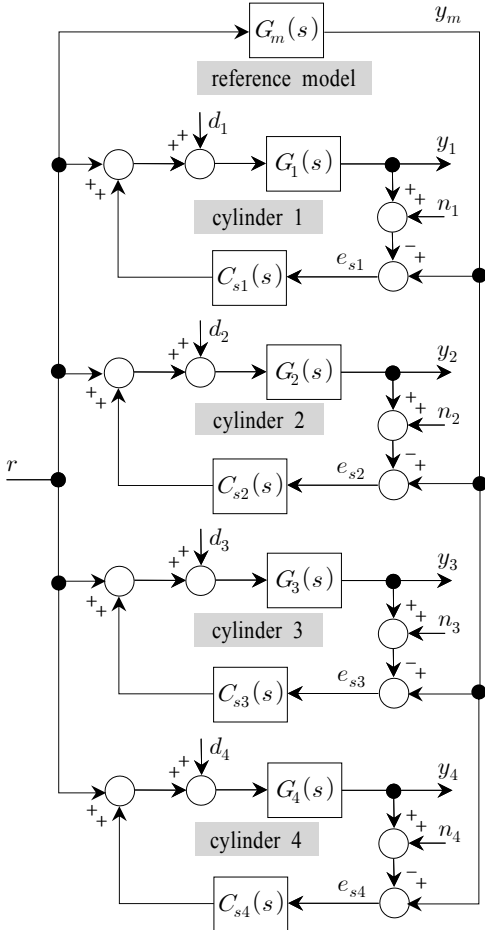


그림 3. 4축 전동실린더의 동기제어계
Fig. 3 The synchronous control system for four electric cylinder driving system

그림 3에서 r 은 위치지령, y_m 은 $G_m(s)$ 의 변위, $y_{1,2,3,4}$ 는 $G_{1,2,3,4}(s)$ 의 변위, $e_{s1,s2,s3,s4}$ 는 $G_m(s)$ 과 $G_{1,2,3,4}(s)$ 의 변위 차인 동기오차, $d_{1,2,3,4}$ 는 외란, $n_{1,2,3,4}$ 는 센스잡음을 의미한다. 일반적인 디커플링구조와 같이 $G_1(s)$ 와 $G_{2,3,4}(s)$ 의 변위 차를 각각 비교하여 동기제어를 실행할 경우, $G_1(s)$ 이 외란의 영향을 받으면 $G_{2,3,4}(s)$ 도 위치를 변동시켜야 동기오차가

감소된다. 이와 같은 문제점을 보완하기 위해, 기준모델 $G_m(s)$ 을 동기제어계에 부가하고, 외란의 영향을 받지 않는 기준모델 $G_m(s)$ 의 변위 y_m 과 실제 플랜트(real plant) $G_{1,2,3,4}(s)$ 의 변위 $y_{1,2,3,4}$ 를 비교하여 동기오차 $e_{s1,s2,s3,s4}$ 를 계산한다. 그리고 개별적으로 분리된 동기제어기 $C_{s1,s2,s3,s4}(s)$ 를 통해 동기오차를 억제하도록 동기제어계가 구성된다. 여기서 $G_m(s)$ 의 변위 y_m 은 $C_{s1,s2,s3,s4}(s)$ 와 같이 컴퓨터에서 실시간으로 계산된다.

3.2 위치제어기

동일한 특성을 갖는 전동실린더로 구성되는 동기 시스템에서 각 전동실린더의 로드엔 연결된 부하가 과도한 오버슈트 없이 빠르게 이송되도록 위치제어기를 설계할 필요가 있다. 일반적인 PID제어기로 제어계를 구성할 경우에 위치지령의 기울기가 크면 영점은 과도상태에서 오버슈트와 제어입력 포화의 발생요인으로 작용한다. 이점을 고려하여 그림 4와 같이 피드포워드 경로에 적분기 $C_I(s)$, 피드백 경로에 비례미분기 $C_{PD}(s)$ 를 갖는 식 (8)의 I-PD제어기로 위치제어계를 구축한다.

$$C_I(s) = \frac{K_P}{T_I s}, \quad C_{PD}(s) = K_P(1 + T_D s) \quad (8)$$

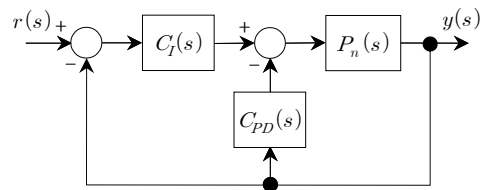


그림 4. 전동실린더의 위치제어계
Fig. 4 The position control system of an electric cylinder

여기서 K_P, T_I, T_D 는 비례이득, 적분시간, 미분시간이다. 식 (7), (8)을 이용하면 위치지령 $r(s)$ 에서 변위 $y(s)$ 까지 전달함수 $G_m(s)$ 는 식 (9)와 같다.

$$G_m(s) = \frac{P_n(s)C_I(s)}{1 + P_n(s)(C_I(s) + C_{PD}(s))} \quad (9)$$

한편 제어기 계수 K_p, T_I, T_D 의 결정방법은 다음과 같다. 먼저 퍼센트 오버슈트 O_p 와 정착시간 T_s 를 설계조건으로 하여 다음의 대표극점을 결정한다.

$$q_p, \hat{q}_p = -\zeta\omega_n + j\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$$

$$\text{여기서, } \zeta = \sqrt{\frac{[\ln(O_p/100)]^2}{\pi^2 + [\ln(O_p/100)]^2}}, \omega_n = \frac{4}{T_s\zeta}$$

각각 감쇠비, 고유진동수를 의미한다. 그리고 $-\zeta\omega_n \gg r_p$ 를 만족하는 한 극점 r_p 를 지정하면 설계조건을 만족하는 특성방정식은 식 (10)과 같다.

$$s^3 - (q_p + \hat{q}_p + r_p)s^2 + (q_p \hat{q}_p + q_p r_p + \hat{q}_p r_p)s - q_p \hat{q}_p r_p = 0 \quad (10)$$

그리고 식 (9)와 (10)의 특성방정식을 비교하면 제어기의 계수는 식 (11)과 같다.

$$K_p = K_m(q_p \hat{q}_p + q_p r_p + \hat{q}_p r_p), T_I = -\frac{K_p}{K_m q_p \hat{q}_p r_p} \quad (11)$$

$$T_D = -\frac{K_m(q_p + \hat{q}_p + r_p) + K_b}{K_p}$$

3.3 동기제어기

그림 5는 동기제어기 $C_{si}(s)$ 를 설계하기 위해, 그림 3에서 기준모델 $G_m(s)$ 과 한 개의 위치제어기 $G_i(s)$ 를 분리하여 나타낸 것이다. $G_m(s)$ 와 $G_i(s)$ 의 변위 차인 동기오차 $e_{si}(s)$ 는 식 (12)와 같다. 이때 첨자 $i=1,2,3,4$ 로 전동실린더에 관련된 신호와 기호를 구분하기 위한 숫자이다.

$$e_{si}(s) = y_m(s) - y_i(s) \quad (12)$$

그림 5에서 $C_{si}(s)$ 의 유무에 따른 $e_{si}(s)$ 의 변화를 검토한다. $C_{si}(s)$ 를 포함한 피드백 제어 없으면, $e_{si}(s)$ 는 식 (13)과 같다.

$$e_{si}(s) = (G_m(s) - G_i(s))r(s) - G_i(s)d_i(s) \quad (13)$$

그리고 $C_{si}(s)$ 를 포함한 피드백제어가 있으면, $e_{si}(s)$ 는 식 (14)와 같다.

$$e_{si}(s) = -\frac{G_i(s)}{1+L_i(s)}d_i(s) + \frac{L_i(s)}{1+L_i(s)}n_i(s) \quad (14)$$

$$+ \frac{G_m(s) - G_i(s)}{1+L_i(s)}r(s)$$

여기서 $L_i(s) = G_i(s)C_{si}(s)$ 이다.

동기오차 $e_{si}(s)$ 에 대해 식 (13), (14)를 비교하면, 식 (13)에서는 $G_m(s) = G_i(s)$ 이고 $d_i(s) = 0$ 이면 $e_{si}(s) = 0$ 이 된다. 반면 식 (14)에서는 $G_m(s) \neq G_i(s)$, $d_i(s) \neq 0$ 인 경우에도 $C_s(s)$ 에 의해 $e_{si}(s) = 0$ 이 가능하다.

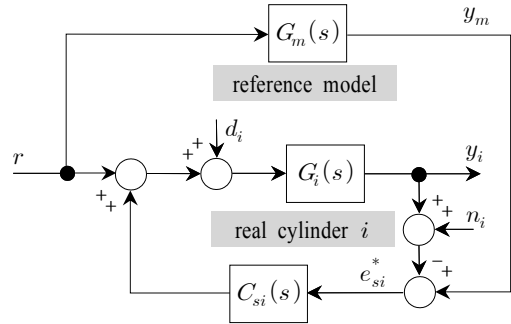


그림 5. 각 전동실린더의 동기제어계
Fig. 5 The synchronous control system for an electric cylinder driving system

이하에서는 동기오차를 신속하고 안정적으로 감소시키는 동기제어기를 설계한다. 식 (13), (14)에서 $G_m(s)$ 과 $G_i(s)$ 의 동특성 차는 e_{si} 를 발생시키는 하나의 요인이다. 이 동특성 차에 의해 발생하는 e_{si} 를 감소시키기 위해 각 실린더의 위치제어기에 대한 설계지침인 O_p, T_s 를 동일하게 지정하면 $G_m(s)$ 와 $G_i(s)$ 는 식 (15)의 조건에 근접하게 된다.

$$G_m(s) = G_i(s) \quad (15)$$

식 (15)의 조건은 외란 $d_i(s)$ 이 없으면 $C_s(s) = 0$ 일 경우에도 동기오차가 억제될 수 있음을 의미한다. 반면 외란 $d_i(s)$ 가 인가될 경우에는 동기오차를 감소시키기 위해 동기제어기 $C_{si}(s)$ 가 존재해야 한다. 식

(15)가 만족되도록 설계된 각 실린더의 제어계를 $G_m(s) = G_i(s)$ 로 두면 식 (14)는 식 (16)과 같다.

$$e_{si}(s) = -G_i(s)S_i(s)d_i(s) + T_i(s)n_i(s) \quad (16)$$

여기서 $S_i(s), T_i(s)$ 는 식 (17)으로 표현된 위치동기 제어계의 감도함수와 상보감도함수를 의미한다.

$$S_i(s) = \frac{1}{1+L_i(s)}, T_i(s) = \frac{L_i(s)}{1+L_i(s)} \quad (17)$$

그림 5에서 외란 $d_i(s)$ 가 인가되면 동기제어기 $C_{si}(s)$ 가 식 (16)의 동기오차 $e_{si}(s)$ 를 감소시킨다. 이때 $e_{si}(s) = 0$ 이 되려면 $S_i(s) = 0, T_i(s) = 0$ 이어야 하지만 $S_i(s) + T_i(s) = 1$ 의 구속조건 때문에 모든 주파수역에서 $S_i(s)$ 와 $T_i(s)$ 의 이득을 동시에 작게 하는 것은 어렵다. 따라서 $L_i(s)$ 의 이득이 저주파 영역에서 높고, 고주파 영역에서 낮도록 $C_{si}(s)$ 를 설계하며, $e_{si}(s)$ 의 빠른 제거와 진동억제를 위해 진상보상기를 동기제어기로 이용한다.

$$C_{si}(s) = K_I \frac{(1+\alpha T_I s)}{1+T_I s} = K_I C_I(s) \quad (18)$$

여기서 K_I 은 상수이득, $-1/\alpha T_I$ 은 영점, $-1/T_I$ 은 극점, $\alpha(\alpha > 1)$ 는 영점과 극점의 거리 비이다. $C_{si}(s)$ 의 계수를 결정하는 방법은 다음과 같다. 먼저 감쇠성과 연관된 위상여유 ϕ_m 과 속응성과 연관된 이득교차 주파수 ω_g 를 설계지침으로 설정한다. 이때 ϕ_m 를 만족하는 $C_s(s)$ 의 최대 위상진행각 θ_m 은 식 (19)와 같다.

$$\theta_m = \phi_m - [180^\circ + \angle G_i(j\omega_g)] \quad (19)$$

그리고 $C_{si}(s)$ 의 위상 $\theta = \tan^{-1}\alpha T_I \omega - \tan^{-1}T_I \omega$ 로부터 $\tan\theta$ 는 식 (20)과 같다.

$$\tan\theta = \frac{\alpha T_I \omega - T_I \omega}{1 + \alpha T_I^2 \omega^2} \quad (20)$$

위상 θ 의 최대치 θ_m 에 대응하는 주파수 ω 는 $d\omega/d\theta = 0$ 를 만족하므로 식 (20)를 이용하여 θ_m 에서의 주파수 ω_m 은 식 (21)과 같다.

$$\omega_m = \frac{1}{T_I \sqrt{\alpha}} \quad (21)$$

그리고 식 (20), (21)을 이용하면 α 는 식 (22)와 같다.

$$\alpha = \frac{1 + \sin\theta_m}{1 - \sin\theta_m} \quad (22)$$

또한 ω_m 을 ω_g 로 하면 T_I 은 식 (23)과 같다.

$$T_I = \frac{1}{\omega_g \sqrt{\alpha}} \quad (23)$$

그리고 $C_I(s)$ 의 고주파 이득이 $20\log_{10}\alpha$ 이고, $\omega = \omega_m$ 에서 이득이 $10\log_{10}\alpha$ 이므로 $\omega_m = \omega_g$ 에서 개루프 전달함수 $L_i(s)$ 에 대해 식 (24)가 성립한다.

$$20\log_{10}K_I + 20\log_{10}|G_m(j\omega_g)| + 10\log_{10}\alpha = 0 \quad (24)$$

식 (24)로부터 ω_g 가 $L_i(s)$ 의 이득교차 주파수가 되도록 하는 상수이득 K_I 은 식 (25)와 같다.

$$K_I = \frac{1}{\sqrt{\alpha}|G_m(j\omega_g)|} \quad (25)$$

식 (19) - (25)으로부터 α 는 ϕ_m 과 ω_g 에 비례, T_I 은 ϕ_m 과 ω_g 에 반비례, K_I 은 ω_g 에 비례하고 ϕ_m 에 반비례한다. 설계지침인 위상여유 ϕ_m 이 크면 외란 $d_i(s)$ 에 대해 동기오차 $e_{si}(s)$ 의 감쇠성이 증가되지만, 속응성은 저하된다. 그리고 이득교차주파수 ω_g 를 높게 선정하면 속응성은 향상되지만, 센서잡음 $n_i(s)$ 이 동기오차 $e_{si}(s)$ 에 악영향을 미칠 수 있다. 이와 같은 특성을 고려하여 ϕ_m, ω_g 를 선정하면 동기오차 $e_{si}(s)$ 를 억제하기 위한 식 (18)의 $C_{si}(s)$ 가 결정된다.

IV. 시뮬레이션 및 고찰

동일한 전동실린더로 대형 유리판과 같이 폭이 넓은 부하를 비틀림 없이 안전하게 이송하기 위한 동기 제어계를 설계하였다. 이 제어계의 타당성 검증에 이용된 동일한 특성을 갖는 4대의 전동실린더에 대한 계수값은 표 1과 같다.

표 1. 전동실린더의 파라미터
Table 1. Parameters of the electric cylinder

item	value	unit
K_t	2.26×10^{-1}	Nm/A
K_a	5.0	
K_c	2.22×10^{-1}	V/rad/s
R_b	1.6	Ω
J_m	3.50×10^{-4}	kgm^2/rad
B_m	5.50×10^{-3}	Nm/rad/s
J_t	2.50×10^{-4}	kgm^2/rad
M_t	5.00×10^{-2}	kg
B_t	6.00×10^{-3}	N/m/s
p	1.00×10^{-2}	m

그리고 설계지침인 $O_p = 1\%$, $T_s = 0.5[s]$ 로 설정하면 위치제어기의 계수값은 $K_p = 529$, $T_I = 0.188$, $T_D = 0.011$ 로 된다. 이 값들을 식 (9)에 대입하면 $G_m(s) = G_i(s) = \frac{5251.9}{s^3 + 72s^2 + 989.8s + 5251.9}$ 가 된다. 동기제어기 $C_{si}(s)$ 는 위상여유 $\phi_m = 50^\circ$, 이득교차 주파수 $\omega_g = 30[\text{rad/s}]$ 를 지침으로 계산된다. 그림 6의 주파수 전달함수 $G_m(j\omega) = G_i(j\omega)$ 에 대한 위상선도에서 $\angle 2G_m(j\omega_g) = -177.4^\circ$ 이므로 식 (19)에서 $\theta_m = 47.4^\circ$ 가 되고, 이 값을 식 (22)에 대입하면 $\alpha = 6.58$ 이 된다. 이 α, ω_g 를 식 (23)에 대입하면 $T_I = 0.013$ 이 되고, $G_m(j\omega)$ 의 이득선도에서 구한 $|G_m(j\omega_g)| = -21.1[\text{dB}]$ 을 식 (25)에 대입하면 $K_I = 4.42$, $C_{si}(s) = \frac{4.42(1+0.086s)}{1+0.013s}$ 가 된다.

그림 6에서 진상보상기에 의한 위상여유 및 이득교차 주파수가 비례이득 K_I 보다 증가되므로, 진상보

상기가 비례제어기보다 동기오차를 신속하고 안정적으로 제거할 수 있을 것이다.

그림 7은 진상보상기로 구성된 동기제어계의 감도함수 $S_i(s)$ 에 대한 주파수응답이다. 저주파역에서 감도함수 이득이 $-14[\text{dB}]$ 이하 이므로 외란에 의한 동기오차가 감소될 수 있음을 의미한다.

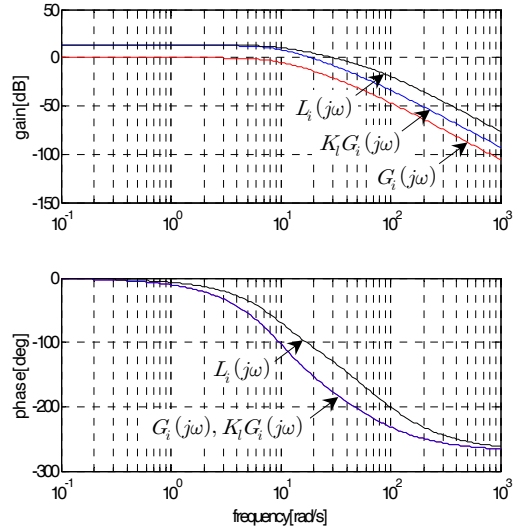


그림 6. $G_i(j\omega)$, $K_I G_i(j\omega)$, $L_i(j\omega)$ 의 보드선도
Fig. 6 Bode plots of $G_i(j\omega)$, $K_I G_i(j\omega)$, $L_i(j\omega)$

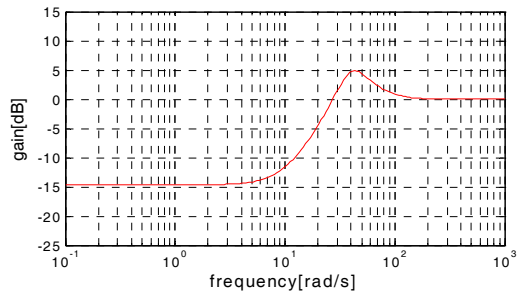


그림 7. 감도함수 $S_i(s)$ 의 보드선도
Fig. 7 Bode plots of sensitivity function $S_i(s)$

위에서 결정된 기준모델, 위치 및 동기제어기로 그림 3과 같은 동기제어계를 구성하고, 시뮬레이션으로 설계된 동기제어계의 유효성을 확인한다. 그리고 일반적인 디커플링구조와 비교하고 진상보상기의 성능을 확인하기 위해, 4대의 전동실린더 중에서 실린더 1에 $0.5[\text{Nm}]$ 의 토크부하를 인가한다.

그림 8은 기준모델을 이용한 수정된 디커플링구조, 그림 9는 일반적인 디커플링구조의 응답이다. 그림 (a)는 전동실린더의 스텝응답으로, $y_{1,2,3,4}$ 는 실린더1의 부하가 0.5[Nm]인 경우에 실제 실린더의 변위, y_m 은 기준모델의 변위, $y_{1,2,3,4}^*$ 는 실린더1의 부하가 0[Nm]인 경우에 실제 실린더의 변위이다. (b)는 동기오차 응답으로, 기준모델을 이용한 수정된 디커플링구조에서 동기오차는 기준모델과 각 실린더 간의 변위 차($e_{s1,s2,s3,s4} = y_m - y_{1,2,3,4}$)이고, 일반적인 디커플링구조에서는 실린더1과 나머지 실린더 간의 변위 차($e_{s1,s2,s3} = y_1 - y_{2,3,4}$)이다.

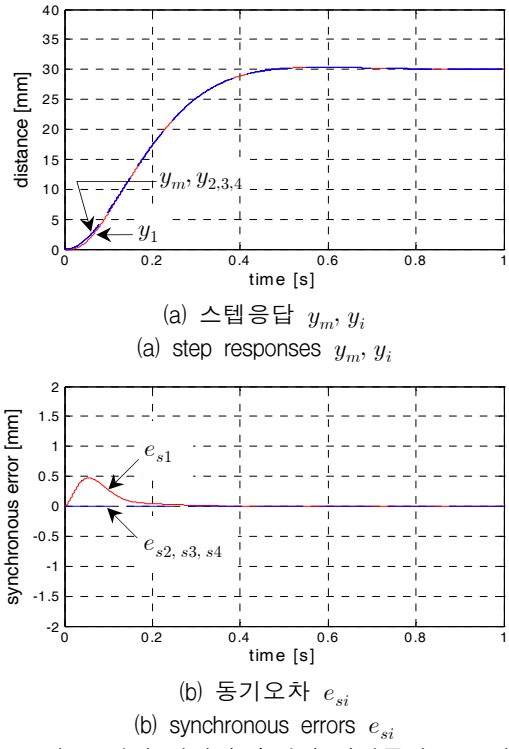


그림 8. 외란 하에서 수정된 디커플링 구조에 의한 스텝응답과 동기오차

Fig. 8 Step responses and synchronous errors in case of the modified decoupling structure under disturbance

기준모델을 이용한 경우인 그림 8과 일반적인 디커플링구조를 이용한 경우인 그림 9의 뚜렷한 차이점은 0.5[Nm]의 토크부하에 대해, 그림 8에서는 동기오차

를 제거하기 위해 부하가 인가된 실린더1만 변동되지만, 그림 9에서는 실린더1외에 부하가 인가되지 않은 나머지 실린더도 변동되는 것이다. 즉, y_i^* 와 비교해 y_i 가 모두 변동된다. 이때 최대 동기오차는 모두 0.5[mm]이하로 같다.

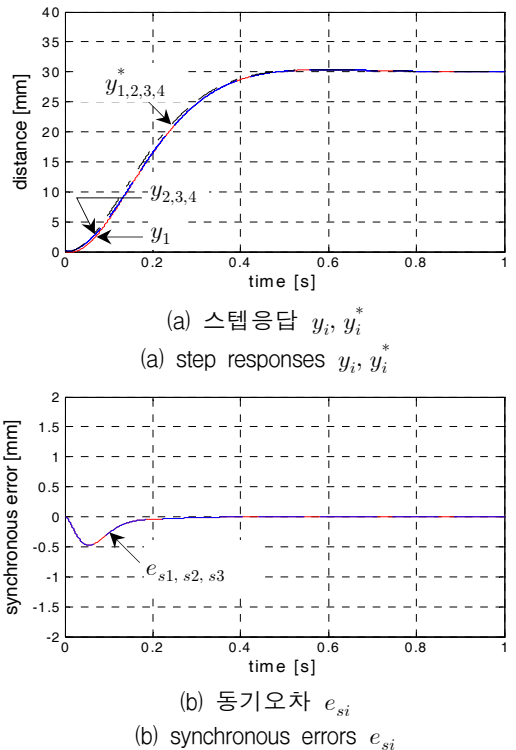


그림 9. 외란 하에서 일반적인 디커플링 구조에 의한 스텝응답과 동기오차

Fig. 9 Step responses and synchronous errors in case of the conventional decoupling structure under disturbance

그림 10은 기준모델을 이용한 디커플링구조에서 실린더1에 0.5[Nm]의 부하가 인가된 경우, 동기제어기가 각각 $C_{si}(s) = 0$, 비례이득, 진상보상기인 경우의 실린더1의 변위 y_1 , 동기오차 e_1 의 응답이다. 동기제어기가 $C_{si}(s) = 0$ 인 경우, 그림 10(a)에서 부하가 인가되어도 I-PD 위치제어기에 의해 실린더1은 일정한 시간이 경과되면 정상상태오차 없이 목표점에 도달한다. 그러나 그림 10(b)와 같이 과도상태에서 부하의 영향으로 최대 1[mm]의 동기오차가 발생되고,

0.55[s]가 경과되면 동기오차가 0[mm]으로 수렴된다. 즉, $C_{si}(s)$ 에 의한 피드백제어가 되지 않으므로 과도 상태에서 동기오차가 능동적으로 감소되지 않는다. 그리고 $C_{si}(s) = 4.42$ 인 경우, 그림 10(a)에서 $C_{si}(s) = 0$ 와 달리 과도상태에서 실린더1의 응답속도가 일정하지 않다. 이것은 피드백 경로의 동기제어기 K_I 이 동기오차를 억제하기 위해 과도상태에서 실린더1의 변위를 가·감하기 때문이며, 0.8[s]이 경과되면 동기오차가 0[mm]으로 수렴된다. 그러나 최대 동기오차가 0.7[mm]이므로 $C_{si}(s) = 0$ 인 경우보다 현저히 감소되지 않고, 감쇠성도 낮아서 진동이 발생된다.

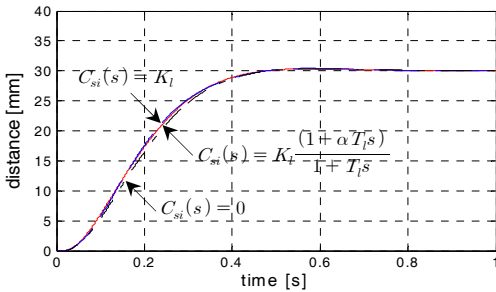
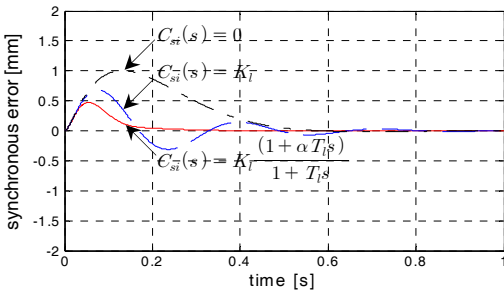
(a) 스텝응답 y_1 (a) step responses y_1 (b) 동기오차 e_{s1} (b) synchronous errors e_{s1}

그림 10. 외란 하에서 각각의 동기제어기에 따른 스텝응답과 동기오차

Fig. 10 Step responses and synchronous errors under disturbance, according to each synchronous controller

한편, $C_{si}(s) = \frac{4.42(1+0.086s)}{1+0.013s}$ 가 동기제어기로 이용

된 경우, 0.2[s]가 경과하면 동기오차는 0[mm]로 수렴되며, 최대 동기오차는 0.5[mm]이하이다. 특히 감

쇠성이 비례제어기 $C_{si}(s) = K_I$ 와 비교해서 명확히 개선되어 동기오차의 진동이 발생되지 않는다. 즉, 진상보상기가 비례제어기 K_I 보다 동기오차의 진동을 억제하면서 신속하게 제거하므로 동기제어기로서 효과적임을 확인할 수 있다.

V. 결 론

대형 유리판과 같이 폭이 넓은 부하를 비틀림 없이 안전하게 이송하기 위해서는 부하가 목표점에 도달하기까지 연속적으로 이송기구 간에 동기가 요구된다. 본 연구에서는 이송기구로 유용하게 이용되는 전동실린더를 모델링하고, 일반적인 디커플링구조의 동기제어법에 기준모델을 부가한 4축 전동실린더 동기제어계를 설계하였다. 그리고 동특성 차에 의해 발생하는 동기오차를 감소시키기 위해, I-PD제어기법과 극배치기법을 이용하여 각 전동실린더의 위치제어계가 가능한 일치하도록 하였다. 그리고 동기제어기로 감쇠성과 속응성을 고려하여 진상보상기를 이용하였으며, 그 계수값을 선정하였다.

이와 같이 설계된 제어계에 대해 시뮬레이션을 통하여 다음 사항을 확인할 수 있었다. 먼저 디커플링구조의 동기제어기법에 기준모델을 부가함으로써 외란이 없는 실린더의 불필요한 거동을 감소시킬 수 있었다. 그리고 동기제어기로 진상보상기를 이용하여 고주파영역에서 개루프 전달함수의 루프를 개선하여 동기오차를 더욱 신속하고 안정적으로 억제할 수 있었다. 따라서 기준모델을 갖는 수정된 동기제어기법은 3축 이상의 동기제어계 구축에 유용하게 이용될 수 있을 것이다.

References

- [1] S. Ahn, M. Choi, Y. Park, and J. Kim, "Synchronized Control of 2-Driving Axes in Large Scale Gantry Robot Systems," *Proc. of the Korean Society for Precision Engineering Spring Annual Meeting*, Pohang, Korea, May, 1998, pp. 436-439.
- [2] M. Nakamura, D. Hiyamizu, and N. Kyura, "A Method for Contour Control of Mechatronics Servo System with Master-Slave Axes by use

- of Synchronous Position Control," *Trans. of the Society of Instrument and Control Engineers*, vol. 33, no. 4, 1997, pp. 274-279.
- [3] Y. Shin, C. Chen, and A. Lee, "A novel cross-coupling control for Bi-axis motion," *Int. J. of machine tools & manufacture*, vol. 42, no. 14, 2002, pp. 1539-1548.
- [4] S. Jeong and S. You, "Precise position synchronous control of multi-axis servo system," *Mechatronics*, vol. 18, no. 3, 2008, pp. 129-140.
- [5] J. Byun and M. Choi, "A Method of Synchronous Control System for Dual Parallel Motion Stages," *Int. J. of Precision and Manufacturing*, vol. 13, no. 6, 2012, pp. 883-889.
- [6] J. Byun and Y. Kim, "A Study on Construction of Synchronous Control System for Extension and Stability," *Trans. of the Korean Society of Mechanical Engineers*, vol. 26, no. 6, 2002, pp. 1135-1142.
- [7] S. Jeong, D. Choi, and J. Park, "Synchronous Control of Center Distributed Multi-Head Embroidery Machine Using Disturbance Observer," *J. of the Korean Society of Precision Engineering*, vol. 31, no. 11, 2014, pp. 1015-1021.
- [8] C. Canudas, K. Astrom, and K. Braun, "Adaptive Friction Compensation in DC-motor Drives," *Institute of Electrical and Electronics Engineers Trans. on Robotics and Automation*, vol. 3, no. 6, 1987, pp. 681-685.
- [9] P. Dupont and E. Dunlap, "Friction Modeling and PD Compensation at Very Low Velocities," *Trans. of the American Society of Mechanical Engineers*, vol. 117, no. 1, 1995, pp. 8-14.
- [10] A. Tesfaye, H. Lee, and M. Tomizuka, "A Sensitivity Optimization Approach to Design of a Disturbance Observer in Digital Motion Control System," *Institute of Electrical and Electronics Engineers/the American Society of Mechanical Engineers Trans. on Mechatronics*, vol. 5, no. 1, 2000, pp. 32-38.
- [11] M. Iwasaki, T. Shibata, and N. Matui, "Disturbance-Observer-Based Nonlinear Friction Compensation in Table Drive Systems," *Institute of Electrical and Electronics Engineers/the American Society of Mechanical Engineers Trans. on Mechatronics*, vol. 4, no. 1, 1999, pp. 3-8.
- [12] D. Kim and B. Sung, "The Synchronous Position Controller of Hydraulic Cylinders for Sluice Gate," *Proc. of the Korean Society of Mechanical Engineers Autumn Annual Meeting*, Changwon, Korea, Nov., 2012, pp. 2268-2273.
- [13] C. Kim, "Robust Disturbance Suppression Control for AC Servo Motors," *J. of the Korea Institute of Electronic Communication Sciences*, vol. 7, no. 4, 2012, pp. 839-848.
- [14] S. Kwak and J. Yang, "Design of Brushless DC Motor Speed Control System for Handpieces," *J. of the Korea Institute of Electronic Communication Sciences*, vol. 11, no. 6, 2016, pp. 597-603.
- [15] Y. Jeon, "Speed Control of the BLDC Motor using the Disturbance Observer," *J. of the Korea Institute of Electronic Communication Sciences*, vol. 11, no. 10, 2016, pp. 955-962.

저자 소개

양경욱(Kyong-Uk Yang)



1991년 전남대학교 기관시스템공학
전공 졸업(공학사)

1993년 부경대학교 대학원 기관학
과 졸업(공학석사)

1997년 부경대학교 대학원 제어기계공학과 졸업(공
학박사)

1998년 ~ 현재 전남대학교 해양기술학부 교수

※ 관심분야 : 시스템제어 및 시뮬레이션

변정환(Jung-Hwan Byun)



1992년 부경대학교 기관공학과 졸
업(공학사)

1995년 부경대학교 대학원 기관학
과 졸업(공학석사)

1997년 부경대학교 대학원 제어기계공학과 졸업(공
학박사)

2000년 ~ 현재 : 전남대학교 해양기술학부 교수

※ 관심분야 : 동기제어, 전기추진시스템