

Fuzzy 로직에 의한 3차원 천정크레인의 무진동 제어

이 호 훈* · 김 현 기*

(2001년 3월 2일 접수, 2001년 6월 19일 심사완료)

A Fuzzy-Logic Anti-Swing Control for Three-Dimensional Overhead Cranes

Ho-Hoon Lee and Hyun-Ki Kim

Key Words: Three-Dimensional Overhead Crane(3차원 천정크레인), Two-Degree-of-Freedom Swing Angle(2자유도 흔들림각), Anti-Swing Control(무진동 제어), Servo Control(서보 제어), Loop Shaping Method(루프 형성법), Fuzzy Control(Fuzzy 제어)

Abstract

In this paper, a new fuzzy-logic anti-swing control scheme is proposed for a three-dimensional overhead crane. The proposed control consists of a position servo control and a fuzzy-logic control. The position servo control is used to control the trolley position and rope length, and the fuzzy-logic control is used to suppress load swing. The proposed control guarantees not only prompt suppression of load swing but also accurate control of trolley position and rope length for the simultaneous travel, traverse, and hoisting motions of the crane. The effectiveness of the proposed control is shown by experiments with a prototype three-dimensional overhead crane.

1. 서 론

크레인은 산업계 전반에 걸쳐서 중량물을 이동하는데 효율적으로 사용되고 있다. 그러나, 중량물이 줄에 매달려 옮겨지기 때문에 이송도중에 흔들림이 발생하게 되어 작업 효율을 떨어뜨리고 심한 경우에는 제품을 파손시키거나 안전사고를 일으킬 수 있다. 따라서, 이러한 문제점을 해결하기 위하여 흔들림을 제어하기 위한 많은 연구가 진행되었다.^(1~7) 그러나, 크레인은 자유도(degrees of freedom)의 수보다 제어 입력의 수가 적기 때

문에 제어에 큰 어려움이 있다.

Mita와 Kanai는 최소시간 제어 문제를 풀어 흔들림을 최소화시키는 트롤리의 속도궤적을 구했다.⁽¹⁾ Ridout은 근궤적법을 이용하여 무진동 제어 시스템을 구성하였다.⁽²⁾ Ohnishi의 3인은 이송물의 흔들림 동역학 모델에 기초하여 무진동 제어를 설계하였다.⁽³⁾ 이상의 제어 방법은 Gantry 크레인 과 같이 트롤리만 움직이는 2차원 크레인의 제어에 국한되었다.

그러나, 우리는 전 단계 연구에서 산업체에서 보편적으로 사용하고 있는 트롤리와 거더(girder)가 동시에 움직이는 3차원 크레인에 대하여 새로운 2자유도 흔들림각을 정의하고 이를 기초로 크레인 이송물의 비선형 모델을 유도하였다.^(6,7) 이를 기초로, 비간섭(decoupled) 무진동 제어로직을

* 책임저자, 회원, 미국 Tulane University 기계공학과
E-mail : hhlee@tulane.edu

TEL : +1-504-865-5135 FAX : +1-504-865-5345

* 수원대학교 전기공학과

설계하여, 3차원 크레인이 이동하는 동안 줄길이 가 천천히 변하는 경우에 대하여서도 이송물의 흔들림을 효과적으로 감소시키고 트롤리의 위치를 정밀하게 제어할 수 있음을 이론과 실험을 통하여 보였다.^(6,7)

본 논문에서는 권상/권하를 하면서 이동하는 3차원 천정크레인에 대하여 Fuzzy 무진동 제어 시스템을 설계하고 실험을 통하여 제어 성능을 검증한다. 본 연구에서 Fuzzy 무진동 제어 시스템은 위치서보 제어기와 Fuzzy 무진동 제어기로 구성된다. 우선, 루프 형성법(loop shaping)⁽⁸⁾을 적용하여 위치서보 제어기를 설계하고, 이송물의 흔들림 동역학과 숙련된 작업자의 제어 규칙을 결합하여 Fuzzy 무진동 제어기를 설계한다. 또한, 본 연구에서는 현장 적용성을 높이기 위하여 각종 제어 이득에 대한 체계적인 tuning 방법과 기준을 제시한다.

본 논문은 다음과 같이 구성된다. 2장에서 크레인의 동력학 모델링을 다루고, 3장에서는 트롤리의 위치서보 제어기를 설계한 후, Fuzzy 제어 로직을 결합하여 무진동 제어 시스템을 구성한다. 4장에서는 무진동 제어 시스템을 실험용 3차원 천정크레인에 적용하여 제어 성능을 검증하고, 마지막으로 5장에서 결론을 맺는다.

2. 크레인의 동역학 모델링

2.1 크레인 좌표계의 정의

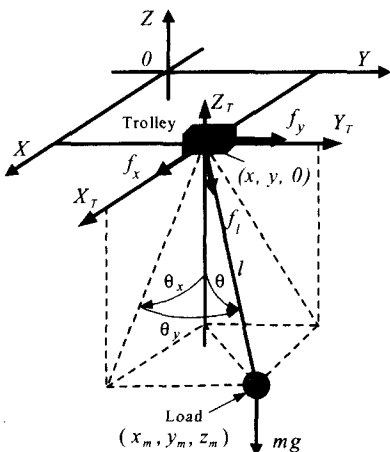


Fig. 1 Coordinates systems of a three-dimensional overhead crane

Fig. 1은 3차원 크레인에 대한 좌표계^(6,7)를 보여준다. Fig. 1에서 X, Y, Z 는 관성 좌표계이다. X_T, Y_T, Z_T 는 XY 평면 위의 트롤리 좌표계로서 트롤리와 함께 이동하며 관성 좌표계의 $(x, y, 0)$ 가 원점이다. θ 는 임의의 2자유도 이송물의 흔들림각을 나타낸다. θ_x 는 $X_T Z_T$ 평면에 투영된 이송물의 흔들림각(Y_T 축에 대한 회전각)을 나타내고, θ_y 는 $X_T Z_T$ 평면위의 이송물 투영선과 이송물과의 사잇각을 나타낸다.

관성 좌표계에서 이송물의 좌표 (x_m, y_m, z_m) 은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} x_m &= x + l \sin \theta_x \cos \theta_y \\ y_m &= y + l \sin \theta_y \\ z_m &= -l \cos \theta_x \cos \theta_y \end{aligned} \quad (1)$$

2.2 크레인과 이송물의 운동방정식

산업체에서 실제로 크레인을 운전할 때에는 이송물의 보호와 안전을 위하여 흔들림 진폭을 최대한 억제한다. 본 연구에서는 이와 같은 실질적인 경우를 고려한다. 즉, 이송물의 흔들림 진폭이 작을 때, 일반좌표계 $x, \theta_x, y, \theta_y, l$ 에 대한 크레인의 선형 운동방정식은 다음과 같이 유도할 수 있다.^(6,7)

$$(M_x + m) \ddot{x} + D_x \dot{x} + ml\ddot{\theta}_x = f_x \quad (2)$$

$$l\ddot{\theta}_x + \ddot{x} + g\theta_x = 0 \quad (3)$$

$$(M_y + m) \ddot{y} + D_y \dot{y} + ml\ddot{\theta}_y = f_y \quad (4)$$

$$l\ddot{\theta}_y + \ddot{y} + g\theta_y = 0 \quad (5)$$

$$(M_l + m) \ddot{l} + D_l \dot{l} - mg = f_l \quad (6)$$

여기서, g 는 중력 가속도를 나타내고, m 은 이송물의 질량을 의미하며, M_x 과 M_y 은 각각 x 축(주행축)과 y 축(횡행축) 방향에 대한 크레인 질량으로서 트롤리 질량, 거더(girder) 질량, 감속비를 고려한 모터, 치차, 풀리 등의 회전관성이 포함된다. M_l 은 권상/권하 동역학에 대한 질량으로서 감속비를 고려한 모터, 치차, 풀리 등의 회전관성이 포함된다. D_x, D_y, D_l 은 각각 x 축, y 축, l 축(권상/권하축) 대한 점성마찰계수이고, f_x, f_y, f_l 은 각각 x 축, y 축, l 축(권하 방향)으로 크레

인에 가해지는 구동 입력이다.

x 축에 대한 선형동역학 모델 (2), (3)과 y 축에 대한 선형동역학 모델 (4), (5)는 서로 대칭이며 독립적이다. 따라서, 본 논문에서는 x 축에 대한 선형동역학 모델 (2), (3)을 사용하여 무진동 제어기를 설계한 한 후, x 축과 y 에 대한 무진동 제어에 공통으로 사용한다.

2.3 크레인의 속도 서보 모델링

대부분의 산업용 크레인인 감속비가 큰 모터로 구동되고 있으므로, 이송물의 흔들림 진폭이 작은 경우 이송물 흔들림이 크레인 위치제어에 미치는 영향은 작다.⁽²⁾ 따라서, 크레인 운동방정식 (2)와 (6)에서 이송물의 질량 m 과 관련된 항을 무시할 수 있다.^(2~4) 즉,

$$M_x \ddot{x} + D_x \dot{x} = f_x \tag{7}$$

$$M_l \ddot{l} + D_l \dot{l} = f_l \tag{8}$$

감속비가 작은 크레인이나 고중량물을 이송하는 크레인의 경우에 대해서는 우리의 전단계 연구^(5,7)에서처럼 제어기 설계 과정에서 이송물의 질량 m 과 관련된 항을 무시하지 않고 보상할 수 있다.

크레인이 감속비가 큰 모터로 구동될 때에는 x, y, l 축에 대한 트롤리의 동역학 모델은 같다. 따라서, 동일한 위치서보 제어기를 x, y, l 축에 대한 위치서보 제어에 적용할 수 있다. 그러므로, 지금부터 하첨자 x, y, l 을 생략한다.

크레인은 모터에 의하여 구동된다. 즉, 크레인 운동방정식 (7)과 (8)에서 구동력 f 는 모터의 토크에 의하여 발생한다. 대부분의 경우 크레인 속도는 토크제어(전류제어)에 기초한 모터의 속도서보 제어기에 의하여 제어된다.

본 연구에서는 계단(step)응답 실험을 통하여 크레인의 속도서보 동특성을 구한다.^(4,6) 즉, 크레인 모터의 속도서보 제어기에 계단 형태의 속도명령을 입력하고 크레인의 속도출력을 측정하면, 크레인의 속도서보 동특성 $G_v(s)$ 은 아래와 같이 2차계 동역학 시스템으로 모델링할 수 있다.

$$G_v(s) \equiv \frac{V(s)}{V_r(s)} = \frac{k_s \omega^2}{s^2 + 2\zeta \omega s + \omega^2} \tag{9}$$

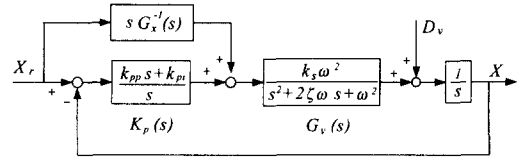


Fig. 2 Schematic diagram of Position Servo system

여기서, s 는 Laplace 복소수 변수, V_r 은 크레인의 속도명령 (단위: V), V 는 크레인의 속도출력 (단위: m/s)을 나타낸다. 또한, k_s 는 크레인 속도서보 시스템의 저주파 이득을 나타내고, ω 는 고유주파수를 나타내며, ζ 는 감쇠비를 나타낸다.

3. 제어기 설계

3.1 크레인의 위치 서보 제어기 설계

크레인의 주행축, 횡행축, 권상/권하축에 대한 위치 제어에 공통으로 사용하는 위치서보 제어 시스템을 Fig. 2에 나타내었다. 이것은 크레인의 속도서보 동특성 모델 $G_v(s)$, Feed forward 제어기 $sG_v^{-1}(s)$, 위치서보 제어기 $K_p(s)$, 로 구성된다. 여기서, X 는 트롤리 위치, X_r 은 트롤리 위치의 기준입력, D_v 는 속도 외란을 나타내고, 적분기 $1/s$ 는 속도를 위치로 변환하기 위하여 사용하였다.

본 연구에서 위치서보 제어기 $K_p(s)$ 는 루프형성법(loop shaping)⁽⁸⁾을 사용하여 설계한다. 즉, 루프형성 성능 조건에 기초하여 개루프 전달함수 $G_{xo}(s) = K_p(s)G_v(s)/s$ 를 다음과 같이 설계한다.

$$G_{xo}(s) = \frac{k_{pp}s + k_{pi}}{s} \frac{k_s \omega^2}{s^2 + 2\zeta \omega s + \omega^2} \frac{1}{s} \tag{10}$$

여기서, k_{pp} 와 k_{pi} 는 $k_{pi}/k_{pp} \ll k_{pp}k_s \ll \omega$ 를 만족하는 제어 이득이다. 이제, $G_{xo}(s)$ 의 정의로부터 위치서보 제어기 $K_p(s)$ 를 구한다. 즉,

$$K_p(s) = \frac{s \cdot G_{xo}(s)}{G_v(s)} = \frac{k_{pp}(s + k_{pi}/k_{pp})}{s} \tag{11}$$

그러면, 위치서보 제어 시스템의 전달함수 $G_x(s)$ 는 아래와 같다.

$$G_x(s) \equiv \frac{X}{X_r} = \frac{G_{xo}(s)}{1 + G_{xo}(s)} \tag{12}$$

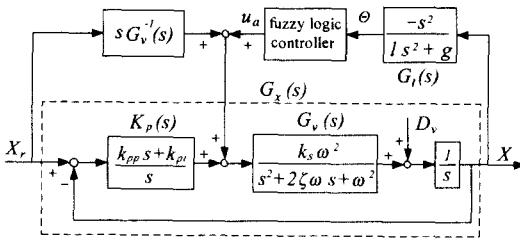


Fig. 3 Schematic diagram of anti-swing control system

마지막으로, 크레인 위치서보 제어 시스템의 동특성을 향상시키기 위하여 아래와 같이 Feed forward 제어기 $sG_v^{-1}(s)$ 를 추가한다.

$$V_r(s) = K_p(X_r - X) + sG_v^{-1}(s)X_r \quad (13)$$

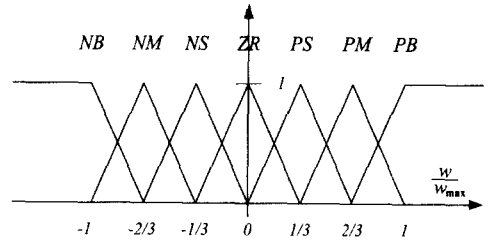
3.2 무진동 제어 시스템 설계

크레인의 주행축, 횡행축에 대한 무진동 제어에 공통으로 사용하는 무진동 제어 시스템을 Fig. 3에 나타내었다. 이것은 크레인의 위치서보 제어 시스템 $G_x(s)$, Feed forward 제어 $sG_v^{-1}(s)X_r$, 이송물의 동역학 모델 $G_l(s)$, Fuzzy 무진동 제어기로 구성된다. 여기서, 이송물의 동역학 모델 $G_l(s)$ 은 식 (3)을 Laplace 변환하여 구하였으며, $\Theta(s)$ 는 θ 의 Laplace 변환을 나타낸다. 그리고, u_a 는 Fuzzy 제어기의 출력을 나타낸다.

본 연구에서는 이송물의 흔들림을 효과적으로 억제하기 위하여 Fuzzy 무진동 제어를 사용한다. Fuzzy 제어는 입력 변수의 Fuzzy화, Fuzzy 제어 규칙, Fuzzy 추론, 출력 변수의 비퍼지화로 구성된다.

우선, 제어기 입출력 변수의 Fuzzy화를 위하여 Fig. 4와 같은 Fuzzy 집합을 정의한다. 여기서, NB, NM, NS, ZR, PS, PM, PB는 입력 변수 w 에 대한 Fuzzy 집합, Fuzzy 변수, Fuzzy 소속함수를 동시에 나타낸다. 또한, 입력 변수 w 는 흔들림 각 θ , 한 샘플링 주기 동안의 흔들림 각 변화량 $\Delta\theta$, 제어량 u (트롤리의 속도 명령) 각각을 의미한다. 본 연구에서는 3.3절에서 제시하는 제어 이득 조정 방법에 따라 각각의 w_{max} 를 독립적으로 설정하여 Fuzzy 제어기를 tuning한다.

Fuzzy 제어의 제어 성능은 대부분의 경우 소



NB: Negative Big NM: Negative Medium
 NS: Negative Small ZR: Zero
 PS: Positive Small PM: Positive Medium
 PB: Positive Big

Fig. 4 Fuzzy sets for the fuzzy logic control

속함수의 형태보다는 Fuzzy 제어규칙에 주로 영향을 받는다. 따라서, 본 연구에서는 간단한 삼각형 소속함수를 사용한다. 또한, 본 연구에서는 제어 성능의 향상을 위하여 비교적 많은 Fuzzy 집합을 사용한다. 그러나, 실질적인 제어이득 조정 방법을 제시하여 적용 과정을 단순화한다.

이제, 줄길이가 일정한 경우에 대하여 무진동 Fuzzy 제어규칙을 설계한다. 본 연구에서는 이송물의 흔들림 동특성 (3)을 효과적으로 감쇠시킬 수 있는 다음의 무진동 제어 (14)에 기초하여 설계한다.

$$\dot{x} = 2\zeta_a \sqrt{gl} \theta \quad (14)$$

즉, Fuzzy 제어 규칙에서 제어량 u (트롤리의 속도 명령)는 흔들림 각 θ 에 비례하게 설정한다. 여기서, ζ_a 는 무진동 제어의 감쇠비를 나타낸다.

아울러, 본 연구에서는 숙련된 작업자의 제어 규칙을 추가하여 제어량 u 를 흔들림 각 θ 뿐만 아니라 흔들림 각속도, 즉, 흔들림 각 변화량 $\Delta\theta$ 에도 비례하게 설정한다.

Table 1은 Fuzzy 무진동 제어규칙을 보여주며, 흔들림 각 입력 θ 와 흔들림각의 변화량 $\Delta\theta$ 의 Fuzzy 변수에 대한 제어량 u 의 Fuzzy 변수를 나타낸다. 예를 들면, θ 가 NM이고 $\Delta\theta$ 가 PS이면 제어량 u 는 NS이다. 본 연구에서 설계한 Fuzzy 제어 규칙은 작업자의 제어 규칙과 일치한다. 즉, 흔들림 각 θ 가 PB이고 흔들림 각 변화량 $\Delta\theta$ 가 NB이면, 흔들림 진폭이 저절로 빠르게 줄어들고 있으므로 제어량 u 는 ZR이다.

Table 1 Fuzzy control rule table

$\Delta\theta$ θ	NB	NM	NS	ZR	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZR
NM	NB	NB	NB	NM	NS	ZR	PS
NS	NB	NB	NM	NS	ZR	PS	PM
ZR	NB	NM	NS	ZR	PS	PM	PB
PS	NM	NS	ZR	PS	PM	PB	PB
PM	NS	ZR	PS	PM	PB	PB	PB
PB	ZR	PS	PM	PB	PB	PB	PB

본 연구에서 Fuzzy 추론에는 Mamdani의 Min-Max법을 적용한다. 즉, Fuzzy 입력 θ_o 와 $\Delta\theta_o$ 에 대한 Fuzzy 제어 출력 $U_o(u)$ 를 아래와 같이 계산한다.

$$U_o(u) = \bigcup_{i=1}^n [\theta_i(\theta_o) \wedge \Delta\theta_i(\Delta\theta_o) \wedge U_i(u)] \quad (15)$$

여기서, \cup 과 \wedge 은 각각 union 연산자와 minimum 연산자를 나타내고, θ_i , $\Delta\theta_i$, U_i 는 각각 흔들림 각 θ , 흔들림각의 변화량 $\Delta\theta$, 제어량 u 에 대한 소속함수를 의미하고, n 은 제어 규칙의 수로 49이다.

다음으로, Fuzzy 제어 출력 $U_o(u)$ 를 비퍼지화하기 위하여 무게중심법을 사용한다. 즉, 제어 출력 u_o 를 아래와 같이 구한다.

$$u_o = \frac{\int U_o(u) u du}{\int U_o(u) du} \quad (16)$$

마지막으로, 트롤리가 이동하는 동안 줄길이가 변하는 실제적인 경우의 무진동 제어를 위하여 제어 출력 u_a (트롤리의 속도명령)를 무진동 제어 (14)에 기초하여 아래와 같이 설정한다.

$$u_a = \sqrt{l} u_o \quad (17)$$

3.3 제어 이득의 조정 방법

본 연구에서는 무진동 제어와 트롤리의 위치서

보 제어가 서로 간섭하는 것을 최대한 억제하여 제어 성능을 보장한다. 따라서, 이송물의 흔들림 주파수 $\sqrt{g/l}$ 를 위치서보 제어 시스템 (12)의 대역폭보다 매우 크게 설정하고, 속도서보 시스템 (9)의 대역폭보다는 매우 작게 설정한다. 즉, $k_{pi}/k_{pp} \ll k_{pp}k_s \ll \sqrt{g/l} \ll \omega$ 을 만족하게 한다.

크래인에 대한 선형 동역학 모델 (2)~(6)은 흔들림이 작은 경우, 즉, $|\theta| \ll 1$ 에 대하여 유효하다. 따라서, 큰 흔들림각으로 인한 과도한 무진동 제어는 실시간 제어에서 안정성과 제어 성능을 저하시킬 수 있다. 이를 방지하기 위하여 흔들림 각 입력을 적절한 값 θ_c 에서 포화(saturation)시킨다. 여기서 $|\theta_c| \ll 1$ 이다. 이는 Fig. 4에서 정의한 Fuzzy 집합에서 $\theta_{max} = \theta_c$ 로 설정하면 된다.

무진동 제어 (14)에 의하면 제어 출력은 흔들림 각에 비례하여야 한다. 따라서, 무진동 제어에 대한 흔들림 각속도, 즉, 흔들림각 변화량 $\Delta\theta$ 의 영향은 흔들림각의 영향보다 매우 적어야 된다. 이는, Fig. 4에서 정의한 Fuzzy 집합의 $\Delta\theta_{max}$ 를 조정하여 해결한다. 즉, $\Delta\theta_{max} = \alpha \Delta t \theta_{max}$ 로 설정한다. 여기서, $\alpha \gg 1$ 이고 Δt 는 샘플링 주기이다.

무진동 제어량이 과도하게 커지면 실시간 제어에서 제어 성능이 저하될 수 있다. 이를 방지하기 위하여 본 연구에서는 무진동 제어량을 적절한 값 $u_a = \pm u_c$ 에서 포화(saturation)시킨다. 이는, Fig. 4에서 정의한 Fuzzy 집합의 u_{max} 를 조정하면 된다. 즉, $u_{max} = u_c$ 에 의하여 무진동 제어량을 포화시킨다. 이때, 식 (17)을 고려하여 줄길 이 l 의 영향을 반영한다.

3.4 이송물의 3차원 운동 제어

주행축(x 축)과 횡행축(y 축)에 대한 운동방정식은 동일한 선형동역학 모델로 나타낼 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 3.2절에서 설계한 무진동 제어를 주행축(x 축)과 횡행축(y 축)에 대한 무진동 제어에 공통으로 사용한다.

아울러, 주행축(x 축), 횡행축(y 축), 권상/권하축(l 축)에 대한 트롤리 운동방정식도 동일한 선형 동역학 모델로 나타낼 수 있으므로, 3.1절에서 설계한 위치서보 제어를 줄길이의 제어에 사용한다.

위치서보 제어를 구성하기 위하여 주행축의

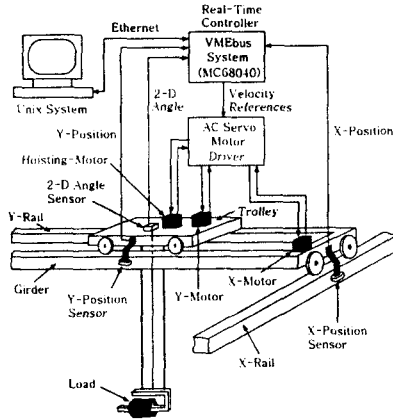


Fig. 5 Configuration of experimental setup

속도서보 모델 $G_{vx}(s)$, 횡행축의 속도서보 모델 $G_{vy}(s)$, 권상/권하축의 속도서보 모델 $G_{vl}(s)$ 을 실험에 의하여 아래와 같이 구하였다

$$G_{vx}(s) = \frac{0.0567 \cdot 484}{s^2 + 32.6s + 484} \quad (18)$$

$$G_{vy}(s) = \frac{0.0329 \cdot 4761}{s^2 + 74.52s + 4761} \quad (19)$$

$$G_{vl}(s) = \frac{0.0119 \cdot 4489}{s^2 + 120.6s + 4489} \quad (20)$$

4. 실험결과

본 연구에 사용된 실험용 3차원 천정크레인의 구성도를 Fig. 5에서 보여준다. 천정크레인의 크기는 가로(주행) 5.5 m, 세로(횡행) 3.5 m, 높이 2.5 m이다. 트롤리가 거더 위에서 y(횡행)축 방향으로 움직이고 거더는 x(주행)축 방향으로 움직인다. 또한, 트롤리에 이송물의 권상/권하 시스템을 설치하여 줄길이를 제어한다.

본 연구에서 사용한 실험용 크레인은 AC 속도서보모터에 의하여 구동된다. 모터의 속도서보 제어기의 입력 범위는 ± 10 V이다. 거더와 트롤리 구동축 바퀴의 미끄러짐에 관계없이 거더와 트롤리의 위치를 정밀하게 측정할 수 있는 위치 측정장치를 제작 설치하였다. 또한, Fig. 1에 정의한 2차원 흔들림각을 정밀하게 측정할 수 있는 흔들림각 측정장치를 트롤리 하부에 장착하였다.

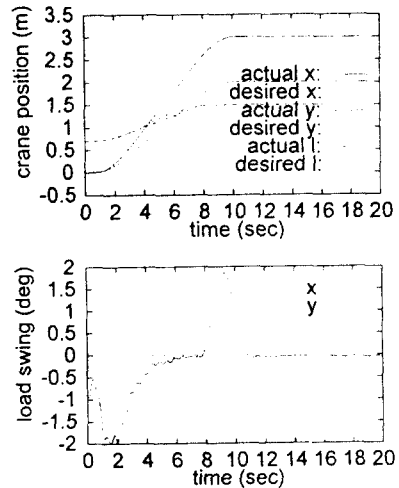


Fig. 6 Experimental results without collision

실시간 제어기는 MC68040 CPU, A/D, D/A 및 디지털 입출력 보드로 이루어진 VMEbus 시스템으로 구성하였으며, 상업용 실시간(real-time) 운영 체제(operating system)를 사용하였다.

주행축과 횡행축을 서로 독립적으로 제어하는 무진동 제어 로직과 권상/권하 시스템의 줄길에 제어로직은 10 msec 샘플링 주기로 VMEbus CPU 보드에서 구현되었다. 위치서보 제어 이득 및 Fuzzy 제어이득은 3.3절의 이득 조정방법 및 기준에 따라 설정하였다. 위치서보 이득 k_{pp} 와 k_{pi} 는 주행축(x축)에 대하여 $k_{pp}=20$ 및 $k_{pi}=1$, 횡행축(y축)에 대하여 $k_{pp}=30$ 및 $k_{pi}=1.5$, 권상/권하축(l축)에 대하여 $k_{pp}=40$ 및 $k_{pi}=2$ 로 각각 설정하였다. 본 실험에서는 Feed forward 제어기 $sG_v^{-1}(s)$ 는 사용하지 않았다. Fuzzy 제어 이득은 주행축(x축)과 횡행축(y축)에 공통으로 $\theta_{max}=5^\circ$, $\alpha=10$ (이에 따라 $\Delta\theta_{max}=0.5^\circ$), $u_{max}=4V$ 로 설정하였다.

거더의 위치명령(desired x)과 트롤리의 위치명령(desired y)은 거더와 트롤리의 평균 줄길이를 기준으로 최소시간 제어에 기초하여 구한 속도제적⁽¹⁾을 적분하여 사용하였다. 크레인이 최고 속도로 3 m 주행하고, 2 m 횡행하는 동안 줄길이 l은 0.7 m에서 1.5 m로 최고 속도로 증가시켰다.

Fig. 6은 거더와 트롤리가 움직이는 동안 이송물에 충돌이 없는 경우의 실험 결과이고, Fig. 7

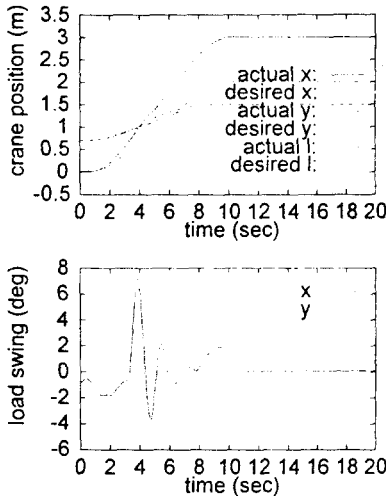


Fig. 7 Experimental result with a collision

은 거더와 트롤리가 움직이는 동안 이송물에 충돌 외란을 주고 견실성을 확인한 실험이다. Fig. 8의 실험 조건은 충돌 외란을 제외하면 Fig. 6의 실험 조건과 같다. 실험에 사용한 이송물의 질량은 20 kg이다. Fig. 6과 Fig. 7의 결과를 비교하면 충돌 외란은 약 3초 이내에 제어되어 제어 성능에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

Fuzzy 무진동 제어기는 크레인의 가속도를 제한하여 이송물 흔들림을 최소화한다. 이로 인하여, 크레인은 주행축과 횡행축으로 약 1초의 시간 지연을 두고 위치 명령을 추종한다. 만일, Feed forward 제어를 사용했다면 시간 지연은 다소간 줄어들 것으로 예상된다. 그런데, 줄길이는 이송물 흔들림과 크레인의 운동에 관계없이 제어됨을 알 수 있다.

크레인 위치 제어에 대하여는 천이 구간에서 충분한 감쇠 특성을 갖고 정상 상태에서 위치 오차는 발생하지 않으며, 이송물의 흔들림 제어에 대하여는 목표 위치에 도달하여 2초 후에는 흔들림이 거의 제거됨을 실험 결과 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 권상/권하를 하면서 이동하는 3차원 천정크레인에 대하여 이송물의 흔들림을 효과적으로 감쇠시키고 크레인과 이송물의 위치를 정밀하게 제어할 수 있는 Fuzzy 무진동 제어 시

스템을 설계하고 제어 성능을 검증하였다.

본 연구에서 개발한 무진동 제어 로직은 줄길이의 변화, 충돌 외란, 크레인 바퀴의 미끄러짐 등에 관계없이, 크레인 위치 제어에 대하여는 천이 구간에서 충분한 감쇠 특성을 갖고 목표 위치에서 위치 오차를 발생시키지 않으며, 이송물의 흔들림을 효과적으로 감쇠시키는 강인한 제어 로직임을 확인하였다. 따라서, 본 연구에서 제안한 크레인의 제어 로직과 제어 이득 조정 방법은 산업용 크레인의 제어에 유용하게 적용할 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) Mita, T. and Kanai, T., 1979, "Optimal Control of the Crane System Using the Maximum Speed of the Trolley," *日本計測自動制御學會論文集*, pp. 125~130.
- (2) Ridout, A. J., 1987, "New Feedback Control System for Overhead Cranes," *Electric Energy Conference, Adelaide*, pp. 135~140.
- (3) Ohnishi, E., Tsuboi, I., Egusa, T., and Uesugi, M., 1981, "Automatic Control of an Overhead Crane," *IFAC World Congress, Kyoto, Japan*, pp. 1885~1890.
- (4) Lee, H.-H., Cho, S.-K., and Cho, J.-S., 1997, "A New Anti-Swing Control of Overhead Cranes," *Proc. of IFAC Int. Workshop on Auto. in the Steel Industry, Korea*, pp. 137~142.
- (5) 이호훈, 조성근, 1997, "천정크레인 부하의 위치 및 흔들림 제어," *대한기계학회논문집(A)*, 제 21권, 제2호, pp. 297~304.
- (6) 이호훈, 조성근, 1997, "2차원 천정크레인의 위치 및 부하의 흔들림 제어," *대한기계학회논문집(A)*, 제21권, 제10호, pp. 1683~1693.
- (7) Lee, H.-H., 1998, "Modeling and Control of a Three-Dimensional Overhead Crane," *ASME Trans., J. of Dyn. Sys., Meas., and Cont.*, Vol. 120. No. 4, pp. 471~476.
- (8) Doyle, J. C., Francis, B. A., and Tannenbaum, A. R., 1992, *Feedback Control Theory*, Macmillan Publishing Company.