

<논 문>

2차원 천정크레인의 위치 및 이송물의 흔들림제어

이 호 훈* · 조 성 근*

(1997년 3월 21일 접수)

Position and Load-Swing Control of a 2-Dimensional Overhead Crane

Ho-Hoon Lee and Sung-Kun Cho

Key Words : 2-Dimensional Overhead Crane(2차원 천정크레인), 2-Degree-of-Freedom Swing Angle(2자유도 흔들림각), Anti-Swing Control(무진동제어), Velocity Servo Control(속도서보제어), Position Servo Control(위치서보제어), Angle Feedback Control(흔들림각 궤환제어), Loop Shaping Method(루프형상법), Root Locus Method(근궤적법)

Abstract

In this paper, a new nonlinear dynamic model is derived for a 2-dimensional overhead crane based on a new definition of 2-degree-of-freedom swing angle, and a new anti-swing control law is proposed for the crane. The dynamic model and control law take simultaneous travel and traverse motions of the crane into consideration. The model is first linearized for small motions of the crane load about the vertical stable equilibrium. Then the model becomes decoupled and symmetric with respect to the travel and traverse axes of the crane. From this result, a decoupled anti-swing control law is proposed based on the linearized model via the loop shaping and root locus methods. This decoupled method guarantees not only fast damping of load-swing but also zero steady state position error with optimal transient response for the 2-dimensional motion of the crane. Finally, the proposed control method is evaluated by controlling the simultaneous travel and traverse motions of a 2-dimensional prototype overhead crane. The effectiveness of the proposed control method is then proven by the experimental results.

1. 서 론

산업체에서 무거운 장비나 부품을 이송할 때 크레인이 효율적으로 사용되고 있다. 그러나, 크레인이 출발할 때와 정지할 때 크레인의 가감속으로 인하여 줄에 매달린 이송물이 진동을 하게 된다. 이와같은 이송물의 진동은 작업효율을 떨어뜨릴 뿐만 아니라 이송물의 파손이나 안전사고의 원인이 되기도 한다. 따라서, 이와 같은 문제점을 해결하기 위

하여 많은 연구가 진행되어왔다.

크레인 이송물의 흔들림제어에 관한 연구는 크게 개루프제어⁽¹⁾와 폐루프제어^(2~10)로 나눌수 있다. 전자는 흔들림각도를 측정하지 않고, 이송물 흔들림의 동특성을 기초로 하여 이송물에 흔들림을 발생시키지 않는 크레인 속도명령을 사용하는 방법이다. 그러나, 이 방법은 모델 불확실성과 외란때문에 실제적으로는 제어성능을 보장하지 못하는 것이 흠이다. 후자는 이송물의 흔들림각도, 크레인의 속도, 위치 등을 측정하여 제어입력에 사용한다. 이 경우, 제어로직을 적절히 설계하면 이송물의 흔들

*회원, 포항산업과학연구원 공정자동화연구팀

림을 감쇠시킬 뿐만 아니라 동시에 이송물의 위치도 제어할 수 있다. 지금까지의 크레인 무진동제어⁽²⁻⁹⁾에서는 ‘이송물의 질량은 크레인의 질량에 비하여 무시할 정도로 작다’는 기본 가정이 필요하였다. 그러나, 최근에 우리는 이 기본 가정을 사용하지 않고도 이송물의 흔들림을 효과적으로 감쇠시킬 뿐만 아니라 이송물의 위치를 정밀하게 제어할 수 있음을 보였다.⁽¹⁰⁾

산업체에서는 거더(girder)와 트롤리가 동시에 움직이는 2차원 크레인이 보편적으로 사용되지만, 이송물의 흔들림제어에 관한 연구는 대부분 트롤리만 움직이는 1차원 크레인의 흔들림제어에 국한되었다. 최근에 구형(spherical) 좌표계에 기초한 2자유도 진자의 운동방정식^(11,12)을 확장하여 2차원 크레인의 동역학 모델을 유도하고 제어방법을 제시하였다.^(13,14) 이 방법은 모델에 기초한 피드포워드(feedforward) 방식을 사용하여 크레인 위치를 제어한다. 따라서, 실제의 크레인을 제어할 때에는 모델 불확실성과 외란 등으로 인하여 크레인의 위치제어 성능을 보장하기 어렵다. 이송물의 흔들림 제어목적은 동역학 모델을 선형화한 후 선형모델을 기초로하여 설계한다. 그런데, 이 선형모델은 크레인과 이송물의 운동체도의 함수이므로 시변(time-varying) 모델이다. 또한, 이 모델은 크레인의 각 축에 대하여 서로 간섭(coupled)되어 있다. 따라서 제어문제가 복잡해진다.

본 연구에서는 거더와 트롤리가 동시에 움직이는 2차원 크레인에 대한 새로운 동역학 모델을 유도하고 제어방법을 제시하여 위에서 언급한 제반 문제점을 해결하였다. 1단계로, 2자유도 흔들림각을 크레인의 주행축과 횡행축에 대하여 새롭게 정의하고, 이를 기초로 2차원 크레인에 대한 새로운 비선형 동역학 모델을 유도한다. 줄길이가 천천히 변하는 경우, 이송물의 수직 평형점을 기준으로 비선형 동역학모델을 선형화하면 주행축과 횡행축에 서로 독립된 2개의 1차원 크레인의 선형 동역학 모델로 변환된다. 이것은 1차원 크레인에 대한 제어방법⁽¹⁻¹⁰⁾을 2차원 크레인 제어에 그대로 적용할 수 있음을 의미한다. 따라서 2단계에서 1차원 크레인에 대한 새로운 무진동제어기를 설계하고, 이를 2차원 크레인의 각 축에 대하여 독립적으로 적용한다. 이 무진동제어기는 위치서보제어기와 흔들림각제어기로 구성된다. 본 연구에서는 1차원 크레인에 대한 무진동 제어 목적을 2차원 크레인의 주행축과 횡행축

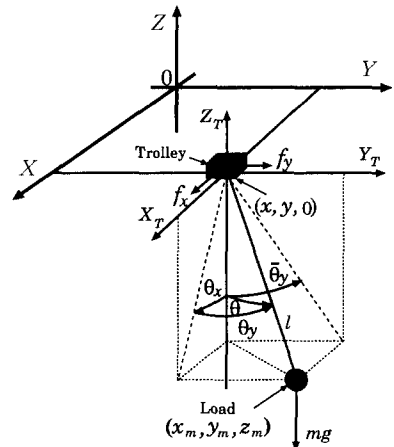


Fig. 1 Coordinate systems of a 2-dimensional overhead crane

에 대하여 독립적으로 적용함으로써, 2차원 크레인 이송물의 2자유도 흔들림을 효과적으로 감쇠시키고 동시에 2차원 크레인위치도 정밀하게 제어할 수 있음을 이론과 모형 크레인 실험을 통하여 보인다.

본 논문은 2장에서 2자유도 흔들림각을 정의하고, 2차원 크레인의 동역학 모델을 유도한다. 3장에서는 위치서보제어기와 흔들림각제어기로 구성된 무진동제어기를 설계한다. 위치서보제어기는 크레인의 속도서보 모델을 기초로 루프형상법을 사용하여 설계하고, 흔들림각제어기는 위치 서보제어기와 부하흔들림 동특성을 기초로 근계적법을 사용하여 설계한다. 4장에서는 크레인의 속도 및 위치 명령을 다룬다. 5장에서는 무진동 제어 목적을 모형 크레인에 적용하여 제어성능의 우수성을 검증한 후 6장에서 결론을 맺는다.

2. 2차원 크레인 과 이송물 흔들림의 동특성

2.1 2자유도 흔들림각과 일반좌표계의 정의

Fig. 1에서 X, Y, Z 는 절대좌표계이다. X_T, Y_T, Z_T 는 XY 평면 위의 트롤리좌표계로서 절대좌표계의 $(x, y, 0)$ 가 원점이고 트롤리와 함께 이동한다. 절대좌표계의 각 축과 트롤리좌표계의 각 축은 서로 평행하다. 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 나타내며, Y_7Z_7 평면에 투영된 이송물의 흔들림각(X_7 축에 대한 회전각) $\bar{\theta}_y$ 와 같지 않다.

본 논문에서는 2자유도 흔들림각 θ 를 θ_x 와 θ_y 로 정의한다. 이때, 절대좌표계에서의 이송물위치(x_m, y_m, z_m)은 다음과 같이 주어진다.

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

여기서, l 은 이송물의 줄길이를 나타낸다.

트롤리와 이송물위치는 $x, y, l, \theta_x, \theta_y$ 의 함수이다. 따라서 본 논문에서는 $x, y, l, \theta_x, \theta_y$ 를 크레인과 이송물의 운동을 기술하기 위한 일반좌표계(generalized coordinates)⁽¹²⁾로 정의한다.

2.2 크레인과 이송물의 운동방정식

크레인이 움직일 때 이송물의 자체회전은 크지 않다. 따라서, 본 연구에서는 이송물의 자체회전은 고려하지 않는다. 또한 줄의 강성 및 질량도 고려하지 않는다. 크레인과 이송물의 운동방정식은 Lagrangian을 정의하고 Lagrange방정식에 대입하여 구한다.⁽¹²⁾

이송물의 운동에너지를 계산하기 위하여 이송물의 절대좌표계 속도 $\dot{x}_m, \dot{y}_m, \dot{z}_m$ 로부터 v_m 를 다음과 같이 구한다. 본 논문에서 $\dot{x} = dx/dt, \ddot{x} = d^2x/dt^2$ 를 의미한다.

$$\begin{aligned} v_m^2 &= \dot{x}_m^2 + \dot{y}_m^2 + \dot{z}_m^2 \\ &= \dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{l}^2 + l^2 \cos^2 \theta_y \dot{\theta}_x^2 + l^2 \dot{\theta}_y^2 \\ &\quad + 2(\sin \theta_x \cos \theta_y \dot{l} + l \cos \theta_x \cos \theta_y \dot{\theta}_x \\ &\quad - l \sin \theta_x \sin \theta_y \dot{\theta}_y) \dot{x} \\ &\quad + 2(\sin \theta_y \dot{l} + l \cos \theta_y \dot{\theta}_y) \dot{y} \end{aligned} \quad (2)$$

크레인과 이송물의 운동에너지 K 와 트롤리좌표계 원점($x, y, 0$)를 기준으로한 이송물의 위치에너지 P 로부터 Lagrangian L 을 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} L \equiv K - P &= \frac{1}{2}(M_x \dot{x}^2 + M_y \dot{y}^2) + \frac{m}{2} v_m^2 \\ &\quad + mgl \cos \theta_x \cos \theta_y \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, g 는 중력가속도를 나타내고, m 은 이송물의 질량을 의미하며, M_x 과 M_y 은 각각 X 축과 Y 축 방향에 대한 크레인질량으로서, 트롤리질량, 거더(girder)질량, 감속비를 고려한 모터, 치차, 폴리 등의 회전관성이 포함된다.

Lagrangian L 을 일반좌표 $x, \theta_x, y, \theta_y, l$ 에 대한 Lagrange방정식⁽¹²⁾에 대입하면 크레인과 이송물의 운동방정식은 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} (M_x + m) \ddot{x} + D_x \dot{x} + ml \cos \theta_x \cos \theta_y \ddot{\theta}_x \\ - ml \sin \theta_x \sin \theta_y \ddot{\theta}_y + m \sin \theta_x \cos \theta_y \dot{l} \\ + 2m \cos \theta_x \cos \theta_y \dot{l} \dot{\theta}_x - 2m \sin \theta_x \sin \theta_y \dot{l} \dot{\theta}_y \\ - ml \sin \theta_x \cos \theta_y \dot{\theta}_x^2 - 2ml \cos \theta_x \sin \theta_y \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y \\ - ml \sin \theta_x \cos \theta_y \dot{\theta}_x^2 = f_x \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} l \cos \theta_y \ddot{\theta}_x + \cos \theta_x \ddot{x} + g \sin \theta_x - 2l \sin \theta_y \dot{\theta}_x \dot{\theta}_y \\ + 2 \cos \theta_y \dot{l} \dot{\theta}_x = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} (M_x + m) \ddot{y} + D_y \dot{y} + ml \cos \theta_x \ddot{\theta}_y + m \sin \theta_y \dot{l} \\ + 2m \cos \theta_y \dot{l} \dot{\theta}_y - ml \sin \theta_y \dot{\theta}_y^2 = f_y \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} l \ddot{\theta}_y + \cos \theta_y \ddot{y} + g \cos \theta_x \sin \theta_y + 2 \dot{l} \dot{\theta}_y \\ + l \cos \theta_y \sin \theta_y \dot{\theta}_x^2 - \sin \theta_x \sin \theta_y \ddot{x} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} m \sin \theta_x \cos \theta_y \ddot{x} + m \sin \theta_y \ddot{y} + m \dot{l} + D_l \dot{l} \\ - ml \cos^2 \theta_y \dot{\theta}_x^2 - ml \dot{\theta}_y^2 - mg \cos \theta_x \cos \theta_y = f_l \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, D_x, D_y, D_l 은 각각 X 축, Y 축, 줄길이 방향의 점성마찰계수이고 f_x, f_y, f_l 은 각각 X 축, Y 축, 줄길이방향으로 크레인에 가해지는 외력이다.

위에서 유도한 크레인과 이송물에 대한 운동방정식은 매우 복잡한 비선형 동역학 모델이다. 본 연구에서는 아래의 실제적인 경우에 대하여 이 비선형 동역학 모델을 선형화한 후에 선형제어이론을 적용하여 제어로직을 설계한다.

크레인을 운전할 때에는 이송물 보호와 안전을 위하여 이송물이 흔들리는 것을 최대한 억제한다. 따라서, 이송물의 흔들림을 유발하는 크레인 가속도가 중력가속도 g 보다 훨씬 작게 크레인을 설계한다. 즉, 산업용 크레인에서는 $|\dot{x}| \ll g, |\dot{y}| \ll g, |\ddot{x}| \ll g, |\ddot{y}| \ll g$ 를 만족한다. 그리고, 대부분의 경우 안전상의 이유로 크레인이 움직이는 동안에는 줄길이를 거의 변화시키지 않는다.⁽¹³⁾

흔들림 진폭이 작은 경우, 즉 $|\theta_x| \ll 1, |\theta_y| \ll 1$ 일 때에는 $\sin \theta_x \approx \theta_x, \sin \theta_y \approx \theta_y, \cos \theta_x \approx 1, \cos \theta_y \approx 1$ 로 근사화할 수 있으며, $|\dot{\theta}_x| \ll 1, |\dot{\theta}_y| \ll 1$ 이 만족된다. 따라서, 운동방정식에서 $\theta_x, \theta_y, \dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y$ 가운데 2항은 3개의 곱으로 이루어진 항을 무시할 수 있다. 줄길이가 천천히 변하는 경우, $\dot{l} \approx 0, \ddot{l} \approx 0$ 으로 근사화할 수 있으며, 부하의 권상/권하 운동방정식

(8)은 필요치 않다. 따라서, 위와 같은 실제적인 경우에 대하여 운동방정식 (4), (5), (6), (7)은 각각 다음과 같이 선형화된다.

$$(M_x + m) \ddot{x} + D_x \dot{x} + ml\ddot{\theta}_x = f_x \quad (9)$$

$$l\ddot{\theta}_x + \dot{x} + g\theta_x = 0 \quad (10)$$

$$(M_y + m) \ddot{y} + D_y \dot{y} + ml\ddot{\theta}_y = f_y \quad (11)$$

$$l\ddot{\theta}_y + \dot{y} + g\theta_y = 0 \quad (12)$$

x 축에 대한 선형 동역학 모델 (9), (10)과 y 축에 대한 선형 동역학 모델 (11), (12)는 서로 대칭이며 독립적이다. 즉, 줄길이가 천천히 변하는 경우, 2차원 크레인의 비선형 동역학 모델을 선형화하면 각축에 대하여 서로 독립된 2개의 1차원 크레인의 선형 동역학 모델로 변환된다. 따라서, 본 논문에서는 x 축에 대한 선형 동역학 모델 (9), (10)을 사용하여 제어기를 설계한다. y 축에 대한 제어기도 같은 방법으로 설계할 수 있다. 따라서, 아래에서는 하첨자 x 와 y 를 생략한다.

크레인 운동방정식 (9)는 부하 운동방정식 (10)을 대입하면 다음과 같이 된다.

$$M\ddot{x} + D\dot{x} - mg\theta = f \quad (13)$$

대부분의 산업용 크레인에는 감속비가 큰 모터로 구동되고 있으므로, 부하의 흔들림 진폭이 작은 경우 부하흔들림이 크레인위치제어에 미치는 영향은 작다.⁽²⁾ 따라서, 크레인 운동방정식 (13)에서 $mg\theta$ 항을 무시한다.^(2~9) 이 경우, 운동방정식 (13), (10)을 Laplace 변환하여 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{V(s)}{F(s)} = \frac{1}{Ms + D} \quad (14)$$

$$\frac{\Theta(s)}{X(s)} \equiv G_t(s) = \frac{-s^2}{ls^2 + g} \quad (15)$$

여기서, s 는 Laplace 복소수 변수를 표시하고, $X(s)$, $V(s)$, $F(s)$, $\Theta(s)$ 는 각각 x , v , f , θ 의 Laplace 변환을 나타내며, $v = \dot{x}$ 이다.

감속비가 작은 크레인이나 고중량물을 이송하는 크레인의 경우에 대해서는 본 연구의 전단계 연구⁽¹⁰⁾에서처럼 제어기 설계과정에서 $mg\theta$ 항을 무시하지 않고 보상할 수 있다.

2.3 속도서보 시스템 모델링

대부분의 산업용 크레인에서는 AC 모터를 사용한다. 크레인의 속도를 정밀하게 제어하기 위해서

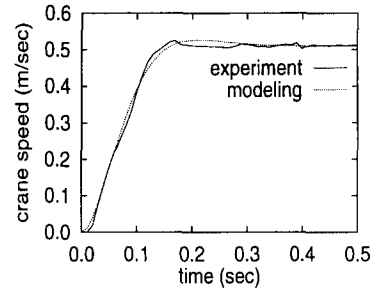


Fig. 2 Modeling of the velocity servo dynamics of the crane

는 Vector drive를 사용한다. Vector drive의 전류 제어 동특성은 크레인의 동특성보다 수백배 이상 빠르므로 무시할 수 있다. 즉,

$$F(s) = K_m I(s) = K_t U(s) \quad (16)$$

여기서, K_m 과 K_t 는 기어비가 포함된 비례상수이고, $U(s)$ 와 $I(s)$ 는 각각 Vector Drive의 입력과 모터 전기자에 흐르는 전류이다. 따라서, 크레인 동역학 (14)는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$G_t(s) \equiv \frac{V(s)}{U(s)} = \frac{K_t}{Ms + D} \quad (17)$$

$G_t(s)$ 는 입력 $U(s)$ 와 속도 $V(s)$ 와의 관계를 나타내며 $U(s) = K_v(s)(V_r(s) - V(s))$ 로 서보 제어계를 구성하면, 아래의 속도서보 시스템을 구할 수 있다.

$$G_v(s) \equiv \frac{V(s)}{V_r(s)} = \frac{G_t(s)K_v(s)}{1 + G_t(s)K_v(s)} \quad (18)$$

여기서, $V_r(s)$ 는 속도명령을 나타내고, $K_v(s)$ 는 속도서보시스템의 제어기를 나타내며, PI(비례-적분)제어가 주로 사용된다.

본 연구에서는 AC 서보모터로 구동되는 2차원 모형 크레인을 설계 제작하였다. 이 크레인의 속도는 Vector drive로 정밀하게 제어된다. 본 연구에서는 이 크레인에 대하여 계단(step)응답실험을 하고 그 결과를 바탕으로 x 축에 대한 속도서보 시스템 $G_v(s)$ 를 아래와 같이 모델링하였다.

$$G_v(s) = \frac{0.0567 \cdot 484}{s^2 + 32.56s + 484} \quad (19)$$

Fig. 2는 실험적으로 얻은 계단응답과 모델 (19)를 통하여 구한 계단응답을 보여주고 있다. 실선은 실험결과이고 점선은 모델의 응답특성을 나타낸다.

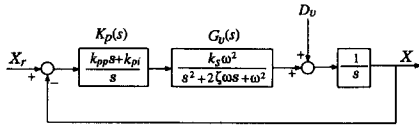


Fig. 3 Schematic diagram of the position servo control system

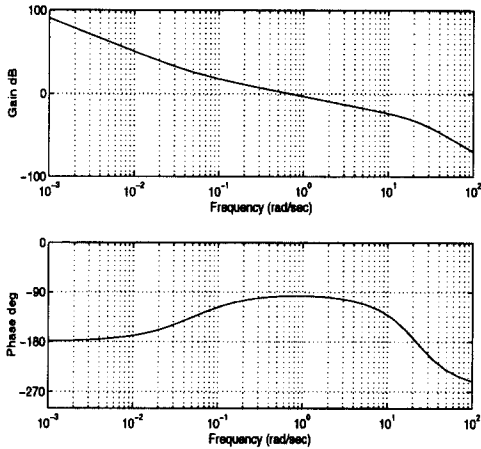


Fig. 4 Bode plot of the open loop transfer function of the position servo control system 그리고, 실험결과 크레인의 최대속도는 0.51 m/sec 이다.

3. 제어기 설계

줄길이가 천천히 변하는 경우, 2차원 크레인의 비선형 동역학 모델을 부하의 수직평형점을 기준으로 선형화하면 주행축과 횡행축에 대하여 서로 독립된 2개의 1차원 크레인의 선형 동역학 모델로 변환된다. 따라서, 본 연구의 전단계 연구⁽¹⁰⁾에서 제시한 1차원 크레인 제어로직을 주행축과 횡행축에 대하여 독립적으로 사용하면 2차원 크레인을 정밀하게 제어할 수 있다. 그러나, 본 논문에서는 설계 과정과 이득조정이 보다 간편한 새로운 1차원 크레인 제어로직을 설계한다.

본 연구에서는 x 축에 대한 흔들림 동역학 모델 (15)와 속도서보 시스템 모델 (19)를 이용하여 x 축에 대한 제어기를 설계하고, 이를 x 축과 y 축에 대하여 공통으로 사용한다. 제어기 설계순서는 (19)에 정의된 속도서보 시스템 모델 $G_v(s)$ 을 기초로 우선 위치서보 시스템을 설계하고, 이 위치서보시스템과 (15)에 정의된 부하흔들림 동역학 모델 $G_l(s)$ 를 바탕으로 하여 흔들림각 제어기를 포함하

는 전체 제어시스템을 설계한다.

3.1 크레인의 위치제어기(위치서보계) 설계

Fig. 3은 위치서보 시스템의 구성도를 보여준다. Fig. 3에서 저주파 영역의 속도외란 D_v 가 출력 X 에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 적분제어가 필요함을 알 수 있다. 크레인 바퀴의 미끄러짐과 AC 모터에 대한 속도서보제어기(vector drive)의 속도 오프셋(offset) 등이 속도외란으로 작용한다. 또한, 감속비가 큰 크레인에서 부하의 흔들림도 외란으로 볼 수 있다.

본 연구에서 위치제어기 $K_p(s)$ 는 루프형상법⁽¹⁵⁾을 사용하여 설계한다. 즉, 개루프 전달함수를 안정성과 제어성능을 고려하여 설정한 후, 이로부터 제어기를 설계한다. Fig. 4에서 이 개루프 전달함수 $G_{xo}(s)$ 의 보드선도(bode plot)를 보여준다.

보드선도에서 $G_{xo}(s)$ 의 이득곡선기울기를, 저주파영역에서는 명령추종성을 좋게 하고 속도외란의 영향을 효과적으로 억제하기 위하여 -40 dB/dec로, 교차(crossover)주파수 부근에서는 충분한 위상여유(phase margin)를 확보하기 위하여 -20 dB/dec로, 고주파 영역에서는 센서잡음과 모델 불확실성(모델링오차)의 영향을 최대한 줄이기 위하여 -60 dB/dec로 설정하였다. 또한교차주파수는 $G_v(s)$ 의 대역폭(bandwidth)과 모델링오차를 고려하여 결정하였다. 본 연구에서는 덧셈형 모델링오차를 사용하였으며, 모델 불확실성은 주파수에 비례하여 증가한다고 가정하였다.⁽¹⁵⁾

이상으로부터 구한 개루프 전달함수는 다음 (20)으로 나타낼 수 있다.

$$G_{xo}(s) \equiv K_p(s) G_v(s) \frac{1}{s} = \frac{27.4428 \cdot 12(s+0.05)}{s^2(s^2+32.56s+484)} \quad (20)$$

따라서, 제어기 $K_p(s)$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$K_p(s) = \frac{s \cdot G_{xo}(s)}{G_v(s)} = \frac{k_{pp}s + k_{pi}}{s} \quad (21)$$

여기서, PI(비례-적분) 제어이득 k_{pp} 와 k_{pi} 는 각각 12.0과 0.6이다. 그리고, 위치서보제어기 $G_x(s)$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$G_x(s) \equiv \frac{G_{xo}(s)}{1+G_{xo}(s)}$$

$$= \frac{27.4428 \cdot 12(s+0.05)}{(s+0.0543)(s+0.6571)(s^2+31.8486s+461.3064)} \quad (22)$$

3.2 전체 제어시스템 설계

Fig. 5는 전체 제어시스템의 구성도이다. 이것은 (22)에 정의된 위치서보제어계 $G_x(s)$, 흔들림각 제어기 $K_a(s)$, (15)에 정의된 부하흔들림 동역학 모델 $G_l(s)$ 로 구성된다. Fig. 5에서 X_r 은 위치명령을 나타낸다.

위에서 설계한 위치서보계 $G_x(s)$ 의 대역폭은 보형 크레인의 부하 흔들림주파수($\sqrt{g/l}$)보다 크지 않으며, 대부분의 산업용 크레인에서도 같은 결과를 얻는다. 따라서, 흔들림각제어기 $K_a(s)$ 를 설계할 때 $G_x(s)$ 의 동특성을 반드시 고려하여야 한다.

본 연구에서 흔들림각제어기 $K_a(s)$ 는 근궤적법을 사용하여 설계한다. 근궤적의 형태는 개루프 전달함수 $G_{ao}(s) \equiv K_a(s)G_x(s)G_l(s)$ 의 $K_a(s)$ 에 의하여 결정된다. 본 연구에서는 Fig. 6의 근궤적형태가 되도록 $K_a(s)G_l(s)$ 의 극점(pole)과 영점(zero)의 수와 위치를 고려하여 $K_a(s)$ 를 다음과 같이 설계하였다.

$$K_a(s) = \frac{s(k_{aa}s + k_{ap})}{k_{pp}s + k_{pi}} \quad (23)$$

여기서, $k_{ap}/k_{aa} = 20.0$ 으로 설정하였다. 위치제어기의 $(k_{pp}s + k_{pi})/s$ 를 흔들림각제어기에서 상쇄되도록 구성하여, 흔들림각제어기의 속도서보 입력은 PD(비례-미분) 제어가 되도록 하였다.

Fig. 6은 $l=1.0$ m에 대한 근궤적($0 \leq k_{aa} < \infty$)을 보여준다. 실수축에 2개의 영점을 배치하였기 때문에 흔들림각 제어이득 k_{aa} 값에 관계없이 항상 안정함을 알 수 있다. 그러나 비선형 모델을 선형화하였고, AC 모터 전류제어기와 속도서보 시스템의 고주파 동역학을 무시하였기 때문에 일정하고 이상의 k_{aa} 값에서는 불안정할 수 있다. 대표극점이 0.7의 감쇠를 갖도록 하는 k_{aa} 는 줄길이가 1.0 m와 1.5 m일 때 각각 3.1 과 3.9이다.

3.3 제어시스템의 안정성 및 성능에 대한 검토

3.3.1 제어시스템의 성능

Fig. 3에서 위치서보계는 안정하게 설계한 제어 요소이고, 이를 기초로 흔들림각제어기를 안정하게 설계하였으므로 전체 제어시스템은 안정하다. 여기

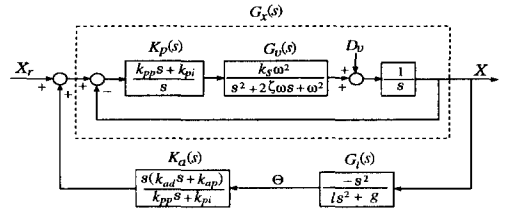


Fig. 5 Schematic diagram of the overall control system

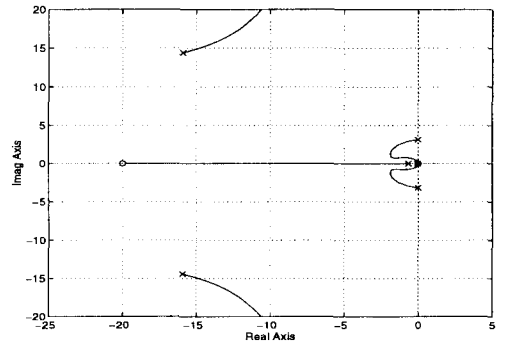


Fig. 6 Root locus of the overall control system

서는 Fig. 5의 각 입출력에 대한 전달함수를 이용하여, 전체 제어시스템의 제어성능을 검토한다. Fig. 5에서 각각의 입출력에 대한 전달함수는 줄길이가 1 m에 대하여 앞에서 구한 제어이득값을 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{X}{X_r}(s) = \frac{329.3(s^2+9.8)(s+0.05)}{G_c(s)} \quad (24)$$

$$\frac{\Theta}{X_r}(s) = \frac{-329.3s^2(s+0.05)}{G_c(s)} \quad (25)$$

$$\frac{X}{D}(s) = \frac{s(s^2+9.8)(s^2+32.56s+484)}{G_c(s)} \quad (26)$$

$$\frac{\Theta}{D}(s) = \frac{-s^3(s^2+32.56s+484)}{G_c(s)} \quad (27)$$

여기서, $G_c(s)$ 는 아래와 같이 정의되며, $G_c(s)=0$ 은 케루프 시스템의 특성방정식을 나타낸다.

$$G_c(s) \equiv (s+0.0542)(s+1.0743)(s^2+3.5598s+6.3276)(s^2+27.8716s+437.7975) \quad (28)$$

흔들림각제어계가 안정하게 설계되었으므로 식 (24)~(27)의 전달함수들도 모두 안정하다. Fig. 7은 (24)의 위치 케루프 전달함수 X/X_r 의 보드(Bode)선도를 보여주며, 대역폭은 약 1 rad/sec이

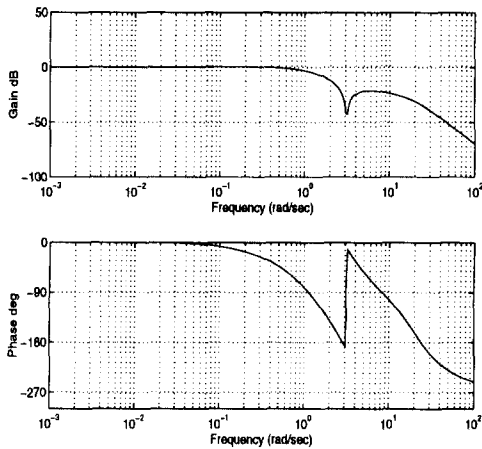


Fig. 7 Bode plot of the closed loop position control system X/X_r .

다. 보드선도에서 V형 혹은 부하의 흔들림각 동특성에 의하여 생성된 것이다. 식 (25)에 의하면 계단 및 램프(ramp) 형태의 위치명령에 대하여 흔들림각은 정상상태에서 항상 0이다. 또한 식 (26)과 (27)에 의하면 크레인위치와 부하의 흔들림각은 정상상태에서 계단형태의 속도외란에 영향을 받지 않는다. 특히 흔들림각은 램프 및 포물선(parabola) 형태의 속도외란에 대해서도 영향을 받지 않는다.

3.3.2 안정성과 성능에 대한 선형화 오차의 영향

2장에서 흔들림 진폭이 작은 경우에 대하여 비선형 동역학 모델을 선형화하였다. 즉, $|\theta_x| \ll 1$, $|\theta_y| \ll 1$ 에 대하여 $\sin \theta_x \approx \theta_x$, $\sin \theta_y \approx \theta_y$, $\cos \theta_x \approx 1$, $\cos \theta_y \approx 1$ 로 근사화하였다. 여기서 흔들림각의 단위는 라디안(radian)이므로, $|\theta_x| < 10^\circ$, $|\theta_y| < 10^\circ$ 인 경우 위의 삼각함수에 대한 선형근사의 최대오차는 2% 이하이다. 따라서, 산업용 크레인에 관한 실제적인 경우에 대하여 비선형모델을 선형화하면, 흔들림진폭이 10° 이내인 경우 선형모델의 계수(parameter) 오차는 2% 내외로 볼 수 있다. 흔들림진폭이 커지면 선형모델의 계수오차도 커진다.

비선형모델의 선형화 오차, 즉 선형모델의 계수 오차는 선형모델에서 모델 불확실성으로 취급하여 제어기 설계에 반영할 수 있다. 본 연구에서는 크레인 속도서보시스템을 실험에 의하여 구하였으므로 크레인 동역학에 대한 불확실성은 속도서보시스템에 반영되어 있다. 또한 부하 동역학에 대한 불확실성은 전체 제어시스템의 근래적에 포함되어 있다. 따라서, 근래적으로부터 구한 최적 제어이득과

실제의 최적 제어이득은 불확실성만큼 다를 수 있다.

선형화 오차를 줄이기 위해서는 최대 흔들림각을 억제하여야 한다. 따라서, 크레인의 속도명령⁽¹⁾을 생성할 때에 크레인의 최대 가속도에 대한 최대 흔들림각이 개략적으로 $10^\circ \sim 15^\circ$ 이하가 되도록 최대 가속도를 제한할 필요가 있다. 그러나, 이 제한조건은 대부분의 산업용 크레인에서 만족된다.

3.3.3 안정성과 성능에 대한 대하 부하질량의 영향

본 논문에서는 기존의 크레인 모델⁽²⁻⁹⁾과 마찬가지로, 감속비가 큰 크레인에 대하여 $M \gg m$ 의 가정하에 크레인 동역학 식 (13)에서 $mg\theta$ 항을 무시하였다. 대부분의 산업용 크레인의 경우 감속비가 100 이상이므로 이 조건은 만족된다. 그러나, 감속비가 작은 크레인이나 고중량물을 이송하는 크레인의 경우에는 $M \gg m$ 이 만족되지 않을 수 있다. 이 경우, 상기 $mg\theta$ 항이 부하흔들림 동역학으로부터 크레인 동역학으로 케환루프(feedback loop)를 형성하기 때문에 전체 제어시스템은 불안정해질 수 있다.

이 불안정성 문제는 본 연구의 전단계 연구⁽¹⁰⁾에서 부하질량을 직접 보상함으로써 해결하였다. 따라서, 감속비가 작은 크레인이나 고중량물을 이송하는 크레인의 경우에 대해서는 부하질량을 직접 보상하는 본 연구의 전단계 연구⁽¹⁰⁾에서 제시한 제어로직을 대신 사용하면 된다. 본 연구에서는 최대 부하질량으로 Fig. 2의 계단응답 실험을 하고, 부하흔들림에 의한 정상상태 정현파($\sqrt{g/l}$ rad/sec) 속도오차의 진폭이 정상상태 속도의 2%를 넘으면 본 연구의 전단계 연구⁽¹⁰⁾에서 제시한 제어로직을 대신 사용한다.

3.3.4 안정성과 성능에 대한 줄길이의 영향

본 연구에서는 줄길이가 일정하다는 가정하에 제어이득을 구하였다. 줄길이가 바뀌면 Fig. 6의 근래적선도에서 허수축의 극점의 위치($\pm \sqrt{g/l}j$)가 이동한다. 그러므로, 안정성은 줄길이의 영향을 받지 않지만, 최적 감쇠에 대한 흔들림각제어이득은 줄길이의 함수이다. 따라서, 부하 흔들림각제어이득은 줄길이에 따라서 적절히 보상해 줄 필요가 있다. 크레인위치 제어이득은 줄길이의 영향을 받지 않는다.

본 연구에서는 항공기제어에서 보편적으로 사용하고 있는 '이득 scheduling' 기법을 사용하여, 줄길이 변화에 대한 부하흔들림각 제어이득을 보상한

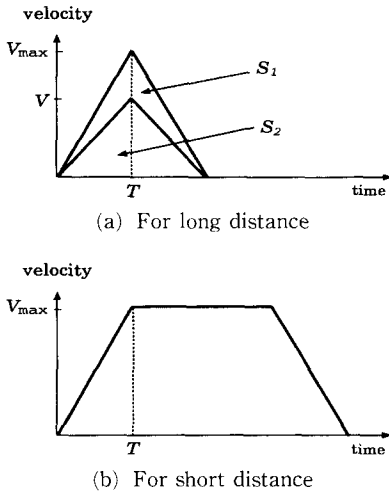


Fig. 8 Optimal velocity profiles of a crane

다. 즉, 크레인 줄길이에 따른 '최적 흔들림각제어 이득 table'을 구성하고, 실시간제어 동안에 줄길이에 맞는 제어이득을 사용한다.

4. 크레인의 위치명령 생성

크레인 최대가속도와 최대속도가 유한하고 가감속구간 끝에는 부하의 흔들림이 없어야 된다는 조건하에 최소시간 최적제어를 부하 운동방정식 (15)에 적용하면 Fig. 8의 크레인 속도명령을 얻을 수 있다.⁽¹⁾ 여기에서, 흔들림주기 $T=2\pi\sqrt{l/g}$ 초이고, V_{max} 는 크레인의 최대속도를 나타낸다.

이 속도명령은 부하의 초기 흔들림이 없으면 정지시에 흔들림을 발생시키지 않는다.⁽¹⁾ 크레인 위치명령은 속도명령을 적분함으로써 구한다. 이동거리가 Fig. 8(a)의 큰 삼각형 면적 S_1 보다 큰 경우 Fig. 8(b)의 사다리꼴형태의 속도명령을 사용하고, 이동거리가 S_1 보다 작을 때는 Fig. 8(a)의 작은 삼각형 형태의 속도명령을 사용하여 위치명령을 생성한다. 여기에서 주기 T 가 줄길이의 함수이므로 최적 위치명령은 최대가속도, 최대속도, 줄길이, 이동거리의 함수이다.

5. 실험결과

Fig. 9는 본 연구에서 사용한 모형 크레인의 시스템 구성도이다. 이 모형 크레인은 길이 5.5 m, 폭 3.5 m, 높이 2 m로서, 포항제철 1 선재창고 B

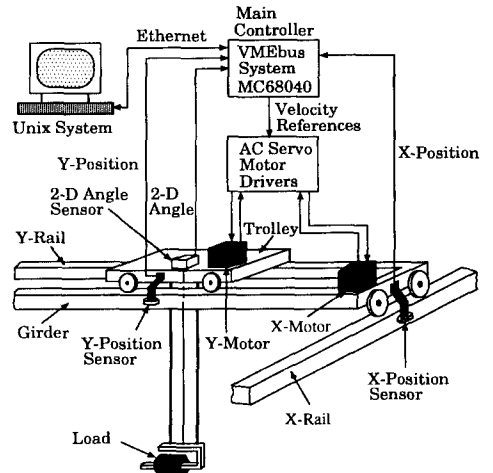


Fig. 9 Configuration of the experimental setup

동에 설치되어 있는 천정크레인과 동역학적 상사(similar)가 되도록 크레인의 최대가속도와 최대속도, 최대줄길이를 설정하여 설계 제작하였다.

모형 크레인은 AC 서보모터에 의하여 구동된다. 모터에 부착된 엔코더(encoder)를 사용하면 크레인 구동축 바퀴의 미끄러짐때문에 위치측정오차가 발생한다. 이 문제를 해결하기 위하여 엔코더를 사용하여 제작한 정밀한 크레인 위치측정장치를 각축에 설치하였다. 또한 회전형 전위차계(potentiometer)를 사용하여 제작한 흔들림각 측정장치가 크레인하부에 부착되어 있다.

Fig. 10은 Fig. 1에서 정의한 2자유도 흔들림각을 정밀하게 측정할수 있는 흔들림각 측정장치의 구성도를 보여준다. Fig. 10에서 작은 원과 타원은 베어링을 나타낸다. 따라서, +형 구성요소는 자신의 장축을 중심으로 회전할 수 있고, □형 구성요소는 +형 구성요소의 단축을 중심으로 회전할 수 있다. 각도센서 2는 +형 구성요소의 장축에 고정되어 있고, no-slip 풀리는 □형 구성요소에 고정되어 있다. 이송물이 X방향으로 회전하면 □형 구성요소와 +형 구성요소가 같이 +형 구성요소의 장축을 중심으로 회전하고, 각도센서 1에 의하여 X방향의 흔들림각 θ_x 가 측정된다. 한편, Y방향으로 이송물이 회전하면 □형 구성요소와 이것에 고정된 no-slip 풀리가 같이 +형 구성요소의 단축을 중심으로 회전하고, no-slip 벨트를 통하여 각도센서 2에 의하여 Y방향의 흔들림각 θ_y 가 검출된다. 이런 원리에 의하여 임의의 방향으로의 이송물의 흔들림

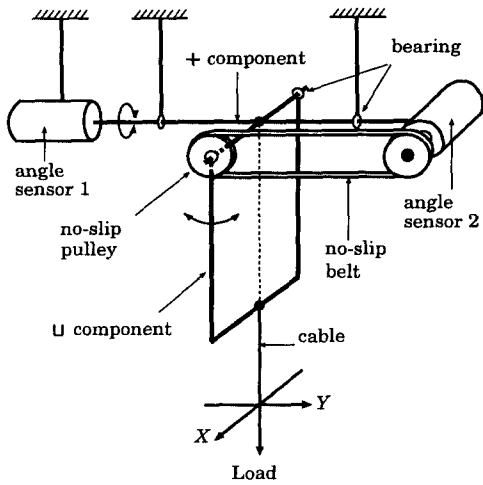


Fig. 10 Schematic diagram of a 2-degree-of-freedom angle sensor

각도는 Fig. 1에 정의된 θ_x 와 θ_y 로 분해되어 각각의 각도센서에 의하여 검출된다.

제어기는 MC 68040 CPU, A/D, D/A, 디지털 입출력보드로 이루어진 VMEbus 시스템으로 구성하였으며, 상업용 실시간 운영체제를 사용하였다. 실시간 무진동 제어로직은 UNIX 시스템에서 개발하여 Ethernet을 통하여 VMEbus 시스템에 이식(download)하였다.

2차원 크레인의 비선형 동역학 모델을 수직평형점을 기준으로 선형화하면 각 축에 대하여 서로 독립된 2개의 1차원 크레인의 선형 동역학 모델로 변환된다. 따라서, 본 연구에서는 x 축에 대하여 설계한 제어로직을 x 축과 y 축에 대한 위치와 부하 흔들림제어에 공통으로 사용한다.

x 축에 대한 제어이득은 위에서 구한 것을 사용하였다. y 축에 대한 제어이득을 구하기 위하여 y 축에 대한 속도서보 시스템을 계단 응답실험결과를 바탕으로 아래와 같이 모델링하였다.

$$G_v(s) = \frac{0.0329 \cdot 69^2}{s^2 + 74.52s + 69^2} \quad (29)$$

y 축에 대한 제어이득은 위에서 x 축에 대한 제어이득을 구한 것과 같은 순서와 방법으로 구하였으며, $k_{pp}=20$, $k_{pi}=1.0$ 이다. 흔들림각제어이득 k_{aa} 는 $l=1.0$ m일 때 3.1, $l=1.5$ m일 때 3.9이며, $k_{ap}/k_{aa}=40.0$ 으로 설정하였다.

주행축과 횡행축을 서로 독립적으로 제어하는 2차원 크레인의 무진동 제어로직은 10 msec 샘플링

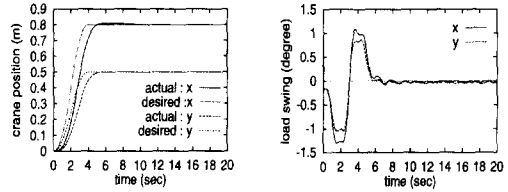


Fig. 11 Experimental results for short crane displacement with $l=1.0$ m

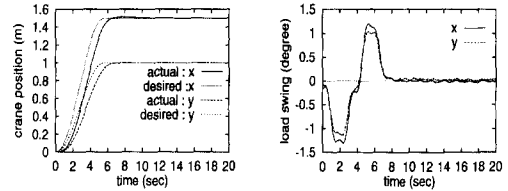


Fig. 12 Experimental results for long crane displacement with $l=1.0$ m

(sampling) 주기로 VMEbus CPU 보드에서 구현되었다. 본 연구에서는 크레인의 속도서보 동특성을 실험에 의하여 구하고, 이를 기초로 제어이득을 구하였으므로 제어로직 적용과정중 제어이득 조정 작업을 크게 줄일 수 있었다.

Fig. 11과 Fig. 12는 줄길이가 1 m일 때의 실험 결과이다. Fig. 11은 이동거리가 짧은 경우로서 Fig. 8(a)의 삼각형 속도명령을 적분한 위치명령을 사용한 경우이며, Fig. 12는 이동거리가 긴 경우로서 Fig. 8(b)의 사다리꼴 속도명령을 적분한 위치명령을 사용했을 때의 결과이다.

Fig. 13은 줄길이가 1.5 m이고, 이동거리가 긴 경우의 실험결과이다. 이 실험에 사용한 제어기 이득값은 줄길이가 1 m일 때 구한 것으로서, Fig. 12와 비교할 때 줄길이가 50% 더 긴 경우에도 응답 특성에는 큰 변화가 없음을 볼 수 있다.

Fig. 14는 부하에 x 축과 y 축에 대하여 약 -4 도와 7 도의 초기흔들림이 있는 경우의 실험결과이다. 초기흔들림은 처음 2초 동안에는 크레인위치제어에 영향을 주지만, 같은 조건에서 초기 흔들림이 없는 Fig. 12와 비교할 때 크레인이 거의 같은 시간내에 목표위치에 도달하면서 흔들림이 빠르게 감소되는 것을 알 수 있다.

위의 모든 실험에서 2자유도 부하흔들림이 효과적으로 감소되고, 크레인위치제어도 최적의 과도응답 특성을 갖음을 알 수 있다. 정상상태의 부하흔들림 각도오차는 0이 아니다. 이는 대부분의 산업용 크레인에서처럼 크레인의 레일이 수평위치로부

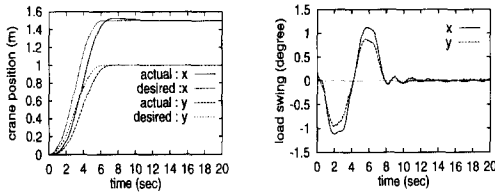


Fig. 13 Experimental results for long crane displacement with $l=1.5$ m

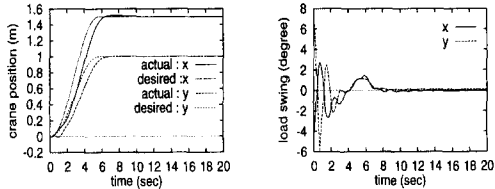


Fig. 14 Experimental results for long crane displacement with $l=1.0$ m and initial load swing

터 기울어져서 생긴 흔들림과 오프셋(offset) 때문이다. 그러나, 이러한 실제적인 경우에도 정상상태의 크레인 위치오차는 0이며, 목표위치에 도달하여 약 2초 후에는 흔들림이 거의 없어짐을 알 수 있다.

이밖에, 부하의 초기흔들림, 부하질량, 줄길이의 변화 등이 제어성능에 미치는 영향에 대하여 많은 실험을 하였다. 실험결과, 약 15° 의 초기흔들림에 대해서도 안정성과 제어성능을 유지하였다. 또한, 모형 크레인처럼 감속비(50)가 큰 경우 부하질량이 제어에 미치는 영향이 거의 없음을 알 수 있었다. 그러나, 감속비가 작은 크레인이나 고중량물을 이송하는 크레인의 경우에 대해서는 부하질량을 직접 보상하는 본 연구의 진단계 연구⁽¹⁰⁾에서 제시한 제어로직을 대신 사용하면 된다. 최적 흔들림각제어 이득은 줄길이의 함수이다. 따라서, 크레인 이동중 줄길이가 변하는 경우에는 줄길이에 따라 '최적이득 table'로부터 적절한 제어이득값을 선택하여 사용하였다. 이 경우 줄길이의 변화는 제어성능에 큰 영향이 없음을 확인하였다.

6. 결 론

본 논문에서는 2자유도 흔들림각을 크레인의 주행축과 횡행축에 대하여 정의하고, 거더(girder)와 트롤리가 동시에 움직이는 2차원 크레인에 대하여 새로운 동역학 모델을 유도하였다. 이를 기초로, 2차원 크레인에 대한 새로운 무진동 제어로직을 크

레인의 속도서보 모델과 부하흔들림 동특성에 기초하여 설계하였다.

부하의 수직 평형점을 기준으로 2차원 크레인에 대한 새로운 비선형 동역학 모델을 선형화하면 각 축에 대하여 서로 독립된 2개의 1차원 크레인의 선형 동역학 모델로 변환된다. 이 결과로부터, 1차원 크레인에 대한 무진동 제어로직을 2차원 크레인의 주행축과 횡행축에 대하여 독립적으로 적용하여 2차원 크레인의 위치와 이송물의 2자유도 흔들림을 제어할 수 있음을 보였다.

본 논문에서 제시한 1차원 크레인에 대한 새로운 제어방법은 부하의 초기흔들림, 부하질량, 줄길이 변화, 크레인 바퀴의 미끄러짐 등에도 불구하고, 2차원 크레인의 2자유도 부하흔들림을 효과적으로 감쇠시키고, 동시에 크레인위치를 정밀하게 제어할 수 있음을 이론과 모형 크레인 실험을 통하여 보여 주었다.

또한, 실험에 의하여 크레인의 속도서보 동특성을 구하고, 이를 기초로 제어로직과 제어이득을 구했기 때문에 제어로직 적용과정에서 제어이득 조정 작업을 크게 줄일 수 있었다. 따라서, 본 논문에서 개발한 제어로직은 산업체에서 보편적으로 사용되고 있는 거더(girder)와 트롤리가 동시에 움직이는 2차원 천정크레인의 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) Yoo, J. S., Park, B. S., Lee, J. S. and Park, H. S., 1995, "Various Control Schemes for Implementation of the Anti-Swing Crane," *Proceedings of the ANS 6th Topical Meeting on Robotics and Remote Systems*, Monterey, California, pp. 472~479.
- (4) 윤지섭, 1995, "무진동 크레인의 구현을 위한 여러가지 제어방식의 비교연구," 대한기계학회

- 논문집, 제19권, pp. 2399~2411.
- (5) 김상봉, 신민생, 김환성, 정용길, 1991, “移動 Crane의 制御에 관한 研究,” 한국정밀공학 회지, 제8권, 제2호, pp. 47~56.
- (6) 홍금식, 손성철, 이만형, 장국현, 1995, “컨테이너 크레인의 모델링 및 제어에 관한 연구,” 한국자동제어학술회의 논문지, pp. 609~612.
- (7) Auernig, J. W. and Troger, H. 1987, “Time Optimal Control of Overhead Cranes with Hoisting of the Load,” *Automatica*, Vol. 23, No. 4, pp. 437~447.
- (8) Yamada, S., Fujikawa, H., Takeuchi, O. and Wakasugi, Y., 1989, “Fuzzy Control of the Roof Control,” *IEEE Industrial Electronic Conference Proceedings*, Philadelphia, pp. 709~714.
- (9) Ohnishi, E., Tsuboi, I., Egusa, T. and Uesugi, M., 1981, “Automatic Control of an Overhead Crane,” *IFAC 8th Triennial World Congress*, Kyoto, Japan, pp. 1885~1890.
- (10) 이호훈, 조성근, 1997, “천정크레인 부하의 위치 및 흔들림제어,” 대한기계학회논문집(A), 제21권, 제2호, pp. 297~304.
- (11) Greenwood, D. T. , 1988, *Principles of Dynamics*, Prentice-Hall, Inc.
- (12) Meirovitch, L. , 1970, *Methods of Analytical Dynamics*, McGraw-Hill Book Company.
- (13) Moustafa, K. A. F. and Ebeid, A. M. , 1988, “Nonlinear Modeling and Control of Overhead Crane Load Sway,” *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 110, pp. 266~271.
- (14) 이종규, 이상용, 1996, “두 축이 동시에 운동하는 비선형 천정크레인의 부분상태 궤환제어 알고리즘 개발,” 한국자동제어학술회의 논문지, pp. 395~398.
- (15) Doyle, J. C., Francis, B. A and Tannenbaum, A. R., 1992, *Feedback Control Theory*, Macmillan Publishing Company.