

〈논 문〉

천정크레인 부하의 위치 및 흔들림 제어

이호훈* · 조성근*

(1996년 7월 31일 접수)

Position and Swing Angle Control for Loads of Overhead Cranes

Ho-Hoon Lee and Sung-Kun Cho

Key Words : Anti-Swing Control(무진동 제어), Overhead Crane(천정크레인), Velocity Servo Control(속도 서보제어), Position Servo Control(위치 서보제어), Torque Servo Control(토크 서보제어), Angle Feedback Control(흔들림각 피드백제어), Loop Shaping Method(루프형상기법), Root Locus Method(근궤적법)

Abstract

This paper presents a systematic design method of an anti-swing control law for overhead cranes. A velocity servo system for the trolley of a crane is designed based on the dynamics of the trolley and its load. The velocity servo system compensates for the effects of load swing on the trolley dynamics so that the velocity servo is independent of load swing. The velocity servo system is used for the design of a position servo system for the trolley via the loop shaping method. The position servo system and the swing dynamics of the load are then used to design an angle control system for load swing based on the root locus method. The combined position servo and the angle control systems constitute the overall control system. In the presence of low frequency disturbances, the proposed control law guarantees accurate position control for the trolley and fast damping for load swing. Furthermore, the performance of the proposed control law is independent of the mass of the load. Experimental results on a prototype crane show the effectiveness of the proposed anti-swing control law.

1. 서 론

크레인은 산업계 전반에 걸쳐서 필수적인 시설이나, 부하(load)가 줄(ropes)에 매달려 옮겨지기 때문에 이송중에 흔들림(swing)이 발생하게 된다. 이러한 흔들림은 후속작업을 지연시켜 전체적으로 생산성을 떨어뜨리는 원인이 될 뿐만 아니라, 심한 경우에는 제품이 파손되거나 안전사고를 일으킬 수

있다. 이러한 문제점들을 해결하기 위하여 흔들림을 억제하기 위한 많은 연구가 진행되어 왔다.^(1~9)

Mita와 Kanai는 트롤리의 최고 속도 및 가속도는 제한되어 있고, 가감속 구간 끝에서 부하 흔들림이 없어야 한다는 경계조건을 적용하여 수학적 모델에 근거한 최소시간 제어문제를 풀어 속도경로를 구했다.⁽¹⁾ 이 방법은 개루프(open loop) 형태의 제어로서 대부분의 경우 시스템 불확실성 및 외란을 완전히 보상하지 못하게 되어 원하는 성능을 보장하기 어렵다. 그러나, 이 방법은 트롤리의 속도 경로를 결정하는 기초가 된다.

*회원, 포항산업과학연구원 공정자동화연구팀

Ridout은 트롤리 모터의 입력전압과 위치출력, 이에 따른 부하 흔들림의 동특성을 이용하여 선형 피드백 제어시스템을 구성하였다.⁽²⁾ 그러나, 위치 제어 피드백 시스템을 PD형태로 구성하여 외란이 있는 경우 트롤리 정지시점에서 위치오차를 유발한다. 한편, 트롤리 가속도와 부하 흔들림각의 관계가 비감쇄 2차계 시스템이라는 것을 이용하여, 제어입력(트롤리 가속도)을 흔들림 각속도에 비례하게 구성하여 부하 흔들림에 감쇄를 주는 제어가 설계되었다.⁽³⁾ 또한, 크레인 선형 상태방정식 모델에 선형분수변환(linear fractional transformation)법을 적용한 레귤레이터(regulator)가 설계되었으며, Davison의 적분형 서보계 설계방법에 기초한 서보 제어시스템이 구성되었다.⁽⁴⁾ 이밖에, 수학적 모델에 근거하여 경제조건을 만족하는 최적 속도명령이 사용되고, 위치오차 및 흔들림을 제거하기 위하여 피드백 제어구조가 함께 사용되었다.⁽⁶⁾

본 논문에서는 트롤리와 부하 흔들림의 동특성을 기초로 트롤리의 속도 서보제어기를 설계하고, 이를 기초로 루프형상(loop shaping)기법⁽¹⁰⁾을 이용하여 트롤리의 위치 서보제어기를 PI(비례-적분) 피드백 시스템으로 구성하였다. 본 연구에서는 트롤리 동특성에 대한 부하 흔들림의 간섭항을 보상함으로써 트롤리의 위치 서보제어계를 부하 흔들림의 영향으로부터 독립시켰다. 따라서, 본 논문에서는 '부하 질량이 트롤리 질량에 비하여 무시할 정도로 작아야 된다'는 지금까지의 제한조건이 필요하지 않고, 제어성능이 부하 질량변동에 영향을 받지 않는다. 흔들림각 제어기는 부하 흔들림 동특성과 앞에서 설계된 위치 서보제어기를 바탕으로 근궤적(root locus)법을 이용하여 피드백 시스템의 대표극점(dominant pole)이 최적 감쇄(damping)를 갖도록 설계하였다. 트롤리 위치명령은 부하 흔들림을 최소화하면서 최단시간에 트롤리가 목표점에 도착할 수 있는 속도경로를 최적제어에 의해 계산하고 이를 적분하여 만들었다.

본 논문은 다음과 같이 구성된다. 2장에서는 크레인 동특성을 모델링하고, 3장에서는 이를 기초로 트롤리의 속도 및 위치 서보제어계와 부하의 흔들림각 제어기로 구성된 무진동 제어기를 설계한다. 4장에서는 트롤리 위치명령 생성을 다루며, 5장은 설계한 제어기를 모형 크레인에 적용하여 얻은 실험결과를 보여주고, 마지막으로 6장에서 결론을 맺는다.

2. 크레인 동역학 모델링

Fig. 1의 크레인 평면 모델에서 줄의 질량과 부하의 회전관성을 무시하고 줄길이가 일정하다고 가정하면 Lagrange 방정식⁽¹¹⁾에 의하여 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\left(\frac{1}{r^2}\left(\frac{n_t}{n_m}\right)^2 J + M + m_p + m\right)\ddot{x} + \left(\frac{1}{r^2}\left(\frac{n_t}{n_m}\right)^2 B + D_c\right)\dot{x} - ml\dot{\theta}^2 \sin\theta + ml\ddot{\theta} \cos\theta = f \quad (1)$$

$$ml^2\ddot{\theta} + mgl \sin\theta = -ml\dot{x} \cos\theta \quad (2)$$

여기서, r 은 트롤리 바퀴의 반지름, n_t 와 n_m 은 각각 트롤리와 모터의 동력전달 치차의 잇수, J 는 모터의 회전관성모멘트, M 은 트롤리의 질량, m_p 는 동력전달용 치차와 풀리 등에 의한 등가질량, m 은 부하(load)의 질량, B 는 모터의 회전 점성마찰계수, D_c 는 트롤리의 점성마찰계수, g 는 중력가속도이며, θ, x, l, f 는 각각 흔들림각도, 트롤리의 위치, 줄길이 및 트롤리에 작용하는 외력이다.

운동방정식 (1), (2)에서 안정점 $\theta=0$ 을 중심으로 θ 가 작은 경우에 대하여 $\sin\theta \approx \theta$, $\cos\theta \approx 1$, $\dot{\theta}^2 \sin\theta \approx 0$ 의 근사화가 가능하다. 이때, 트롤리 운동방정식 (1)과 부하 운동방정식 (2)는 다음과 같이 된다.

$$\left(\frac{1}{r^2}\left(\frac{n_t}{n_m}\right)^2 J + M + m_p + m\right)\ddot{x} + \left(\frac{1}{r^2}\left(\frac{n_t}{n_m}\right)^2 B + D_c\right)\dot{x} + ml\ddot{\theta} = f \quad (3)$$

$$ml\ddot{\theta} + mg\theta = -m\dot{x} \quad (4)$$

트롤리 운동방정식 (3)은 부하 운동방정식 (4)를

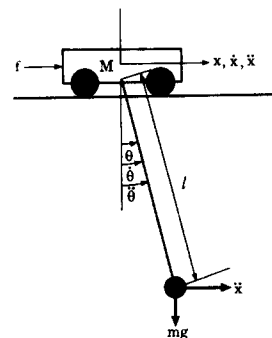


Fig. 1 Plane model of an overhead crane

이용하여 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$M_e \ddot{x} + D_e \dot{x} - mg\theta = f \quad (5)$$

여기서, $M_e \equiv \frac{1}{r^2} (\frac{n_t}{n_m})^2 J + M + m_p$ 로 정의되며,

$$D_e \equiv \frac{1}{r^2} (\frac{n_t}{n_m})^2 B + D_c \text{이다.}$$

본 연구에서는 AC 서보모터와 Vector 토크 서보제어기를 사용하여 모형크레인을 제작하였다. 따라서, 트롤리에 가해지는 힘 f 는 모터의 토크에 의하여 발생한다. Vector 토크 서보제어기 동특성은 트롤리 동특성보다 수 백배이상 빠르므로 무시할 수 있다. 즉,

$$f = \eta \frac{T_m}{r} = \eta \frac{K_t u_v}{r} \quad (6)$$

여기에서, T_m 는 모터가 발생하는 토크, K_t 는 토크 서보제어기의 토크비례상수, u_v 는 토크 서보제어기의 입력이고, η 는 치차와 타이밍벨트 등에 의한 동력전달효율(1이하)을 나타낸다. 식 (6)을 이용하여 트롤리 운동방정식 (5)를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_e \ddot{x} + D_e \dot{x} - mg\theta = K_s u_v \quad (7)$$

여기에서, $K_s \equiv \eta \frac{K_t}{r}$ 이다. 그리고, 본 연구를 위해 제작한 모형 크레인에 대한 운동방정식 (7)의 계수는 다음과 같다. $M_e = 1440 \text{ kg}$, $D_e = 480 \text{ kg/sec}$, $K_s = 480 \text{ N/v}$.

3. 제어기 설계

3.1 트롤리의 속도 서보제어기 설계

1 단계로, 트롤리 운동방정식 (7)에서 부하 흔들림에 의한 간섭항($mg\theta$)을 보상하여, 트롤리의 속도 및 위치 제어에 부하 흔들림의 영향을 배제한다. 이를 위하여, 토크 서보제어기 입력 u_v 를 다음과 같이 선택한다.

$$u_v = u - mg\theta / K_s \quad (8)$$

여기서, u 는 간섭항을 제외한 토크 서보제어기의 입력을 나타낸다. 따라서, 식 (8)에 의하여 부하의 간섭항을 보정한 트롤리 운동방정식 (7)은 다음과 같다.

$$M_e \ddot{x} + D_e \dot{x} = K_s u \quad (9)$$

또한, 트롤리 운동방정식 (9)에 대한 전달함수 $G_t(s)$

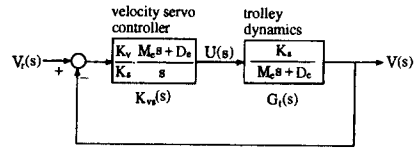


Fig. 2 Schematic diagram of velocity servo control system

를 구하면 다음과 같다.

$$G_t(s) \equiv \frac{V(s)}{U(s)} = \frac{K_s}{M_e s + D_e} \quad (10)$$

여기서, s 는 Laplace 복소수 변수를 표시하고, $V(s)$, $U(s)$ 는 각각 $v(=\dot{x})$, u 의 Laplace 변환을 나타낸다.

2단계로, 부하의 간섭항을 보상한 전달함수 $G_t(s)$ 를 기초로 속도 서보제어기 $K_{vs}(s)$ 를 설계한다. Fig. 2에서 속도 서보제어기의 구조를 보여준다.

제어계의 안정성과 정상상태 오차 등을 고려하여 $K_{vs}(s)$ 를 식 (11)의 PI(비례-적분) 제어기로 설계하면, 트롤리 속도 서보제어기의 동특성은 식 (12)의 $G_{vs}(s)$ 로 주어진다.

$$K_{vs}(s) = \frac{K_v}{K_s} \frac{M_e s + D_e}{s} \quad (11)$$

$$G_{vs}(s) \equiv \frac{V}{V_r} = \frac{K_v}{s + K_v} \quad (12)$$

여기서, V_r 은 속도서보 입력을, K_v 는 속도제어 이득을 나타내며, 모델오차를 고려하여 $K_v = 24$ 로 설정하였다.

3.2 트롤리의 위치 서보제어기 설계

위치 서보제어기 $K_{xs}(s)$ 는 위에서 설계한 속도 서보제어기 $G_{vs}(s)$ 를 기초로 무프형상기법을 적용하여 설계한다. Fig. 3에서 위치 서보제어기의 구조를 보여준다. 여기서, $D(s)$ 는 속도 외란을 나타낸다. Fig. 4는 위치 서보제어기의 개루프 전달함수 $G_{xo}(s) = K_{xs}(s) G_{vs}(s) / s$ 의 보드선도(bode dia-

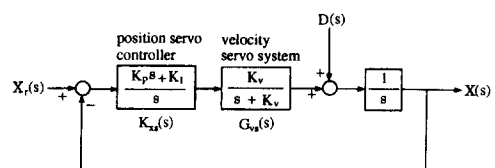


Fig. 3 Schematic diagram of position servo control system

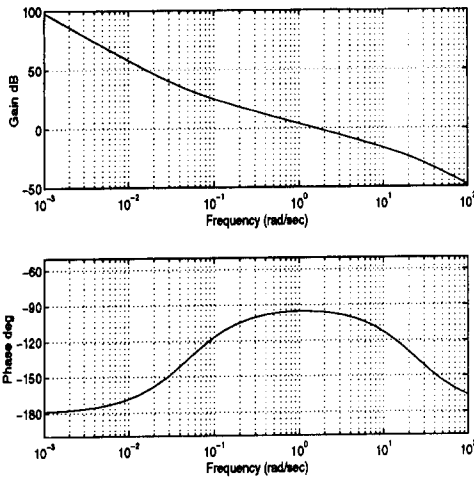


Fig. 4 Bode diagram of the open loop transfer function of the position servo control system

gram)를 보여준다.

$G_{xo}(s)$ 이득곡선의 기울기를, 저주파 영역에서는 명령추종 특성을 좋게하고 속도외란의 영향을 효과적으로 억제하기 위하여 -40 dB/dec로, 교차(crossover)주파수 부근에서는 충분한 위상여유(phase margin)를 확보하기 위하여 -20 dB/dec로, 고주파 영역에서는 모델 불확실성과 센서잡음의 영향을 최대한 줄이기 위하여 -40 dB/dec로 설계하였다. 또한, $G_{vs}(s)$ 의 대역폭(bandwidth) 및 모델링 오차를 고려하여 교차주파수를 설정하였다. 이 개루프 전달함수는 다음 식 (13)으로 나타낼 수 있다.

$$G_{xo}(s) = \frac{K_p s + K_I}{s} \cdot \frac{K_v}{s + K_v} \cdot \frac{1}{s} \quad (13)$$

여기서, K_p 는 위치제어 비례이득, K_I 는 적분제어 이득을 나타내며, $K_p=1.6$, $K_I=0.08$ 이다. 이때,

폐루프 전달함수 $G_{xs}(s)$ 는 아래와 같다.

$$G_{xs}(s) \equiv \frac{X}{X_r} = \frac{K_v(K_p s + K_I)}{s^3 + K_v s^2 + K_v K_p s + K_v K_I} \quad (14)$$

여기서, X 와 X_r 는 각각 x (트롤리 위치)와 x_r (위치 서보제어 입력)의 Laplace변환을 나타낸다.

3.3 부하의 흔들림각 제어기 설계

흔들림각 제어기 $K_\theta(s)$ 는 부하 흔들림 동특성에 대한 전달함수 $G_l(s)$ 와 위에서 설계한 트롤리의 위치 서보제어기 $G_{xs}(s)$ 에 기초하여 근궤적 선도를 이용하여 설계한다. 부하 흔들림 동특성에 대한 전달함수 $G_l(s)$ 은 부하 운동방정식 (4)로부터 다음과 같이 정의된다.

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

여기서, $\Theta(s)$ 는 θ 의 Laplace 변환을 나타낸다.

흔들림각 제어계를 포함한 전체 제어계의 구조를 Fig. 5에서 보여준다. 개루프 전달함수 $G_{\theta o}(s) = K_\theta(s) G_{xs}(s) G_l(s)$ 에서 $G_{xs}(s) G_l(s)$ 의 극점(pole)과 영점(zero)의 수와 위치를 고려하여, $K_\theta(s)$ 의 $s=0$ 과 $s=-K_n$ 에 영점들, $s=-K_I/K_p$ 와 $s=-K_d$ 에 극점들을 배치 하였다. 따라서, $G_{\theta o}(s)$ 는 다음과 같다.

$$G_{\theta o}(s) = K_a \cdot \frac{s + K_n}{s + K_d} \cdot \frac{K_v s}{s^3 + K_v s^2 + K_v K_p s + K_v K_I} \cdot \frac{s^2}{I s^2 + g} \quad (16)$$

여기서, K_a 는 흔들림각 제어기 이득이고, $K_n > K_d > 0$ 인 위상지연 보상기 $(s + K_n)/(s + K_d)$ 은 부하 흔들림에 감쇄 특성을 높이기 위하여 사용하였으며, $s/(K_p s + K_I)$ 는 위치제어기 $(K_p s + K_I)/s$ 와 상

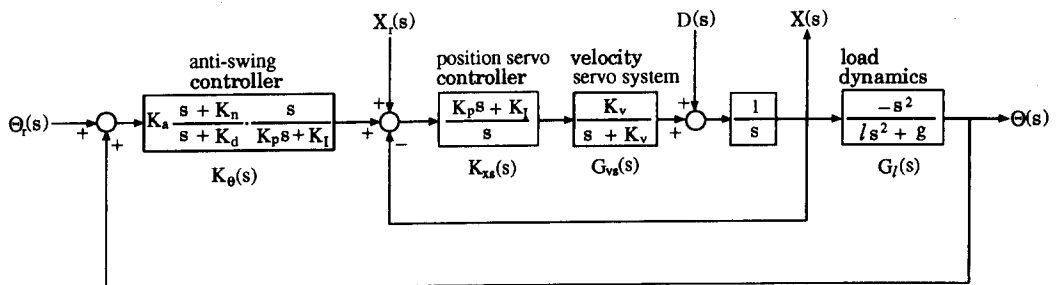


Fig. 5 Schematic diagram of overall control system

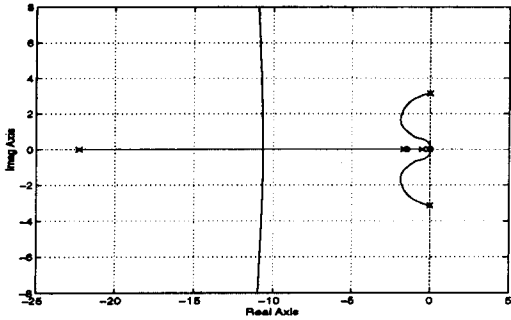


Fig. 6 Root locus of swing angle feedback control system

쇄시커 부하 흔들림각에 의한 속도 서보제어 입력, 즉, $K_{xs}(s)K_{\theta}(s)\Theta(s)$ 가 부하 흔들림각에 대하여 위상 지연 보상이 되도록 하였다.

Fig. 6은 줄길이 1 m, $K_n=1.5$, $K_d=0.6$ 일 때 $G_{\theta\theta}(s)$ 에 대한 근궤적이다. 흔들림각 제어계는 K_a 값에 관계없이 항상 안정함을 알 수 있다. 그러나, 트롤리 운동방정식에서 고주파 영역의 토크 서보제어기 동특성을 무시하였기 때문에 K_a 가 일정 한도 이상으로 커지면 불안정해질 수도 있다.

3.4 제어 시스템의 안정성 및 성능에 대한 검토

Fig. 3에서 위치 서보계는 안정하게 설계한 제어 요소이고, 이를 기초로 Fig. 5의 흔들림각 제어계를 안정하게 설계하였으므로 전체 제어시스템은 안정하다. 여기서는 Fig. 5의 각 입출력에 대한 전달함수를 이용하여 전체 제어시스템의 제어성능을 검토한다.

줄길이 1 m, $K_a=3.55$ 에 대하여 앞에서 구한 제어기 이득값을 사용하여 Fig. 5에서 각각의 입출력에 대한 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{X}{X_r} = \frac{38.4(s+0.05)(s+0.6)(s^2+9.8)}{G_c(s)} \quad (17)$$

$$\frac{X}{D} = \frac{s(s+0.6)(s+24)(s^2+9.8)}{G_c(s)} \quad (18)$$

$$\frac{\Theta}{X_r} = \frac{-38.4s^2(s+0.05)(s+0.6)}{G_c(s)} \quad (19)$$

$$\frac{\Theta}{D} = \frac{-s^3(s+0.6)(s+24)}{G_c(s)} \quad (20)$$

여기서, $G_c(s)$ 는 아래와 같으며, $G_c(s)=0$ 은 페루프 시스템의 특성방정식을 나타낸다.

$$G_c(s) = (s+0.052)(s+0.817)(s+3.096)(s+17.26) [(s+1.687)^2+1.472^2] \quad (21)$$

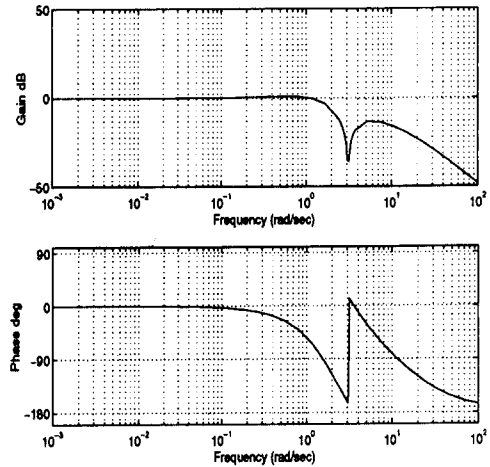
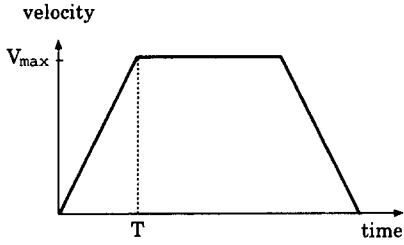


Fig. 7 Bode diagram of closed loop position control system

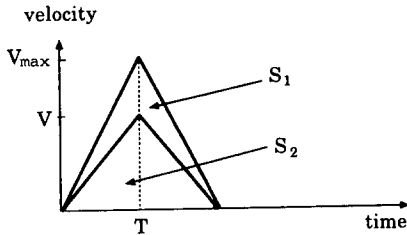
흔들림각 제어계가 안정하게 설계 되었으므로 식 (17)~(20)의 전달함수들은 모두 안정하다. 또한 식 (18) 및 식 (20)에 의하면 계단형태의 속도의뢰란 정상상태에서 트롤리 위치 및 부하 흔들림각에 영향을 주지 않는다. 특히 흔들림각은 램프(ramp) 및 포물선(parabola) 형태의 속도의뢰란에 대해서도 영향을 받지 않는다. 또한, 식 (19)에서 알수 있듯이 흔들림각은 계단 및 램프형태의 위치명령에 대해서 정상상태에서 항상 0이 된다. Fig. 7은 위치 페루프 전달함수 식 (17)의 보드선도를 보여주며, 대역폭은 약 2 rad/sec이다.

4. 트롤리 위치명령 생성

부하 운동방정식 (4)에 최대 가속도 및 속도가 유한하고 가감속 구간 끝에는 부하 흔들림이 없어야 된다는 조건하에 최적제어를 적용하면 Fig. 8의 트롤리 속도경로를 얻을 수 있다.⁽¹⁾ 여기에서 $T=2\pi\sqrt{l/g}$ 초로서 부하의 진동주기이며, V_{max} 는 모터에 의하여 움직일 수 있는 트롤리의 최대 속도이다. 만약 트롤리의 최대 가속도가 충분히 크지 않아서 한 주기(T) 이내에 V_{max} 로 가속할 수 없을 때는 $n(=1, 2, \dots)$ 주기 동안 가(감)속하면 된다. 이 속도경로는 부하에 초기 흔들림이 없으면 정지시에 흔들림을 발생시키지 않는다. 트롤리의 위치 명령은 속도경로를 적분함으로써 구한다. 이동거리가 Fig. 8(b)의 큰 삼각형 면적 S_1 보다 큰 경우 Fig. 8(a)의 사다리꼴 형태의 속도경로를 사용하



(a) Velocity profile for long distance



(b) Velocity profile for short distance

Fig. 8 Velocity profiles of the trolley

고, 이동거리가 S_1 보다 작을때는 Fig. 8(b)의 작은 삼각형 형태의 속도경로를 사용하여 위치명령을 생성한다.

5. 실험결과

본 연구에 사용된 모형 크레인은 포항제철 1선재 창고 B동 크레인과 동역학적으로 상사가 되도록 최대 가속도, 최대 속도, 최대 줄길이를 설정하였으며 구성도는 Fig. 9와 같다.

트롤리는 AC 서보모터로 구동된다. 모터에 부착된 엔코더(encoder)를 사용하면 트롤리 구동축 바퀴의 미끄러짐 때문에 위치 측정오차가 발생한다. 이 문제를 해결하기 위하여 트롤리 위치를 정확하게 측정할 수 있는 장치를 증분형 엔코더(incremental encoder)를 사용하여 제작 설치하였다. 또한 회전형 전위차계(rotary potentiometer)를 사용하여 제작된 흔들림각도 측정장치가 트롤리 하부에 장착되어 있다.

MC68040 CPU, A/D, D/A 및 디지털 입출력 보드를 장착한 VME bus시스템으로 제어기를 구성하였으며, OS-9을 실시간 운영체제(real-time operating system)로 사용하였다. 개발 호스트(development host)는 Unix 시스템으로서, 이것은 Ethernet을 통하여 VME bus시스템과 연결되어 있다.

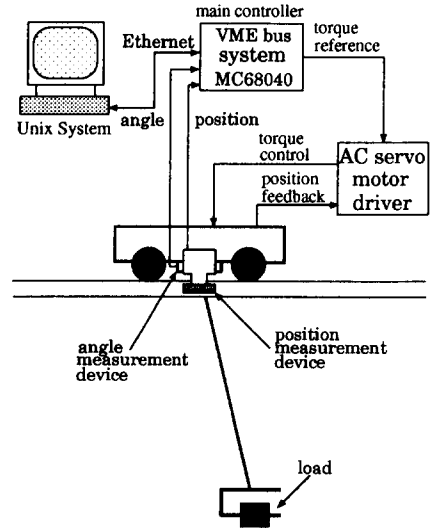
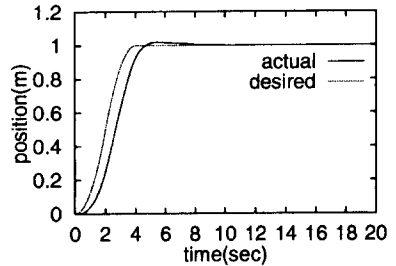
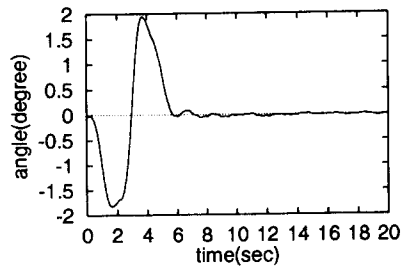


Fig. 9 Configuration of experiments



(a) Position of trolley

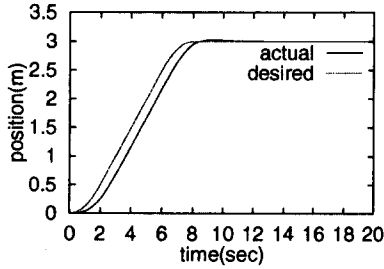


(b) Swing angle of load

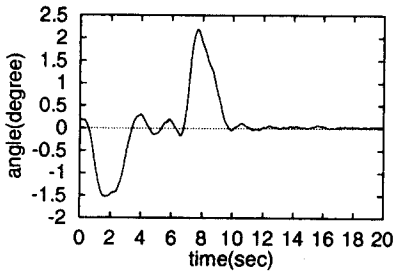
Fig. 10 Experimental results for 1m trolley displacement and 1m rope length

앞 절에서 설계한 속도 및 위치 서보제어로직과 흔들림각 제어로직은 앞에서 구한 제어이득을 사용하여 10(msec) 샘플링(sampling) 주기로 VME bus CPU 보드에서 구현되었다.

Fig. 10과 Fig. 11은 줄길이가 1 m일 때의 실험 결과이다. Fig. 10은 이동거리가 짧은(1 m) 경우

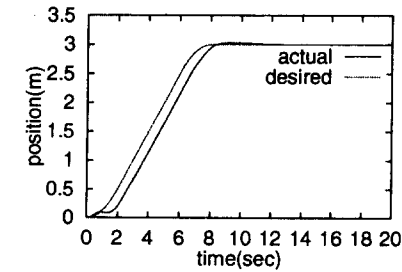


(a) Position of trolley

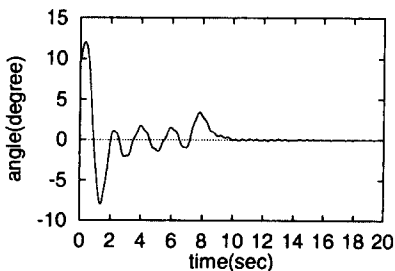


(b) Swing angle of load

Fig. 11 Experimental results for 3 m trolley displacement and 1m rope length



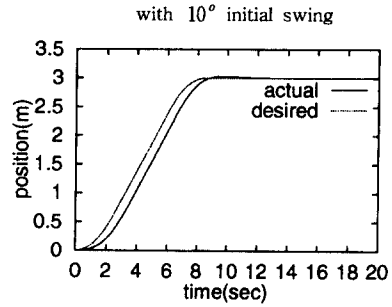
(a) Position of trolley



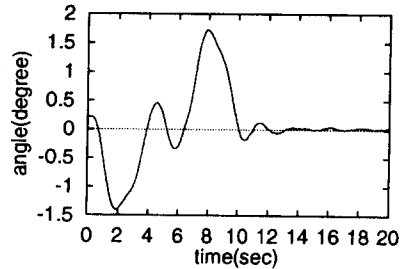
(b) Swing angle of load

Fig. 11 Experimental results for 3 m trolley displacement and 1m rope length with 10° initial swing

로서 Fig. 8(b)의 삼각형 속도경로를 적분한 위치 명령을 사용한 경우이며, Fig. 11은 이동거리가 긴 (3 m) 경우로서 Fig. 8(a)의 사다리꼴 속도경로를



(a) Position of trolley



(b) Swing angle of load

Fig. 13 Experimental results for 3 m trolley displacement and 1.5 m rope length

적분한 위치명령을 사용했을 때의 결과이다. Fig. 12는 부하에 약 10도의 초기 흔들림있는 경우의 실험이다. 초기 흔들림이 없는 Fig. 11과 비교할 때 거의 같은 시간내에 목표위치에 도달하면서 흔들림이 사라지는 것을 알 수 있다. Fig. 13은 줄길이 1.5 m, 이동거리가 3 m일 때의 실험결과이다. 위의 모든 경우에서, 정상상태의 트롤리 위치오차는 0이며, 목표위치에 도달하여 약 2초 후에는 흔들림이 거의 없어짐을 알 수 있다.

부하 흔들림에 최적 감쇄를 주는 K_a 는 줄길이의 함수로 나타낼 수 있으며, 본 실험에서는 줄길이가 1 m일 때에는 $K_a=3.55$, 1.5 m일 때에는 $K_a=5.03$ 를 사용하였다. 본 실험에서 사용한 부하 질량은 최소 5 kg에서 최대 30 kg에 이른다. 트롤리 동특성에 대한 부하 흔들림의 영향을 식 (8)에 의하여 보상하였기 때문에, 제어성능은 부하질량 변동에 영향을 받지 않으며 실험을 통하여 이를 확인 하였다.

6. 결 론

본 논문에서는 부하 흔들림을 효과적으로 감쇄시

키고 트롤리의 정밀한 위치제어를 가능하게 하는 크레인 제어로직을 트롤리와 부하 흔들림의 동특성에 기초하여 설계하였다. 이 제어로직은 트롤리 동특성에 대한 부하 흔들림의 영향을 보상하였기 때문에 '부하 질량이 트롤리 질량에 비하여 무시할 정도로 작아야 된다'는 기존의 제한 조건이 필요하지 않고, 제어성능이 부하 질량변동에 영향을 받지 않는다. 또한, 정상상태에서 트롤리 위치 오차와 부하 흔들림각도 오차가 0이 됨을 보장하고 트롤리 외란의 영향을 효과적으로 억제하는 것을 보였다.

또한, 본 논문에서 개발한 제어로직은 줄길이의 변화, 부하의 초기 흔들림, 부하의 질량변화, 트롤리 바퀴의 미끄러짐에도 불구하고, 트롤리의 목표 위치에서 위치오차를 0으로 만들고 흔들림을 효과적으로 감쇄시키는 강인한 제어로직임을 실험을 통하여 보여 주었다.

따라서, 본 연구에서 제안한 크레인 제어로직 및 설계방법은 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," 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) 윤지섭, 박병석, 이재설, 1989, "무진동 크레인의 제어 알고리즘 설계," 韓國自動制御學術大會論文集, pp. 260~265.
- (4) 김상봉, 신민생, 김환성, 정용길, 1991, "移動 Crane의 制御에 관한 研究," 한국정밀공학회지, 제8권, 제2호 pp. 47~56.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) 홍금식, 손성철, 이만형, 장국현, 1995, "컨테이너 크레인의 모델링 및 제어에 관한 연구," KACC, pp. 609~612.
- (8) 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.
- (9) Ji Sup Yoon, Byung Suk Park, Jae Sol Lee, and Hyun Soo Park, 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.
- (10) Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R., 1992, *Feedback Control Theory*, Macmillan Publishing Company, pp. 105~155.
- (11) Meirovitch, L., 1970, *Methods of Analytical Dynamics*, McGraw-Hill Book Company, pp. 209~262.