

최단시간 제어법을 이용한 크레인의 흔들림 방지제어

Anti-sway Control of Crane System using Time Optimal Control Method

이진우*·김상봉**

Jin-Woo Lee · Sang-Bong Kim

(1997년 1월 31일 접수, 1997년 9월 5일 채택)

ABSTRACT

In the control of crane system, the traversing time of the trolley must be reduced as much as possible and the swing must be stopped at the end point. To design the minimum time control system, Pontryagin maximum principle is applied. In order to implement the control algorithm, the dynamic equation is linearized at an equilibrium point, so that the linear time invariant state equation can be obtained. The overall performance of the closed loop system is evaluated by means of computer simulations and practical experiments in a broad range of working conditions. The effectiveness is proved through the experimental results for the anti-sway control of the load and the position control of trolley. It is expected that the proposed system will make an important contribution to the industrial fields.

1. 서론

오늘날 수많은 작업장에서는 단순하고 가벼운 부품등을 취급하는 호이스트 크레인이 다양하게 사용될 뿐만 아니라 특히 조선소나 항만등에서는 수십톤에서 수백톤에 이르는 중량물을 권상, 권하, 이송 또는 조립하기 위한 지브 크레인, 갠트리 크레인, 골리앗 크레인, 컨테이너 크레인등이 다량 사용되고 있다. 이들 모든 크레인에 공통적으

로 다음과 같은 사항들이 요구된다¹⁾.

첫째, 이송시 최종 목표점에서 흔들림없이 정확하게 중량물을 착하시켜야 한다.

둘째, 가능한 최단시간에 중량물을 출발점에서 착하점까지 옮겨야 한다.

셋째, 중량물의 이동중에 화물의 진동횟수가 적고, 또 진동도 작아서 화물이 무너지는 일이 없어야 한다.

즉 화물은 신속 정확하고 안전하게 이송시키는

* 한국산업안전공단

** 부경대학교

것이 크레인에 요구되는 점들이다. 이러한 조건들을 동시에 만족시키기 위해서는 크레인의 고성능화가 절실히 요구된다. 기존의 크레인 운전방법에 있어 크레인의 속도를 증가시켰을 경우 속도의 증가에 의한 가속중에 발생하는 흔들림은 크레인의 구조물과 건축물에 스트레스를 가하여 크레인 본체와 구조물 및 크레인 요소부품의 수명을 단축시키고 나아가서는 구조물의 붕괴와 같은 대형사고를 유발할 수 있다. 또한 최종 목표지점에서의 정확한 중량물 착하를 위해서는 작업자의 숙련도에 따라 조종작업이 다수 이루어져야 하므로 캐빈에 탑승하여 운전하는 오퍼레이터에게 육체적인 긴장과 스트레스를 가중시킬 뿐만 아니라 기계의 수명에도 영향을 주게된다. 이로 인하여 크레인 작업은 생산성이 저하되고, 설비 유지보수 관리비(Maintenance Cost)가 상승하여 안전성이 극히 저하하게 된다. 따라서 현재의 수동 조작은 흔들림 제어에 한계가 있으므로 이를 보완하기 위하여 기계적 단순부가 장치로서 유압식 동요방지장치나 전기식 동요방지장치 등을 부착하고 있으나 그 실효성이 미약하여 가피되고 있는 상태이다. 그러므로 흔들림 방지 시스템(Anti-Sway System)의 부착이 절실히 요구되고 있는 상황이다¹⁾.

본 논문에서는 흔들림 방지 제어법 중 최단시간 제어법⁴⁾을 사용하여 작업장에서 널리 사용되고 있는 천정크레인을 대상으로 흔들림 방지 시스템을 적용시켜 그 유효성을 검증하고자 한다.

흔들림 방지 시스템에 관하여 많은 연구가 행하여지고 있으나 크레인의 고효율, 고성능화에 적합한 최단시간 제어법을 이용한 흔들림 방지제어법의 경우 국내에서의 연구는 매우 미약한 상태이다.

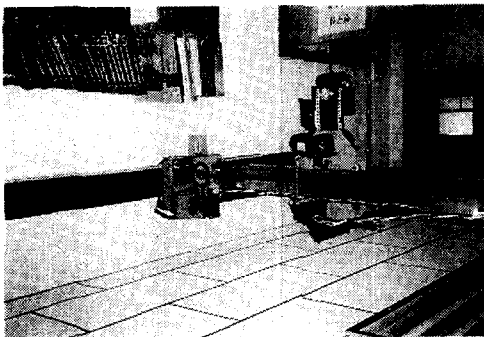


Photo. 1 Photograph of overhead crane system

본 흔들림 제어 시스템의 제어법은 트롤리의 주행구간을 3구간으로 나누어 화물의 높이가 주어질 경우 화물의 흔들림을 진자의 흔들림 운동으로 해석하여 흔들림을 최소화하는 방법이다.

이 경우 제어 구간을 가속구간, 정속구간, 감속구간으로 나누어 제어를 행하게 되며 어느 구간에서도 화물의 흔들림은 최소화되도록 하며 최종 착하점에서는 흔들림이 없이 화물을 안전하게 착하될 수 있도록 한다.

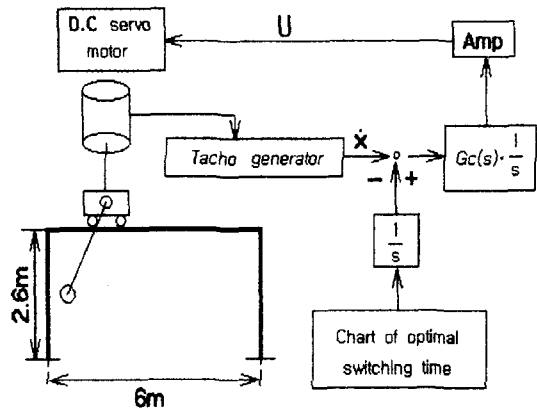


Fig. 1 Configuration of overhead crane apparatus

2. Overhead Crane의 제어

2.1 크레인 실험장치의 개요

Photo. 1은 실제 제작한 천정 크레인의 실물 사진이다. 본 장치는 철제 구조물의 뼈대에 알루미늄 레일을 부착하여 주행 레일을 제작하였고, 거드부는 알루미늄으로 횡행 레일부를 제작하였다. 레일부는 체인을 부착하여 미끄러움을 방지하였고, 동력원으로 트롤리의 주행부와 횡행부는 DC 서보모터(75V 300W 3000rpm)를 사용하였으며, 호이스트 구동은 BLDC(Brushless DC)모터(200V 50W 3000rpm)를 사용하였다. 그리고 트롤리와 거드의 위치제어는 2개의 포텐쇼메타(R, 500Ω, 0.1%)를 사용하고 중량물의 흔들림도 2개의 포텐쇼메타(J50s, 1kΩ, 0.25%)를 사용하였다. 호이스팅용 로프는 직경 1mm 플렉시블 와이어를 사용하였다.

2.2 모델링(Modeling)

최단시간제어에 있어서의 선행되는 제약 조건으

로 다음의 조건들이 요구된다.

(a) 대차의 구동력이 어떤 값 이하일 것. 즉, 가속도가 최대 허용치 α_m 이하일 것

(b) 위험 방지나 사고 대책을 위해 대차의 최대 속도가 제어 스피드 V_m 이하일 것

등이 있다. 이 조건들을 만족하고 최단시간제어의 결과 검증을 위해 실험 모델 크레인의 개념도를 Fig. 1에 보인다. Fig. 2는 크레인계의 좌표를 나타내고 있으며 여기서 기호 M, D, F, L, m, l, x, θ 등은 각각, 구동부를 포함한 대차의 등가 질량, 등가 점성 마찰계수, 대차의 구동력, 레일의 전체길이, 하물의 질량, 로프 길이, 출발점으로부터 대차까지의 거리, 로프의 진동각이다. 이때 대차계와 로프계의 운동방정식은

$$(M+m)\ddot{x} + D\dot{x} + ml\dot{\theta}^2 \sin\theta = ml\ddot{\theta} \cos\theta + F \quad (1)$$

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

로 된다. 또, $\theta \approx 0$ 로 하여 선형근사를 하면 $\sin\theta \approx 0$, $\cos\theta \approx 1$ 에 의해

$$\ddot{\theta} + \omega^2\theta = \frac{\ddot{x}}{l} \quad (3)$$

$$M\ddot{x} + D\dot{x} = -m(\ddot{x} - l\ddot{\theta}) + F \quad (4)$$

단,

$$\omega^2 = \frac{g}{l} \quad (5)$$

로 된다. 여기서 식(3)은 대차계, (4)는 로프계라 부르기도 한다.

여기서 식(4)를 사용하면 식(3)의 우변 제1항은 $d = -m(\ddot{x} - l\ddot{\theta}) = -mg\theta$

로 되어, 대차계는

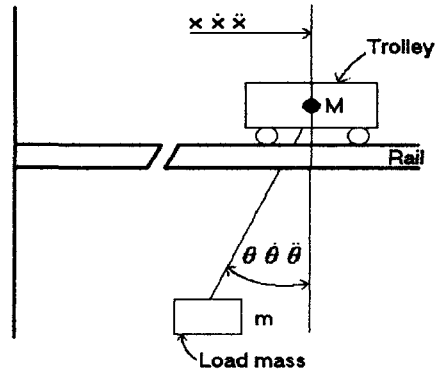
$$M\ddot{x} + D\dot{x} = d + F \quad (7)$$

로 된다. d는 로프계로부터 대차에 대한 장력이다. 이것을 외란이라 생각하면, Fig. 2와 같은 \dot{x} 에 대한 1형+고계인의 근사적 2형인 속도 서보계를 만들고,

\ddot{x} 가 자유롭게 제어된다고 가정하면, 식(3) 및 식(4)를 각각⁹⁾

$$\begin{cases} \ddot{x} = u_\alpha \\ \ddot{\theta} + \omega^2\theta = \frac{u_\alpha}{l} \end{cases} \quad (8)$$

로 둘 수 있다. 여기서 u_α 는 새로운 입력 변수이다. 여기서 식(8)을 행렬식으로 표현하면



[Trolley(Girder)]	[Rope system]
x : Position	l : Rope length
\dot{x} : Velocity	m : Load mass
\ddot{x} : Acceleration	θ : Swing angle
D : Coefficient of the damping	$\dot{\theta}$: Angular velocity
M : Mass of the trolley	$\ddot{\theta}$: Angular acceleration
L : Length of the rail	ω : Angular frequency of free swinging

Fig. 2 Coordinate of crane system

$$\begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{g}{l} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \theta \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} u_\alpha \quad (9)$$

으로 되고 다음 식으로 나타 낼 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + bu_\alpha \quad (10)$$

여기서

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{g}{l} & 0 \end{pmatrix}, \quad b = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

으로 되고,

$$\text{다음에 } \psi = \omega t [\text{rad}] \quad (11)$$

라 두고, 식(8)의 시간축을 ψ 로 변환하여, (a)의 제약 조건을 생각하면

$$\begin{cases} \ddot{x} = \frac{u_\alpha}{\omega^2} \\ \ddot{\theta} + \theta = \frac{u_\alpha}{g} \quad (|u_\alpha| \leq \alpha_m) \end{cases} \quad (12)$$

로 된다.

윗 식에서, 로프계의 상계적은 Fig. 3의 그림과 같이 $(0, u_\alpha/g)$ 를 중심, ψ 를 중심각으로 하여, 반시계방향으로 회전하는 단진동해로 된다. 이것이 흔들림 제어 대상의 기본식으로 된다. 또 식(12)로 변환 후의 \dot{x} 는 대차에 대한 실속도의 $1/\omega$

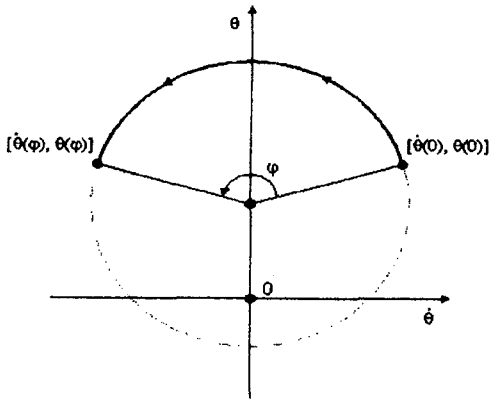


Fig. 3 Trajectory of phase and normalized time

배로 된다.

3. 최단시간 제어법을 이용한 제어계 설계

L이 비교적 길고, 대차의 속도가 V_m 을 초과할 경우, \dot{x} 가 V_m 에 도달할 때 $\dot{x}=V_m$ 의 속도로 대차를 주행하면, 등속 구간에서 최단시간에 목표 지점으로 이동할 수 있다. 더불어 Fig. 4와 같이, 등

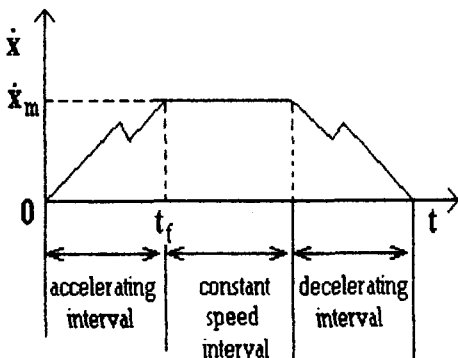


Fig. 4 Pattern of acceleration and velocity

속 구간의 전후에 가속 구간과 감속 구간을 설치하여, 이 사이의 시간을 최단시간으로 제어한다. 이 경우 등속 구간의 직전에서 화물의 진동 정지를 하면, 등속 구간 중에서는 화물의 진동은 없다. 감속 구간에서는 가속 구간의 역 패턴으로 제어하면 된다. 또, 감속 구간에 들어가는 위치는 가속 구간과 감속 구간에서 이동 거리가 같으므로, 전체 이송 거리로부터 가속 구간에서 이동 거리를 뺀 위치를

취하면 된다.

가속 구간에서의 최단시간제어의 문제를 보면, 이 경우 정식화는 이송 거리에 관계없으므로 $n=3$ 차원의 최적 제어 문제로 된다.

먼저 식(8)로부터

$$\ddot{x} = u_\alpha \dots\dots\dots (13)$$

$$\ddot{\theta} + \omega^2 \theta = \frac{u_\alpha}{l}$$

(단, $\omega^2 = \frac{g}{l}$ 이다.)

여기서 $v = \omega x$ (실속도)라 두면 식(12)는

$$\begin{cases} \dot{v} = \frac{u_\alpha}{\omega} \\ \ddot{\theta} + \theta = \frac{u_\alpha}{g} \quad (|u_\alpha| \leq \alpha_m) \end{cases} \dots\dots\dots (14)$$

로 되며, 또한 다음과 같이 스케일 변환시키면⁶⁾

$$v = \frac{\alpha_m}{\omega} p$$

$$\theta = \frac{\alpha_m}{g} \delta \dots\dots\dots (15)$$

$$u_\alpha = \alpha_m u$$

다음의, 정규화된 시스템으로 된다.

$$p = u, \quad \dot{\theta} + \theta = u \quad (|u| \leq 1) \dots\dots\dots (16a)$$

따라서, 크레인에 요구되는 첫째, 둘째 조건과 최단시간제어에 요구되는 두 가지 조건 (a), (b)를 만족하는 제어 시간은 뒷식에 대해

$$J = \int_0^{\psi_f} d\psi = \psi_f \dots\dots\dots (16b)$$

여기서 ψ_f 는 규격화된 가속 시간에서의 횡행 시간이고, 다음의 경계 조건 하에서

$$[p(0) \delta(0) \dot{\delta}(0)]^T = [0, 0, 0] \dots\dots\dots (16c)$$

$$[p(\psi_f) \delta(\psi_f) \dot{\delta}(\psi_f)]^T = [K_m, 0, 0] \dots\dots\dots (16d)$$

최소로 하는 문제로 정식화할 수 있다. 여기서 K_m 은 규격화된 제한 속도이며

$$K_m = \frac{\omega V_m}{\alpha_m} \dots\dots\dots (17)$$

로 주어진다.

이 문제의 해는 K_m 에 의해서 절환 횟수가 변하며, $2k\pi > K_m > 2(k-1)\pi > (k \geq 1)$ 에서의 절환은 $2k$ 회이다. 예를 들면, $k=2$ 일 때의 최적한 u 와 p 는 Fig. 5로 된다. 단, $(\delta, \dot{\delta})$ 의 상계적은 Fig. 6으로 된다.

단, 절환시각, ζ, η 의 2개 파라미터에 의해 정해지며

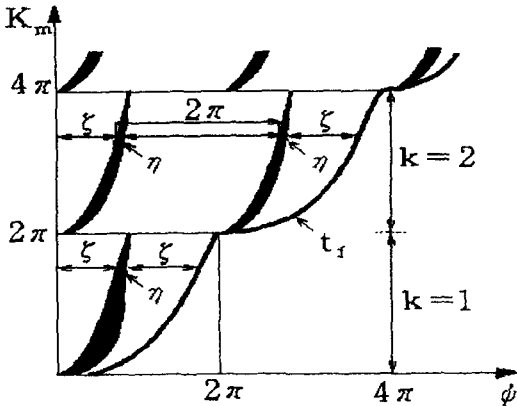


Fig. 5 Chart of the optimal switching time

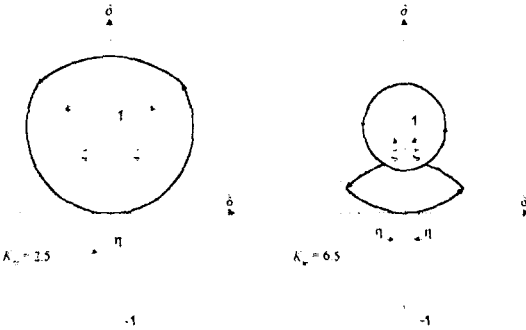


Fig. 6 Trajectory of phase

$$K_m = 2\zeta - (2k-1)\eta + 2(k-1)\pi \dots\dots\dots (18a)$$

$$\eta = 2 \tan^{-1} \left[\frac{\sin \zeta}{2k - \cos \zeta} \right] \dots\dots\dots (18b)$$

(단, $0 \leq \zeta \leq \pi$, $0 \leq \eta \leq \pi/2$)

의 관계식을 얻는다.

이 방법은 L이 길 때에는, 화물 흔들림 횟수도 적고, 그 진폭도 작다.

4. 실험결과

시뮬레이션에서 제어시간은 4초, 중량물의 무게는 2.1(kg), 로프의 길이 l은 1(m)로 선택하고, 트롤리의 최대속도 V_m 은 1.25(m/s), 순간 가속도 α_m 은 1.2(m/s²)으로 선택하였을 경우, 상태방정식의 행렬 A, b는:

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -9.8 & 0 \end{pmatrix}, \quad b = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

과 같으며, 이 때 샘플링시간 10(m/s²)으로 이산화하면, 이산화 상태 방정식은

$$x(k+1) = \Phi x(k) + \Gamma u(k)$$

로 된다.

$$\text{단, } \Phi = \begin{pmatrix} 1.0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.9995 & 0.01 \\ 0 & -0.0980 & 0.9995 \end{pmatrix}, \quad \Gamma = \begin{pmatrix} 0.01 \\ 0 \\ 0.01 \end{pmatrix}$$

여기서 가속구간의 경계조건은

$\phi < \zeta$ 일 경우 $u = \alpha_m$,

$\phi > \zeta$, $\phi < \zeta + \eta$ 일 경우 $u = -\alpha_m$,

$\phi > \zeta + \eta$ 일 경우 $u = \alpha_m$ 으로 된다.

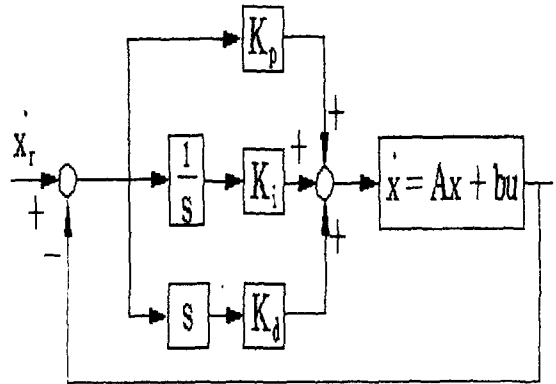


Fig. 7 Block diagram of PID controller

Fig. 4에 보인것과 같이 속도 패턴에 대해 Fig. 7과 같이 PID 속도제어계를 구성하여 시스템의 추종 성능을 개선시켰다.

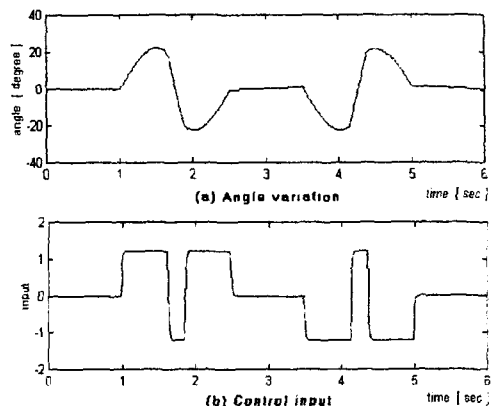


Fig. 8 Angle variation of rope for control input

Fig. 8은 시뮬레이션 결과로 흔들림 변화가 가

속도의 경계조건에 따라 변화될 때 제어가 되고 있는 것을 나타낸다. 즉 가속구간이 끝날 때 흔들림이 멈추고 정속구간에서는 흔들림없이 이동되고 있으며 감속구간에서도 흔들림이 방지됨을 알 수 있다.

Fig. 9에서는 시뮬레이션 결과로서 최단시간 제어법에 의해서 얻어지는 속도 패턴(점선)과 PID 속도 제어계에 의한 수치 모델의 응답(실선)을 볼 수 있으며 이를 통하여 제어시스템의 성능을 확인할 수 있다.

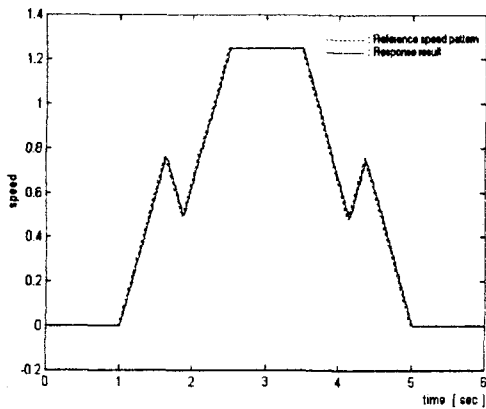


Fig. 9 Response of control system (simulation)

실제 제작한 실험 장치에서는 시뮬레이션과 동일하게 제어 시간은 4초, 중량물의 무게는 2.1 (kg), 로프의 길이 l은 1(m)로 설치되었다. 또한 레일의 길이와 장착된 DC 서보모터의 성능으로부터 트롤리의 최대속도 V_m 은 1.25[m/s]로 결정되었고, DC 서보모터의 성능과 레일 사이의 마찰력 등에 의한 트롤리의 순간 가속도 α_m 은 1.2[m/s²]로 주어졌다.

따라서 식(5)에 의해 $\omega = \sqrt{9.8/1}$ 로 되고 식(17)에 의해

$$K_m = \frac{\sqrt{9.8} \times 1.25}{1.2} = 3.26$$

으로 결정되어 Fig. 4에서 k=1일 경우의 제어법에 해당되고,

$$\zeta = \frac{\pi}{1.59} = 1.976$$

식(18b)에 의해

$$\eta = 2 \times \tan^{-1} \left(\frac{\sin \zeta}{2 \times k - \cos \zeta} \right) = 0.062$$

으로 결정된다.

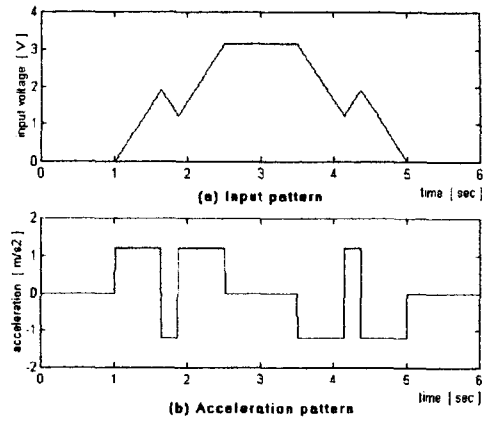


Fig. 10 Motor input and acceleration patterns

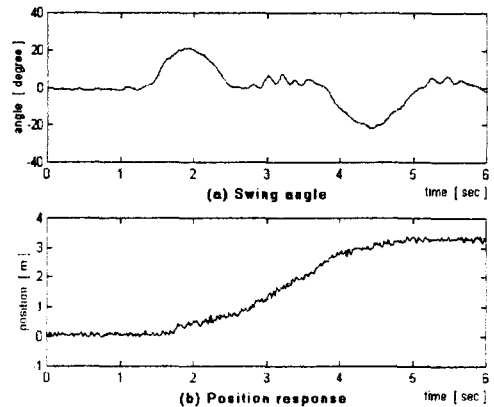


Fig. 11 Swing angle and position response of trolley

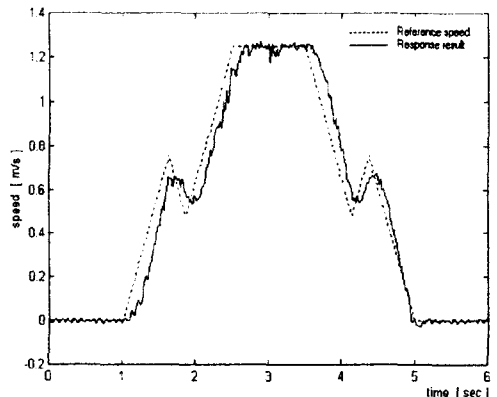


Fig. 12 Response of control system (experimentation)

샘플링타임은 10[ms]로 설정하고 속도 제어계

로 PID제어계를 구성하였으며 이때 K_p 는 비례항으로서 지령치와 측정된 위치 사이의 오차에 비례해서 모타를 구동하고 모타위치의 적은 변화를 정확히 제어하게 되며, K_i 는 적분항으로서 적분 상수가 곱해진 위치오차의 적분으로 구성되며 정상상태 오차에 대한 출력을 증가시킴으로써 정상상태의 오차를 제로로 만든다. 또한 K_d 는 미분항으로서 미분상수가 곱해진 오차의 변화율이며 시스템의 응답시간을 향상시킨다. 따라서 반복실험에 의해 $k_p=50.5$, $k_i=0.1$, $k_d=0.1$ 로 설정하였다.

Fig. 11의 (a)는 중량물의 흔들림 각도를 나타내고 있으며 가감속구간에서의 가속패턴에 따라 흔들림이 제어되어 정속구간과 정지점에 이를 때에는 흔들림이 대부분 제거되었으며 정속구간에서의 약간의 흔들림은 레일과의 마찰에 의한 거드부의 진동에 의한 것이다. (b)는 트롤리가 이동한 거리를 나타내고 있으며, 최단시간 제어법의 유효성을 그림에서 확인할 수 있다.

Fig. 12는 최단시간 제어법으로 얻어지는 속도 패턴(점선)과 PID속도 제어법을 이용하여 실제 시스템에서의 응답(실선)을 나타내고 있다. 그림에서도 나타나듯이 약간의 위상차가 나고 있음을 볼 수 있다. 위상차는 PID제어법의 단점으로 인해 나타난 결과라고 할 수 있다. 본 논문에서는 중량물의 흔들림 방지가 목적이므로 큰 문제화 되지는 않는다. 단 위상 지연을 보완하기 위한 방법으로는 진상 및 지상 제어등이 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 흔들림 방지제어법 중 최단시간 제어법을 이용하여 산업현장에서 널리 사용되고 있는 천정크레인에 적용시켜 실험을 통해 그 유효성을 입증하였다. 즉 가감속구간에서의 가속도 패턴의 가변으로 중량물의 흔들림을 제어하고, 정속구간에서는 최대 속도로 주행하여 이송시간을 최소로 함으로서 크레인의 고속화를 실현할 수 있다. 따라서 현재까지 진행된 연구 결과만으로도 현장에 실용화되어 투입 될 경우 상당한 기여를 할 것으로 전망되며 특히 짧은 시간에 고속으로 이루어지는 이송 작업의 경우 사람에게 의한 수동제어 보다 몇 배이상의 속도와 안정성을 기대할 수 있게

되었다. 그러나 단순히 최단시간 제어법만으로는 현장에서 사용되는 크레인들의 용도에 맞추어 제어를 행하기에는 어려움이 따른다. 실제 크레인 제어시는 바람과 같은 외란이 존재하므로 크레인 주행시 시작과 끝부분에서는 최적 레귤레이터법이 나, 서보계 설계법 등 다른 제어법과의 연계성이 필요하다. 앞으로 계속 진행되는 연구에서는 이점을 중점적으로 연구할 필요성이 있다는 것을 지적해 두고 싶다.

참 고 문 헌

- 1) C. F. Alsop, G. A. Forster and F. P. Holmes, "Ore Unloader Automation A Feasibility Study", IFAC 東京大會論文集, VII-2~VII-35, 1966.
- 2) 丸子, "パルスモータを用いたクレーンの振れ止め制御", 長岡技術科學大學卒業論文, 1979.
- 3) 北森, "クレーンの最適運轉法", 제3회 SICE 學術講演會告集, pp. 347~348, 1964.
- 4) 美多, 金井, "トロリの最大速度に注目したクレーンの最適運轉法", 計測自動制御學會論文集, Vol. 15, No. 6, pp. 833~838, 1979.
- 5) 山岸俊雄 "トロリの振止め制御", 第16회 自動制御聯合講演 前刷, pp. 353~354, 1969.
- 6) J. W. Auering and Thoger, "Time Optimal Control of Overhead Cranes with Hosting of Load", Automatica, Vol. 23, No. 4, pp. 437~447, 1987.
- 7) 김상봉, 신민생, 김환성, 정용길, "이동 크레인의 제어에 관한 연구", 한국정밀공학회지, Vol. 9, No. 1, pp. 47~56, 1991.
- 8) K. J. Astrom and B. Wittenmark, "Self-Tuning Controllers Based on Pole-Zero Placement", Proc. IEEE, Vol. 127, No. 3, pp. 120~130, 1980.
- 9) 이동철, 신민생, 김상봉, 하주식, "디지털 재설계법에 의한 크레인의 제어", 대한기계학회 논문집, Vol. 16, No. 1, 1992.
- 10) 신민생, 이동철, 김상봉, "콘테이너 크레인의 자동화에 관한 기초연구", 한국박용기관학회지, Vol. 18, No. 2, May, 1994.