

# 무진동 크레인 구현을 위한 속도경로설계 연구

윤자섭\*, 박병석\*

## Velocity Trajectory Planning for the Implementation of Anti-swing Crane

Ji Sup Yoon\*, Byung Suk Park\*

### Abstract

The velocity trajectory profile of trolley is designed to minimize both swinging while transportation of load and the stop position error at the final stop position. This profile is designed to be automatically programmed by the digital control algorithm when the length of chain and the desired travel distance are given as a priori. Also, to minimize both swinging and the stop position error the anti-swing controller which improves poor damping characteristics of the crane and the stop position controller are employed. The experimental results of sequential adaptation of the velocity trajectory profile and these two controllers show that this control scheme has excellent control performance as compared with that of the uncontrolled crane system.

**Keywords :** Anti-swing Control(무진동 제어), Stop Position Control(정지위치 제어), Velocity Trajectory(속도경로), Swing Angle(운반물 흔들림각도)

### 기호설명

$g$  Gravitational acceleration ( $980 \text{ cm/sec}^2$ )  
 $k_a$  Anti-swing controller gain ( $\text{cm/sec}/\text{deg}$ )

$k_p$  Position controller gain ( $1/\text{sec}$ )

$l$  Rope Length (cm)

$T_1$  Transition time between constant speed  
and anti-swing control interval (sec)

\* 한국원자력연구소 부설원자력환경관리센터  
연구시설건설사업실

|                                       |                                                                                            |
|---------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|
| $T_2$                                 | Transition time between anti-swing control and pre-programmed deceleration intervals (sec) |
| $T_3$                                 | Transition time between linear and parabolic deceleration intervals (sec)                  |
| $T_4$                                 | Transition time between pre-programmed deceleration and position control intervals (sec)   |
| $T_s$                                 | Swing period of object (sec)                                                               |
| $T_s$                                 | Sampling time (sec)                                                                        |
| $x, \dot{x}, \ddot{x}$                | Trolley position, speed, and acceleration (cm, cm/sec, cm/sec <sup>2</sup> )               |
| $\dot{x}_d, \dot{x}_{max}$            | Desired speed and maximum speed of trolley (cm/sec)                                        |
| $\alpha$                              | Linear deceleration (cm/sec <sup>2</sup> )                                                 |
| $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ | Swing angle, velocity, and acceleration (deg, deg/sec, deg/sec <sup>2</sup> )              |
| $\omega_n$                            | Natural frequency of swinging object (rad/sec)                                             |
| $d_x$                                 | Travelled distance at pre-programmed deceleration interval (cm)                            |

운반물의 흔들림을 제거 하였다. 이 방식은 흔들림을 측정하지 않는 개회로(open loop) 제어방식으로 로프의 길이가 변화함에 따라 즉, 운반물의 흔들림 주기가 변화됨에 따라 속도경로계획을 그때의 상황에 맞도록 변화시켜 주어야 하는 번거로움이 있고, 또한 이송도중 운반물이 다른 물체와 충돌할 경우 흔들림을 제거할 수 없는 단점이 있다.

Eimei Ohnishi 등<sup>4)</sup>은 무진동 제어기(anti-swing controller)와 X-Y 플로터의 구동원리를 이용한 각도 측정장치를 고안하여 운반물의 흔들림을 직접 귀환(feedback)시키는 폐회로(closed loop) 제어기를 설계하였다. 이와 같은 폐회로 제어방법의 장점은 개회로 제어방법에서 외란(충돌) 혹은 상태변수(출길이)가 변화함에 따라 흔들림 제어특성이 변화되는 문제점을 해결해 줄 수 있다. 그러나, 운반물을 이송하는 전 구간에서 이와 같은 폐회로 제어기만을 적용할 경우에는 최종 위치에서의 정지위치 오차를 제거할 수 없다.

이동철 등<sup>5)</sup>은 임의로 가해진 외란에 대해서 단 시간 내에 진자의 진동을 억제시키면서 최종 이송위치가 변화하더라도 위치오차를 줄일 수 있도록 디지털 재설계법(digital redesign)에 의한 제어기 개발에 관한 연구를 수행하여 흔들림 및 위치오차를 만족할 만큼 제거시킬 수 있었다.

원자력연구소에서는 1989년부터 현재까지 축소규모 및 실증규모의 무진동 크레인을 개발하였으며, 폐회로 제어방식을 이용하여 이송도중의 운반물의 흔들림과 정지 위치에서의 흔들림 및 이송오차를 제어할 수 있는 제어기를 개발하였고, 퍼지(fuzzy) 방식을 이용한 무진동 알고리즘도 개발하였다.<sup>6,7,8,9)</sup>

본 연구에서는 개회로와 폐회로 제어방법의 단점을 보완하기 위하여 먼저 운반물의 흔들림과 이송거리를 측정하여 이를 귀환제어 하는 무진동 및 위치제어기를 설계 적용하였으며, 계의 출력변수를 운반물의 흔들림, 이송위치 및 이송속도에 따라 적절히 변화시켜 주는 이송속도 경로계획을 설계하였다. 이 계획은 크레인 작업의 자동화를 위하여 작업자가 이송구간을 지시하면 주어진 구간에 따라 자동으로 설정될 수 있도록 디지털 제어 알고리즘으로 구성하였다. 제시된 알고리즘의 성능을 평가하기 위해서 교류 서보전동기(servo motor)를 사용한 소규모 실험장치를 구성하여 제어되지 않은 기존 크레인의 성능과 비교하였다.

산업시설에서 무거운 운반물을 이송할 때 크레인이 효율적으로 사용되나, 이송작업에서 발생되는 운반물의 흔들림은 작업효율을 저하시키는 요인으로 작용된다. 즉, 운반물의 이송초기에 크레인의 가속으로 인하여 운반물은 이송도중 흔들리게 되고, 또한 이송 도중의 예기치 않은 충돌이나 정지지점에서의 감속 등으로 운반물은 더욱 흔들리게 된다. 이와 같은 운반물의 흔들림은 안전사고의 원인이 되며, 또한 목표지점에서 흔들림은 다음 작업의 진행을 어렵게 한다. 실제 산업현장에서는 이와 같은 현상이 숙련된 크레인 조작자에 의하여 어느정도 극복되고 있으나, 근본적인 해결책은 되지 못한다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위하여 이송할 때 혹은 정지한 상태에서 운반물의 흔들림을 제거할 수 있는 무진동 크레인(anti-swing crane)의 구현에 관한 많은 연구가 수행되었다.

미국의 SNL(Sandia National Laboratory)과 ORNL(Oak Ridge National Laboratory)<sup>1,2,3)</sup>에서는 동특성을 고려하여 크레인의 가속도를 제어함으로써

## 2. 무진동 크레인의 제어알고리즘

무진동 크레인은 흔들림 각도를 제어하는 무진동 제어(anti-swing control)와 최종이송위치를 제어하는 정지위치 제어(stop position control)의 두가지 방법을 병행하여야 한다. 위의 두가지 제어기를 계(system)의 상태에 따라 적절히 적용시키기 위해서는 이송 속도 경로계획을 수립하여야 하며 이는 다음과 같다.

### i) 초기가속 및 무진동 제어구간

초기구간에 크레인을 급가속시켜 속도가 최고값에 도달하면 무진동 제어기를 적용하여 최고속도에서 운반물이 이송될 때 흔들림이 일어나지 않게 한다.

### ii) 프로그램 감속구간

무진동 제어구간에서 최고속도로 구동되고 있는 크레인을 서서히 감속시킨다.

### iii) 정지위치 제어구간

최종이송거리 오차가 0인 상태에서 정지시킨다.

### (1) 수학적 모델링

Fig 1에서 체인(chain)의 무게는 중량물에 비하여 상대적으로 매우 작기 때문에 무시하고, 또한 운반물의 흔들림 각도가 작다고 가정하면 운반물과 크레인의 수학적 모델은 다음과 같다<sup>10,11)</sup>.

$$l\ddot{\theta} + 2i\dot{\theta} + g\theta = \ddot{x} \quad (1)$$

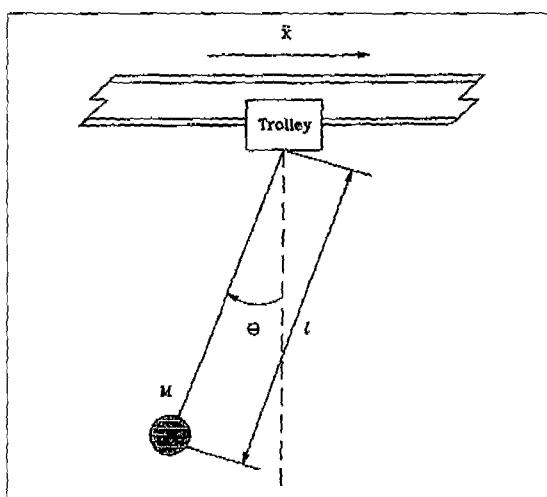


Fig. 1 Schematic diagram of overhead crane

여기서  $\theta$ 는 진동각도,  $\ddot{x}$ 는 크레인의 가속도,  $l$ 은 체인의 길이,  $g$ 는 중력가속도를 나타낸다. 운반물의 이송도중 체인의 길이가 변화되지 않는다고 가정하면 식 (1)은

$$l\ddot{\theta} + g\theta = \ddot{x} \quad (2)$$

와 같이 표시된다. 식 (2)에서 보는 바와 같이 천정 크레인 시스템은 감쇠비가 0인 전형적인 2차계(second order system)임을 알 수 있다. 따라서 충분한 감쇠비를 부가하기 위해서는 진동각도의 변화율( $\dot{\theta}$ )을 측정하여 제어입력( $\ddot{x}$ )을 다음과 같이 귀환시켜야 한다.

$$\ddot{x} = -k_d\dot{\theta} \quad (3)$$

여기서  $k_d$ 는 무진동 제어개인을 나타낸다. 식 (3)의 무진동 제어기를 식 (2)에 적용하면 제어된 크레인 시스템을 다음과 같다.

$$\ddot{\theta} + 2\zeta\omega_n\dot{\theta} + \omega_n^2\theta = 0 \quad (4)$$

$$\text{여기서, } \omega_n = \sqrt{g/l}, \zeta = k_d / \sqrt{gl}$$

식 (3)과 (4)에서 무진동 제어개인( $k_d$ )을 적절히 선택함으로써 운반물의 흔들림운동에 충분한 감쇠효과를 줄 수 있다.

식 (3)의 무진동 제어기에는 크레인의 동특성이 고려되어야 하는데, 크레인의 주파수특성실험 결과 식 (4)의 고유진동수( $\omega_n$ ); 체인 길이 1.6m의 경우 약 0.39 Hz에 비하여 훨씬 빠른 동특성(응답주파수는 10 Hz 부근에서 -3 dB 감소)을 나타내었기 때문에 크레인의 동특성은 무시할 수 있다. 식 (3)의 무진동 제어기를 구현하기 위해서는 실제 전동기의 가속도를 제어하여야 하는데 이는 상당히 어려운 일이다. 즉, 상용화된 가속도 측정기는 대개 10g 이상을 측정하도록 제작되어 있으며 연구목적에 부합되는 1g 이하의 것은 그 부피가 상당히 크기 때문에 적합한 가속도 측정기를 선택할 수 없으며, 또한 가속도 측정기의 출력신호는 고주파수의 전기 소음(noise)이 포함되기 때문에, 본 연구에서는 가속도의 적분변수인 속도를 제어하였다. 즉, 식 (3)의 제어기를 디지털 제어기로 전환시키면 다음과 같다.

$$\frac{\dot{x}(k+1) - \dot{x}(k)}{T_s} = -k_d \frac{\theta(k) - \theta(k-1)}{T_s}$$

$$\dot{x}(k+1) - \dot{x}(k) = -k_d \{\theta(k) - \theta(k-1)\} \quad (5)$$

여기서  $T_s$ 는 샘플링 시간(sampling time)이다. 크레인 전동기의 속도제어 시스템에서 입출력 속도사이에 오차가 없다고 가정하면  $\dot{x}(k) = \dot{x}_d(k-1)$ 이므로 식(5)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_d(k) - \dot{x}_d(k-1) = -k_d \{\theta(k) - \theta(k-1)\} \quad (6)$$

## (2) 이송속도 경로계획

이송속도의 경로는 크레인의 무리한 구동을 방지하기 위하여 사다리꼴 과정을 선택하였으며, Fig 2에서 보는 바와 같이 초기 가속구간, 무진동 제어구간, 프로그램 감속구간 및 정지위치 제어구간으로 나뉜다. 각 구간의 이송속도 경로계획 및 제어기의 전환방법은 다음과 같다.

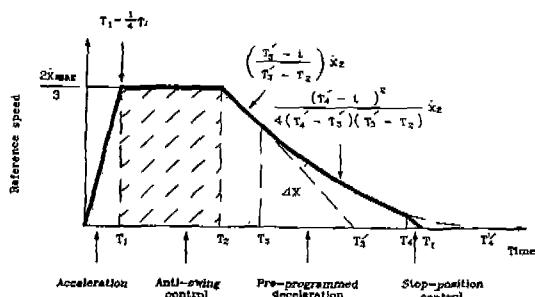


Fig. 2 Velocity profile of overhead crane

### 가. 초기 가속 및 무진동 제어구간

크레인에 계단(step) 형의 속도입력을 넣어주어 크레인을 최고가속도로 구동시키면 정지하고 있던 운반물을 뒤 쪽으로 움직이다 이송시간이 전자주기( $T_1$ )의  $1/4$ 이 되는 시점(진동각도가 최고인 시점) 이후부터는 운반물은 앞쪽으로 움직이려 한다. 이와 같은 현상을 고려하여 무진동 제어기를 적용하는 시점( $T_1$ )과 초기 계산속도 입력의 크기( $\dot{x}_d$ ,  $0 \leq t < T_1$ )는 다음과 같이 결정한다. 제어기 적용시점( $T_1$ )을 전자주기의  $1/4$ 보다 작은 시점(운반물이 뒤로 움직이고 있는 경우,  $T_1 < 1/4 T_1$ )

으로 결정하면 뒤로 움직이고 있는 운반물을 앞으로 움직이게 하기 위하여 초기속도로 구동되고 있는 크레인을 감속시켜야 하며 이 경우 전체 이송시간이 증가하게 된다. 반면,  $T_1 = 1/4 T_1$ 로 결정하면 이 시점 이후부터는 앞으로 향하려는 운반물로 뒤로 쓸리게 하기 위하여 크레인이 가속되어 전체 이송시간을 단축시킬 수 있다. 따라서,  $T_1$ 은  $1/4 T_1$ 로 결정하였으며, 초기계단형 속도입력의 크기는  $T_1$  시점 이후 속도가 증가되어야 하므로 구동 가능한 최고속도( $\dot{x}_{max}$ ) 이내에서 전체 이송시간의 단축과  $T_1$  시점 이후의 혼들림 감쇠현상 등을 고려하여 설정한다. 실제 현장 적용시에는 최종 이송시간을 고려하여 결정하는 것이 유리하며 본 실험에서는 초기 속도를 최고속도의  $2/3$  값으로 설정하였다. 즉,

$$\dot{x}_d = 0, \quad at \quad t < 0$$

$$\dot{x}_d = 2/3 \dot{x}_{max}, \quad at \quad 0 \leq t < 1/4 T_1 = T_1 \quad (7)$$

$$\dot{x}_d(k) = -k_d \{\theta(k) - \theta(k-1)\} + \dot{x}_d(k-1),$$

$$if |\dot{x}_d(k)| \leq \dot{x}_{max} \quad at \quad T_1 \leq t < T_2$$

$$\dot{x}_d(k) = \text{sgn}(\dot{x}_d(k)) \dot{x}_{max}, \quad if |\dot{x}_d(k)| > \dot{x}_{max} \quad (8)$$

### 나. 프로그램 감속구간

무진동제어에 의하여 혼들림이 제거된 운반물을 다시 혼들리지 않게 정확한 위치에 정지시키기 위하여 이송속도를 감속시키는 구간으로 2차에 걸친 감속구간을 갖는다. 즉, 이송속도를 선형적으로 급감속시켜 이송시간을 단축시키는 구간과 정지하기 직전에 포물선의 형태로 서서히 감속시켜 혼들림이 다시 발생하지 않도록 하는 구간이다.

프로그램 감속구간으로의 전환시점( $T_2$ )의 결정 방법은 다음과 같다. 프로그램 감속구간 동안의 이송거리( $\Delta x$ )는 미리 주어지는 값이기 때문에 원하는 이송거리( $x_d$ )에서  $\Delta x$ 를 뺀 위치( $x_d - \Delta x$ )에 크레인이 도달하면 무진동 제어에서 프로그램 감속구간으로 전환시킨다. 이를 수식으로 나타내면

$$|x - (x_d - \Delta x)| < \varepsilon = 1\text{cm}, \quad at \quad t = T_2 \quad (9)$$

와 같다. 선형감속 및 포물선감속의 전환시점( $T_2$ )은 운반물의 진동각도를 고려하여 실험적으로 결정하였으며 전체 감속시간( $T_2' - T_2$ )의 약  $1/5$  시간이 경과한 시점

으로 결정할 때 운반물의 잔여진동이 가장 감소됨을 관찰하였다.

$$T_s = (T_4' - T_2) / 5 + T_2 = 2T_3' - T_4' \quad (10)$$

$t = T_4'$  시점의 전후에서 이송가속도는 변화되지 않아야 하므로 지령속도와 이송가속도의 궤적에는 불연속점이 없어야 한다. 이를 만족시키는 입력속도를 구하면 다음과 같다.

$$\dot{x}_d = \frac{(T_3' - t)}{(T_3' - T_2)} \dot{x}_{d2}, \text{ at } T_2 \leq t < T_3 \quad (11)$$

$$\dot{x}_d = \frac{(T_4' - t)^2}{4(T_4' - T_3')(T_3' - T_2)} \dot{x}_{d2}, \text{ at } T_3 \leq t < T_4 \quad (12)$$

여기서  $T_3'$ 과  $T_4'$ 는 다음과 같이 결정된다.  $t=T_2$ 에서  $T_4'$ 까지의 선형감속률을  $\alpha$ 라고 놓으면  $T_3'$ 는

$$T_3' = T_2 + \frac{\dot{x}_{d2}}{\alpha} \quad (13)$$

와 같이 표시될 수 있으며 식 (10)과 식 (13)으로부터  $T_3$ 과  $T_4'$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_3 = T_2 + \frac{1}{3} \frac{\dot{x}_{d2}}{\alpha}$$

$$T_4' = T_2 + \frac{5}{3} \frac{\dot{x}_{d2}}{\alpha} \quad (14)$$

또한, 감속구간서 이송되어야 할 거리( $\Delta x$ )는 식 (11)과 식 (12)를 각 구간별로 적분하여 합함으로써 얻어진다. 즉,

$$\Delta x = \int_{T_2}^{T_3} \left( \frac{(T_3' - t)}{(T_3' - T_2)} \dot{x}_{d2} \right) dt$$

$$+ \int_{T_3}^{T_4'} \left( \frac{(T_4' - t)^2}{4(T_4' - T_3')(T_3' - T_2)} \dot{x}_{d2} \right) dt \quad (15)$$

식 (15)에 식 (13)과 식 (14)를 대입하면  $\Delta x$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\Delta x = \frac{31}{54} \frac{\dot{x}_{d2}^2}{\alpha} \quad (16)$$

따라서,  $T_3'$ 와  $T_4'$ 는 주어진 거리  $\Delta x$ 와  $t=T_2$  시점에 측정된  $\dot{x}_{d2}$ 를 이용하여 컴퓨터에 의하여 다음과 같이 자동으로 계산된다.

$$T_3' = T_2 + \frac{54}{31} \frac{\Delta x}{\dot{x}_{d2}}$$

$$T_4' = T_2 + \frac{90}{31} \frac{\Delta x}{\dot{x}_{d2}} \quad (17)$$

#### 다. 정지위치 제어구간

운반물이 정지하기 직전 최종 이송위치오차를 제거하기 위하여 이송속도( $\dot{x}$ )가 상당히 감소된 시점( $T_4'$ )에서 정지위치 제어구간으로 전환하며 이때의 제어 알고리즘은 다음과 같다.

$$\dot{x}_d(k) = k_p \{x_d - x(k-1)\}, \text{ if } \dot{x}_d(k) \leq \dot{x}_{dpre}(k) < \varepsilon,$$

$$\varepsilon = 2 \text{ cm/sec} \quad \text{at } t = T_4$$

$$\dot{x}_d(k) = \dot{x}_{dpre}(k), \text{ if } \dot{x}_d(k) \geq \dot{x}_{dpre}(k) \quad (18)$$

여기서  $k_p$ 는 위치제어 계인이며, 공식  $\dot{x}_{dpre}(k)$ 는 식 (12)에 의하여 계산된 값을 나타낸다. 즉, 이송위치오차에 비례하여 입력속도를 계산하되 감속구간에서 계산된 속도보다 를 경우는 식 (12)의 계산속도로 이송시킨다.

### 3. 실험장치의 구성

#### (1) 구동시스템의 설계 및 제작

기존의 천정크레인은 크게 교류전동기, 제동장치, 감속기와 출(체인 혹은 로프)로 구성되어 있다. 본 연구에서는 기존의 크레인에 개발된 제어법칙이 직접 적용될 수 있도록 실험장치를 기존의 크레인과 같은 구조로 제작하되 교류전동기를 교류 서보전동기로, 감속기 이하 모터 드라이버(harmonic driver)로 교체하였으며 교류 서보전동기의 구동변위 및 속도를 측정하기 위하여 레졸버(Resolver)를 사용하였다. 레일 위를 주행하는 트롤리(trolley)는 상업적으로 개발되어 있는 기어형 트롤리를 개조하였다. 실제 산업현장에서 사용

되는 대부분 일반 크레인의 최고 구동속도가 20~30 cm/sec인 점을 고려하여 트롤리를 구동에 사용된 모터는 트롤리를 최대 30 cm/sec 까지 구동시킬 수 있도록 하였다. 운반물의 흔들림각도를 측정하는 각도측정기는 상용화 되어 있지 않기 때문에 본 연구에서는 간단한 조이스틱(joystick) 방식의 각도측정기(Fig 3)를 개발하였다. 이의 작동원리는 전위차계(potentiometer)를 장착한 두개의 회전형 미끄럼바(slide bar)를 서로 수직으로 교차시키고, 그 사이로 체인을 관통시켰으며 체인의 흔들림량에 비례하여 전위차계에서 발생하는 아날로그 값을 흔들림 각도로 환산한다. 실험장치의 주요 제원은 표1에서 보는 바와 같다.

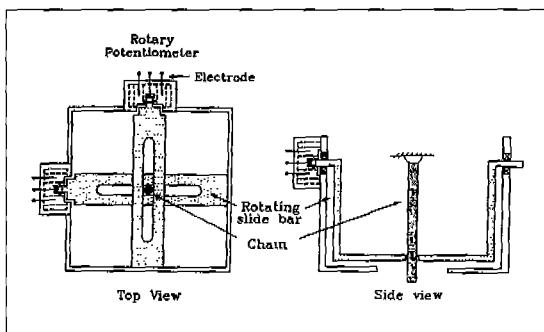


Fig. 3 Swing angle measuring device

팀각도( $\theta$ ) 및 이송위치( $x$ )를 IBM 386PC에 입·출력 될 수 있도록 하였다. 또한 디지털 알고리즘에서의 샘플링 주기( $T_s$ )의 진동주기( $T_1$ )와 트롤리 구동시스템의 동특성(약 10 Hz 정도)을 고려하여 150 msec로 결정하였다.

Table 1. 무진동 크레인 실험장치의 주요제원

|       |                      |                           |
|-------|----------------------|---------------------------|
|       | Model                | TOEI VLBSR A00540         |
| AC    | Power                | 50W, 220V, 1.2A           |
| Servo | Max. Torque          | 1.34N·m                   |
| Motor | Max. Current         | 6.6A                      |
|       | Max. Speed           | 4000rpm                   |
|       | Resolver             | 2V/1000rpm, Max. 5000rpm  |
|       | Motor Driver         | TOEI VLTT 010PN           |
|       | Reduction Gear       | Harmonic Driver, 1/50     |
|       | Trolley              | Ratio 1/1, Wheel Dia. 8cm |
|       | Chain Length         | 163cm                     |
|       | Experimental Weights | 16, 32, 60, 100kg         |

#### 4. 실험 및 실험결과 분석

2장에서 제시된 두가지 제어시스템의 특성을 조사하고 최적의 제어상수를 결정하기 위하여, 다음 각각의 경우에 대하여 실험을 수행하였다.

##### (1) 무진동 제어기 실험

실험장치에서 운반물이 흔들릴 수 있는 최대 흔들림각도는 크레인을 일정속도(20 cm/sec)로 구동하다가 갑자기 정지시켰을 때 발생하며(Fig 6 참조) 그 값은 대략 5.5도 정도가 되며 반복실험 결과 대략 6도 미만의 값을 갖는다. 따라서, 이와 같은 최악의 조건에서 무진동 제어기가 적용될 수 있는지를 조사하기 위하여 운반물을 6도만큼 가진시킨 상태에서 식 (6)의 무진동 제어기의 제어계인( $k_d$ )을 각각 3, 5, 7 cm/sec/deg(각각 감쇠계수 0.22, 0.36, 0.50에 해당)로 변화시켜 가며 제어했을 때의 입력속도( $\dot{x}_d$ ), 흔들림각도( $\theta$ ) 및 이송위치( $x$ ) 응답 곡선을 구하여 Fig 5에 도시하였다.

Fig 5-(b)에서  $k_d=3$ 인 경우에는 운반물의 흔들림각도응답은 무진동 제어기가 적용됨에 따라 진자주기( $T_1 = 2.56\text{sec}$ )의 반이 되는 시점(1.28 sec)에서 2도 정도, 다음 진자주기가 되는 시점(2.56 sec)에서는

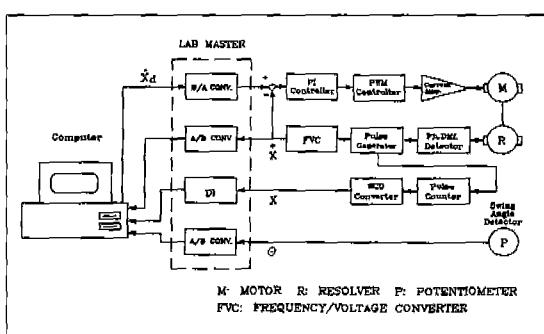


Fig. 4 Block diagram of electronics control system

##### (2) 컴퓨터 접속(Computer Interface)

Fig 4는 무진동 크레인 실험장치와 컴퓨터와의 접속 관계를 나타낸다. 즉, 1×D/A, 2×A/D 및 24 bit DIO(Digital Input/Output)를 갖는 LAB Master 를 사용하여 각각 입력속도( $\dot{x}_d$ ), 출력속도( $\dot{x}$ ), 흔들

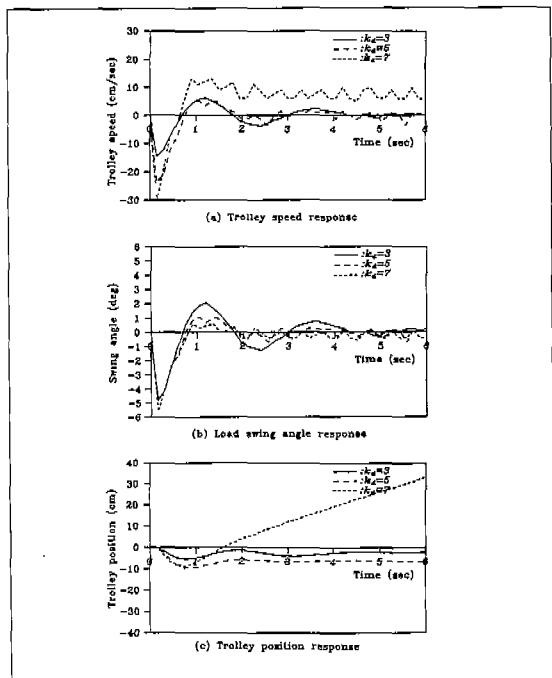


Fig. 5 Response characteristics of anti-swing controller with various anti-swing gains

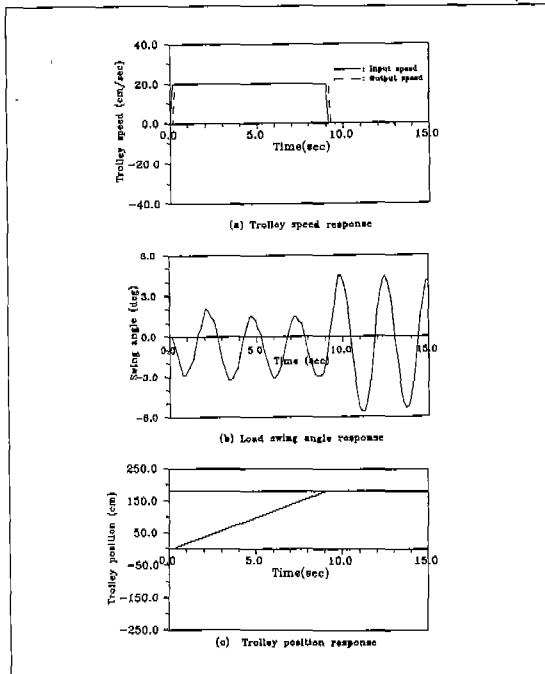


Fig. 6 Response characteristics of uncontrolled overhead crane (speed=20cm/sec, distance =180cm)

-1.2도 정도로 만족할 만한 감쇠특성을 갖음을 알 수 있다.

이와 같은 혼들림 운동에 따라 크레인의 입력속도 응답은 Fig 5-(a)에서 보는 바와 같이 최고속도가 약 -15 cm 정도를 갖으며 혼들림 각도 (Fig 5-(b))와 같은 형태의 응답곡선을 갖는다. 또한, 이와 같은 속도응답에 따라 Fig 5-(c)에서 보는 바와 같이 크레인의 이송 위치가 결정되는데 정상상태에서 약 2.8 cm의 위치오차가 있음을 알 수 있다. 이는 크레인이 초기위치에서 약 2.8 cm 정도 편이된 지점으로 이송 되었음을 나타낸다.

무진동 제어개인 ( $k_d$ )을 5로 증가시켜 주면 Fig 5-(b)에서 보는 바와 같이 운반물의 혼들림은  $k_d=3$ 인 경우와 비교하여 더욱 감쇠되어 1/2 진자주기가 되는 시점 (1.28초)에서 약 1.2도가 됨을 알 수 있다. 그러나, 혼들림 응답에 평균진폭 0.4도, 주기 약 2 Hz의 주파수를 갖는 잔진동이 실험을 알 수 있다. 이와 같은 잔진동은 입력속도 응답 (Fig 5-(a)에서  $k_d=5$ 인 경우)에서도 발생하며 이는 식 (8)의 무진동제어기가 혼들림 각도의 변화량에 비례하는 입력속도의 변화량을 계산하기 때문이다. 즉, 혼들림 각도 응답에 발생된 잔진동이 그대로 입력속도 응답에 전달되기 때문이다. 또한, 이 때의 크레인의 이송위치 응답 (Fig 5-(c)의  $k_d=5$ 인 경우)에서 정상상태 오차는 약 8.2 cm 정도로  $k_d=3$ 인 경우에 비하여 크레인이 약 5.6 cm 정도 더욱 편이됨을 알 수 있다.

이와 같이 무진동 제어개인이 증가함에 따라 혼들림 각도응답에 잔진동이 발생하고 정상상태 위치오차가 증가하는 경향은  $k_d=7$ 인 경우 더욱 심화됨을 알 수 있다. 즉, Fig 5-(b)의  $k_d=7$ 인 경우, 혼들림 각도는 1/2 진자주기 시점에서 약 0.5도가 되어 가장 좋은 혼들림 감쇠특성을 갖으나 혼들림 각도응답에  $k_d=5$ 인 경우와 유사한 잔진동이 발생함을 알 수 있다. 또한 Fig 5-(a)의  $k_d=7$ 인 경우에는 무진동 제어개인이 크게 적용 되었기 때문이다. Fig 5-(c)의  $k_d=7$ 인 경우 이송위치 응답은 정상상태에 수렴하지 못하고 크레인이 한 쪽 방향으로 계속 이송하게 된다.

이상으로 부터 무진동 제어개인이 증가하면 혼들림의 감쇠특성은 좋아지나 혼들림응답에 잔진동이 발생하고 이송위치 오차가 증가하는 경향을 나타냄을 알 수 있다. 여기서, 정상상태에서 속도입력이 0으로 수렴하지 않는 이유는 식 (6)에서의 제한조건(속도입력 포화)에

기인한다. 즉, 식 (6)에서 제한조건이 없다면 정상상태에서의 속도는  $\dot{x}_d(n) = -k_d\{\theta(n) - \theta(0)\} - \dot{x}_d(0)$  와 같으며 또한  $\theta(0) = \dot{x}_d(0) = 0$  임을 고려하면  $\dot{x}_d(n) = -k_d\theta(n)$  이 되어  $\theta(n) \rightarrow 0$  일 경우  $\dot{x}_d(n) \rightarrow 0$  가 되어야 한다. 그러나, 제한조건이 있을 경우 1번재 샘플링에서  $\dot{x}_d$ 는 포화가 된다. 만약, 2번재 부터 j번재 샘플링까지 포화가 발생하지 않고 j+1번재 부터 i번재 까지 포화가 발생하면 식 (6)은  $\dot{x}_d(n) = -k_d\theta(n) + k_d\{\theta(i) - \theta(j) + \theta(1)\} + \dot{x}_d(j)$  와 같이 정상상태에서  $\theta(n) \rightarrow 0$  이더라도  $\dot{x}_d(n) \rightarrow 0$  가 성립되지 않는다. 또한, 정상상태에서 속도입력 및 흔들림 각도가 진동하는 것은 제작된 각도측정기가 0점 부근에서 히스테리시스 (hysteresis) 특성을 갖는 것이 주원인으로 풀이된다. 즉, 각도측정기가 0점 부분의 미소 흔들림 각도를 측정할 경우 흔들림 각도의 부호가 변화함에 따라 측정된 각도의 변화율  $\theta(k) - \theta(k-1)$  은 실제보다 큰 값으로 측정되어 무진동 제어계인 ( $k_d$ ) 이 경우 속도입력은 쉽게 진동하게 된다.

위의 실험 결과로부터 속도경로 및 정지위치 제어기를 적용하는 본 실험에서는 흔들림의 신속한 감쇠특성 및 속도응답에의 잔진동 발생정도를 고려하여 무진동 제어계인 ( $k_d$ ) 을  $5\text{cm/sec}/\text{deg}$  로 설정하고 실험을 수행하였다.

## (2) 속도경로 및 정지위치 제어기실험

속도경로 계획 및 식(13)의 정지위치 제어기를 사용하고 무진동 제어계인 ( $k_d$ ) 을  $5\text{cm/sec}/\text{deg}$  로 고정시킨 상태에서 크레인의 제어 특성을 조사하였다. 그림 6은 무진동 제어기 및 정지위치 제어기를 사용하지 않고 크레인을  $2/3 \dot{x}_{\max}$  ( $20\text{ cm/sec}$ ) 의 속도로 9초동안 크레인을 구동시킨 후 크레인을 정지시킨 경우의 입력속도, 흔들림 각도 및 이송위치 응답을 나타낸 것이다. Fig 6에서 흔들림 각도 ( $\theta$ )는 일정한 주기운동을 하다가 정지 순간에 크레인이 급감속도로 인하여 더욱 크게 됨을 알 수 있다.

Fig 7은 무진동제어기 및 정지위치 제어기를 사용하고 주어진 경로계획에 따라 크레인을 이송시킨 경우이다. 또한, 위치 제어계인 ( $k_p$ ) 은  $0.5/\text{sec}$  로 고정하였으며 원하는 이송거리는  $180\text{ cm}$  로 주었으며, 프로그램 감속구간 동안의 이송거리는 ( $\Delta x$ )를  $30\text{ cm}$  로 주었다. Fig 7-(a)에서 입력속도 응답은  $t=0\text{ sec}$  부터 하나의 샘플링시간( $0.15\text{sec}$ )이 지난후 식(7)에서 구한 최고속도의

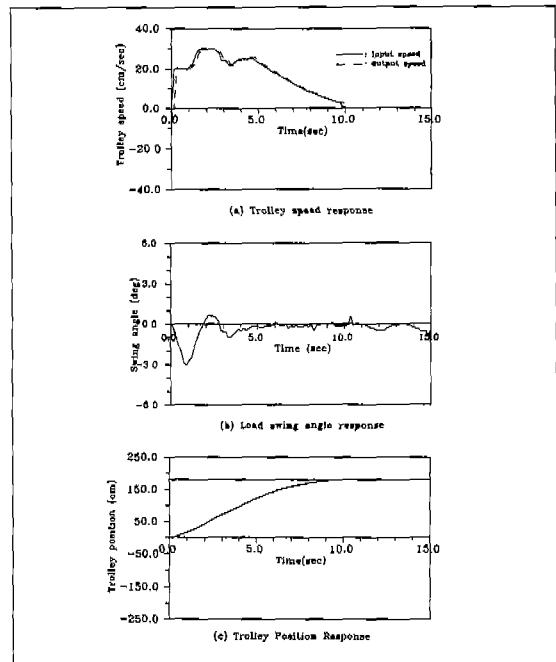


Fig. 7 Response characteristics of controlled anti-swing crane (distance = 100cm)

$2/3$ 의 값을 갖으며 출력속도 응답은 이보다 하나의 샘플링시간이 지난후에 입력속도 응답에 추종한다. 이후  $t=1/4 T_i$  이 되는  $0.64\text{ sec}$  까지 일정한 속도를 유지하며  $t=1/4 T_L$  이 되는 시점에 식 (8)의 무진동 제어기가 적용된다. Fig 7-(a)에서 실제 무진동 제어기가 적용되는 시점은 아날로그 제어기를 사용하면 정확히  $t = 0.64\text{ sec}$  가 되어야 하나 본 연구에서는 식(8)과 같은 디지털 제어기를 사용하였으므로 샘플링 주기의 정수배가 되는  $t=0.75\text{ sec}$  (5 번째 샘플링 시간)에 적용된다. 따라서, 출력속도 응답은  $0.75\text{ sec}$  와  $0.9\text{ sec}$  (6 번째 샘플링 시간) 사이에 무진동 제어기에 의하여 계산된 입력속도 응답에 추종하여 운반물의 흔들림을 감쇠하기 시작한다.

Fig 7-(b)에서 보는 바와 같이 크레인의 초기가속에 의하여 뒤로 쳐진 운반물은  $0.75\text{ sec}$  와  $0.9\text{ sec}$  사이의 어느 시점부터 감쇠되어 흔들림의 진폭이 줄어든다. 이에 따라 Fig 7-(b)에서 운반물이 뒤로 치지기 시작하는 시점인  $2.1\text{ sec}$  (진자주기의  $3/4$ 이 되는 시점에 한 샘플링 주기를 더한 시점) 부터 서서히 감속되어 흔들림을 감쇠시킨다. 이후 무진동 제어기는 Fig 7-(c)에서 보는 바와 같이 크레인의 이송위치가 식 (9)의 조건

( |  $\kappa$ -(180-30) | <1>)을 만족하는  $t=4.8$  sec 까지 운반물의 흔들림을 완전히 감쇠시킨다.

Fig 7-(b)에서 보는 바와 같이 운반물의 흔들림은  $t=4.8$  sec 이후 약 -0.2도의 값으로 감쇠되었음을 볼 수 있다. 실제 운반물의 흔들림을 관찰한 결과 운반물은 이 시점 이후 거의 흔들리고 있지 않았으나 흔들림 각도는  $t=4.8$  sec 이후 -0.2 도의 각도로 쳐져 있는 것과 같이 측정되었다. 이는 운반물이 중력방향으로 정지되어야 하는 자연현상으로 부터 쉽게 설명될 수 있다.

프로그램 감속구간에서 트롤리는  $t=6.30$  sec 까지는 식 (11)에 의하여 계산된 선형 감속운동을 하며 이후 Fig 7-(a)에서 트롤리의 이송속도가 2cm/sec 이하로 감소된 시점인 9.75 sec까지는 식 (12)에 의하여 계산된 비선형 감속운동을 한다. 프로그램 감속구간에서 선형과 비선형 감속이 전환되는 시점인  $t = 6.30$  sec의 전후에서 식 (11)과 식 (12)를 유도할 때 사용되었던 이 속도 등급에 변곡점이 없어야 하는 조건이 만족되었음을 관찰할 수 있다. 또한, 이 구간에서 운반물은 미소한 진진동을 제외하고 더 이상 흔들리지 않는 것을 알 수 있다.

정지위치 제어구간에서 트롤리는 10.5초 후에 완전히 정지하고 이때의 이송오차는 약 1.0cm 정도임을 알 수 있다. 이 구간에서 정지위치제어기가 작동됨에 따라 운반물에 약 0.4° 진폭의 흔들림이 발생하게 됨을 볼 수 있다. 이는 감속구간에서 위치제어구간으로 전환될 때 위치제어기에 의하여 결정되는 가속도가 감속구간에서의 가속도와 다르게 결정되기 때문이다. 따라서, 이와 같은 잔여 흔들림의 진폭을 감소시키려면 위치제어계인 ( $k_p$ )을 작게 설정함으로써 감속구간과 위치제어구간의 가속도 변화를 최대한으로 줄여주면 된다. 그러나, 제어계인이 작게 설정되면 위치제어구간의 적용시간이 커져 전체 이송시간이 증가된다. 따라서, 위치제어계인은 허용가능한 흔들림의 진폭을 설정한 후에 결정하는 것이 바람직하다.

이와 같은 결과를 제어하지 않는 경우(Fig 6)와 비교하면 최종이송 시간은 약 1.5초 정도 증가되나 이송 및 정지 후의 운반물의 진동이 작기 때문에 정지 후 다음 공정으로 신속하게 진행할 수 있다.

## 5. 결론 및 향후 연구 방향

### (1) 결 론

본 논문에서는 무진동 크레인의 제어특성을 향상시키기 위하여 개회로 및 폐회로 제어방법을 적절히 혼합한 속도경로 계획을 설계하고자 하였다. 이를 위해서 무진동 제어기, 프로그램 감속 알고리즘 및 정지위치 제어기를 제작하였으며 이의 특성을 실험을 통하여 조사하였다. 초기 흔들림을 6도 가진 시킨 상태에서 무진동 제어기를 적용한 이송 실험을 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 맺을 수 있다.

1) 제안된 무진동 제어기는 초기에 발생된 운반물의 흔들림을 신속하게 감쇠시키는 특성을 나타내며, 운반물의 흔들림을 약 1/2 주기 만에 완전히 감쇠시킬 수 있었다.

2) 프로그램 감속 알고리즘에서는 무진동 제어구간에서 제어된 운반물의 흔들림(거의 0도)을 그대로 유지하면서 목표지점에 접근할 수 있었다.

3) 정지위치 제어구간에서는 제어계인의 크기에 따라 운반물에 작은 진폭의 흔들림이 발생되나 정확하게 목표지점에 트롤리를 정지시키며, 최종이송시간은 제어하지 않은 경우에 비하여 제어계인의 크기에 따라 불과 1~2초 정도 밖에 증가되지 않았다.

4) 실험결과, 무진동 제어계인( $k_d$ )은 약 5.0 cm/sec/deg 일 경우 3.0 및 7.0 cm/sec/deg인 경우에 비하여 더 좋은 성능을 갖으며 크레인 시스템의 감쇠효과를 증가시키기 위하여 제어계인을 크게 설정하면 크레인 시스템의 비선형 특성과 각도 측정기가 갖는 히스테리시스 및 소음의 영향으로 트롤리가 고주파수의 진동을 하게 된다. 이와 같은 진동은 크레인을 이용한 중량물 이송 작업에서 운반물의 낙하 위험성을 유발할 수 있기 때문에 제어계인을 설정할 때 절대적으로 고려되어야 할 사항이다.

### (2) 산업계 응용가능성 및 향후 연구방향

실험 결과 개발된 무진동 크레인의 산업계의 응용가능성과 향후 연구 방향은 다음과 같다.

1) 실험 장치에 사용된 A/C 서보모터의 가격이 일반 모터에 비하여 고가이기 때문에 이를 일반 크레인에서 사용되고 있는 인버터, 싸이리스터, 혹은 ON/OFF 제어용 일반 모터로 교체하여 개발된 제어기의 적용 연구가 수행되어야 한다.

2) 폐회로 제어기를 적용하기 위하여 각도측정장치를 제작 사용하였는데 실험 결과 밝혀진 이 장치의 히스테리시스 및 소음 특성은 크레인 이송작업의 안전성에 영

향을 미칠 수 있기 때문에 이의 개선이 요구된다.

3) 개발된 제어기는 운반물의 최종 이송거리가 주어져야만 속도 경로 계획을 설정할 수 있기 때문에 작업자의 판단에 의해서 구동되는 수작업 크레인과 같이 이송거리가 주어지지 않는 경우에는 적용이 부적합하고 자동화 창고, 자동물류시스템 및 극한 환경의 원격 작업등과 같은 자동화 크레인으로 적용이 국한될 수 밖에 없다. 따라서, 일반 크레인에 이를 적용하기 위하여 이송거리가 주어지지 않은 경우에 대한 무진동제어기의 개발이 요구된다.

이와같은 연구 방향을 토대로 현재 한국 원자력 연구소에서는 1톤 규모의 파이롯 크레인을 제작하고 위의 제어기와 각종 개회로 제어기, 폐지 제어기 및 흔들림-위치 동시제어기를 개발하고 실증 실험을 거의 완료하였으며 이 기술의 실용화 사업을 추진중에 있다.

### 참고문헌

1. James F. Jones, et al., "Swing Damped Movement of Suspended Objects", SAND-87-2189, 1987.
2. Strip, David R. "Swing-free Transport of Suspended Objects", IEEE Transactions on Robotics and Automation Vol.5, No.2, pp. 234~246, 1989.
3. M. W. Noakes, et al., "An Application of Oscillation Damped Motion for Suspended Payloads to the Advanced Integrated Maintenance System", '90 ANS, Vol.1, pp. 63~68, 1990.
4. E. Ohnishi, et al., "Automatic Control of an Overhead Crane", '84 IFAC, No.66.3, pp. XIV-37~XIV-42, 1984.
5. 이동철, 신민생, 하주식, 김상봉, "Control of Crane Systems by a Digital Redesign Method", 대한기계학회 논문집, 제16권 제1호, pp. 41~52, 1992.
6. Byung Suk Park, Ji Sup Yoon, et al., "Development of Anti-swing Overhead Crane for Handling Nuclear Material", JIWMC Proceedings, Vol. 2, pp. 159~164, 1991.
7. Ji Sup Yoon, Byung Suk Park, et al., "Development of Anti-swing Control Algorithm for the Overhead Crane", Proceedings, ANS 39th Conference on RST, pp. 89~94, 1991.
8. 박병석, 윤지섭, 이재설, "핵연료 이송을 위한 무진동 크레인의 적용가능성에 관한 연구", '92 춘계 한국원자력학회, pp. 395~404, 1992.
9. 이재설의 "사용후 핵연료 취급장치 및 보수기술개발", 한국원자력연구소 보고서 (KAERI-NEMAC/RR-33/91) pp. 1~39, 1991.
10. J. W. Auernig and H. Troger, "Time Optimal Control of Overhead Crane with Hoisting of the Load", Automatica, Vol. 23, No. 4, pp. 437~447, 1987.
11. Knut Aanerud, "Shorter Unloading Times for Grab Handling Portal Cranes", ABB Review, No. 2, 1988.